



---

**Universidad de Valladolid**

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y FLUIDOMECÁNICA

TESIS DOCTORAL:

**ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DE CONFORT TÉRMICO DE  
ESTRATEGIAS SOSTENIBLES DE  
ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO DE EDIFICIOS  
BASADAS EN SISTEMAS RADIANTES**

Presentada por Manuel Andrés Chicote para optar al grado de  
doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:  
Dr. Eloy Velasco Gómez  
Dr. Francisco Javier Rey Martínez





---

**Universidad de Valladolid**

SCHOOL OF INDUSTRIAL ENGINEERING

DEPARTMENT OF ENERGY AND FLUIDMECHANICS

Ph.D THESIS:

**ENERGY AND THERMAL COMFORT PERFORMANCE  
OF INTEGRATED SUSTAINABLE STRATEGIES FOR  
BUILDING CONDITIONING BASED ON RADIANT  
SURFACE SYSTEMS**

A dissertation submitted by Manuel Andrés Chicote in partial fulfillment of the requirements for the Ph.D. degree (European Mention) by the University of Valladolid

Directed by:  
Ph.D. Eloy Velasco Gómez  
Ph.D. Francisco Javier Rey Martínez



*A mis padres,*

*„Das Leben ist wie ein Fahrrad, man muss sich vorwärts bewegen um das Gleichgewicht  
nicht zu verlieren“*

*ALBERT EINSTEIN*



# AGRADECIMIENTOS

Considero que la finalización de este trabajo constituye un hito más en mi vida, tanto en el ámbito académico/profesional como en el personal, y permite de algún modo, seguir avanzando y mantener el equilibrio en esa bicicleta figurada de la que hablaba Einstein.

Sin embargo, su realización no hubiese sido posible sin el apoyo y colaboración de numerosas personas e instituciones a las que quiero dar particularmente las gracias:

En primer lugar, de forma muy especial, a los directores de este proyecto de tesis doctoral, Dr. Eloy Velasco Gómez y Dr. Francisco Javier Rey Martínez. Su dedicación y consejo, así como la confianza mostrada en mi trabajo en todo momento han sido fundamentales para mi formación y la consecución de los objetivos marcados a lo largo de este tiempo.

A los profesores y demás personal, que considero compañeros, que están o han pasado en este tiempo por el Laboratorio de Calor y Frío Industrial de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. En especial, a Sergio, Ana y Julio.

En el apartado institucional, he de agradecer sinceramente al Departamento de Sistemas Energéticos del *Fraunhofer Institute for Building Physics* la oportunidad que me ofreció al acogerme durante tres meses en su sede de Kassel (Alemania). En particular, gracias a su director, Dr. Dietrich Schmidt, así como a Juan, con quien compartí más de cerca mi trabajo allí y quien hizo mucho más sencilla mi estancia en la ciudad.

Igualmente, gracias al personal de la empresa IDOM-ACXT, tanto en Madrid como en Bilbao, con quienes tuve la oportunidad de colaborar en el ámbito del proyecto de investigación CENIT-TECNOCAI (TECNOlogías para la Calidad de los Ambientes Interiores).

Gracias al Ministerio de Educación del Gobierno de España, quien a través de la concesión de la beca de Formación de Profesorado Universitario (FPU) (Referencia: 2449-2010) ha hecho posible en gran medida el desarrollo de este proyecto doctoral.

Por otra parte, si cabe con un mayor significado para mí, he de agradecer a todas las personas cercanas con quien tengo la suerte de compartir el resto de mi tiempo. Sin su apoyo y su cariño nada de esto sería posible:

A mis amigos/as, que nunca me han faltado en los buenos momentos pero, sobre todo, en los malos.

A mi familia, en especial a mi tía Marimi y a mi hermana María.

Por supuesto, a Esther, quien me acompaña y me aguanta en el día a día, y con quien espero compartir el cumplimiento de otras muchas etapas de nuestras vidas en el futuro.

Y por último, gracias a mis padres, a quien he querido dedicar especialmente mi trabajo. A mi madre, de quien no sería posible expresar con palabras aquello que representa para mí y todo lo que le he de agradecer. Y a mi padre, cuyo ejemplo y enseñanzas me hicieron la persona que hoy soy, y quien desde ahí arriba siempre guiará cada uno de mis pasos.

A TODOS, GRACIAS.





# ÍNDICE / INDEX

Índice / Index .....	i
Resumen / Summary .....	vii
Motivación y objetivos / Motivation and objective .....	xi
Contenidos / Contents .....	xv
Listado general de símbolos / General list of symbols .....	xxiii

## **PARTE I: INTRODUCCIÓN**

### *CAPÍTULO I: USO DE LA ENERGÍA Y CONFORT TÉRMICO EN EDIFICIOS SOSTENIBLES (CHAPTER I: ENERGY USE AND THERMAL COMFORT IN SUSTAINABLE BUILDINGS)*

I.1. Contexto energético actual en el sector de la edificación .....	6
I.1.1. Problemática energética actual .....	6
I.1.2. Política energética global y cambio climático .....	10
I.1.3. Situación del sector de la edificación .....	12
I.2. Confort térmico en ambientes interiores .....	17
I.2.1. Fundamentos teóricos del confort térmico .....	18
I.2.2. Criterios de evaluación del confort térmico .....	20
I.2.3. Condiciones de disconfort térmico local .....	29
I.3. Conceptos energéticamente sostenibles en el diseño y operación de edificios .....	31
I.3.1. Reducción de la demanda de energía .....	32
I.3.2. Aprovechamiento de fuentes de energía alternativas .....	37
I.3.3. Eficiencia energética de sistemas y procesos .....	41
I.4. Referencias .....	44

### *CAPÍTULO II: SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO POR DISIPACIÓN RADIANTE (CHAPTER II: RADIANT SURFACE HEATING AND COOLING SYSTEMS)*

II.1. Principios generales del acondicionamiento radiante .....	54
II.1.1. Reseña histórica y antecedentes de los sistemas actuales .....	54
II.1.2. Fundamentos de transferencia de calor en sistemas radiantes .....	55
II.1.3. Confort térmico y sistemas radiantes .....	56
II.1.4. Consideraciones preliminares adicionales .....	59

II.2.	Sistemas radiantes. Tipologías.....	61
II.2.1.	Sistemas de paneles radiantes.....	63
II.2.2.	Sistemas superficiales embebidos.....	67
II.2.3.	Sistemas TABS (Thermally Activated Building Systems).....	68
II.3.	Integración con alternativas de generación de bajo consumo.....	75
II.3.1.	Aspectos generales.....	75
II.3.2.	Producción de agua fría en torres de enfriamiento.....	76
II.4.	Referencias.....	84

## **PARTE II: ANÁLISIS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES PARA LA COMPRENSIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE SISTEMAS DE DISIPACIÓN RADIANTE**

### *CAPÍTULO III: ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA RADIANTE DE PANELES DE TECHO EN CÁMARA CLIMÁTICA*

#### *(CHAPTER III: EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A RADIANT CEILING PANEL SYSTEM IN A CLIMATE TEST ROOM)*

III.1.	Introducción.....	94
III.2.	Descripción del dispositivo experimental.....	95
III.2.1.	Descripción de la instalación.....	95
III.2.2.	Medida, registro y procesado de datos.....	98
III.3.	Metodología.....	101
III.3.1.	Análisis previo de parámetros de influencia.....	101
III.3.2.	Diseño de experimentos.....	102
III.3.3.	Determinación de parámetros. Método.....	105
III.4.	Resultados y discusión.....	107
III.4.1.	Análisis en modo refrigeración.....	107
III.4.2.	Análisis en modo calefacción.....	119
III.5.	Conclusiones.....	125
III.6.	Referencias.....	126

### *CAPÍTULO IV: ANÁLISIS TEÓRICO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA LOSA ACTIVADA*

#### *(CHAPTER IV: THEORETICAL HEAT TRANSFER ANALYSIS OF A THERMALLY ACTIVATED SLAB)*

IV.1.	Introducción.....	134
IV.2.	Transferencia de calor en una losa activada .....	135
IV.2.1.	Preliminares .....	135
IV.2.2.	El 'modelo EMPA' como punto de referencia .....	136
IV.2.3.	Transferencia de calor en régimen estacionario .....	139
IV.2.4.	Transferencia de calor en régimen no estacionario .....	140
IV.3.	Estudio de los parámetros de diseño de un sistema TABS.....	145
IV.3.1.	Descripción del planteamiento y método.....	145
IV.3.2.	Resultados de transferencia de calor estacionaria .....	146
IV.3.3.	Resultados de transferencia de calor transitoria.....	150
IV.4.	Conclusiones .....	167
IV.5.	Referencias.....	169

***CAPÍTULO V: MONITORIZACIÓN DE UN EDIFICIO SOSTENIBLE EQUIPADO CON SISTEMAS DE FORJADOS ACTIVOS  
(CHAPTER V: FIELD MEASUREMENTS OF THERMALLY ACTIVATED BUILDING SYSTEMS (TABS) IN A REAL SUSTAINABLE BUILDING)***

V.1.	Introducción.....	176
V.2.	Edificio sede de IDOM-ACXT (Madrid) .....	176
V.2.1.	Descripción del edificio .....	176
V.3.	Metodología del estudio de monitorización.....	178
V.3.1.	Planteamiento de la campaña de monitorización .....	178
V.3.2.	Parámetros de interés .....	179
V.3.3.	Equipos de medida y registro de datos .....	180
V.4.	Resultados y discusión .....	182
V.4.1.	Condiciones de confort térmico global y local.....	183
V.4.2.	Calidad del aire interior y eficacia de ventilación .....	188
V.4.3.	Sistema TABS. Disipación de energía.....	189
V.5.	Conclusiones .....	192
V.6.	Referencias.....	193

***PARTE III: SIMULACIÓN DE ESTRATEGIAS SOSTENIBLES DE ACONDICIONAMIENTO DE EDIFICIOS BASADAS EN SISTEMAS DE DISIPACIÓN RADIANTE POR TECHO***

**CAPÍTULO VI: DESARROLLO Y ANÁLISIS DEL MODELO DE SIMULACIÓN DE UN EDIFICIO DE OFICINAS ACONDICIONADO CON SISTEMAS RADIANTES**

**(CHAPTER VI: DEVELOPMENT OF A SIMULATION MODEL FOR AN OFFICE BUILDING WITH RADIANT CONDITIONING SYSTEMS)**

VI.1.	Introducción.....	200
VI.2.	Edificio ZUB.....	201
VI.2.1.	Descripción del edificio.....	201
VI.2.2.	Sistema de monitorización y disponibilidad de datos .....	206
VI.3.	Descripción del modelo de simulación .....	208
VI.3.1.	Antecedentes y modelo geométrico.....	208
VI.3.2.	Aspectos generales del modelo de simulación .....	209
VI.3.3.	Condiciones de contorno e hipótesis de simulación .....	211
VI.4.	Metodología del proceso de identificación .....	215
VI.4.1.	Introducción. Validación y calibración de un modelo .....	215
VI.4.2.	Descripción del proceso de identificación.....	216
VI.4.3.	Introducción progresiva de mejoras en el modelo.....	219
VI.5.	Resultados y discusión .....	221
VI.5.1.	Resultados de la calibración del modelo base ('modelo_2') .....	221
VI.5.2.	Influencia de parámetros adicionales .....	225
VI.5.3.	Consideración de las señales de apertura de ventanas .....	228
VI.5.4.	Modelo de 2 nodos térmicos.....	230
VI.6.	Conclusiones .....	233
VI.7.	Referencias.....	234

**CAPÍTULO VII: OPTIMIZACIÓN DE ESTRATEGIAS INTEGRADAS CON SISTEMAS RADIANTES POR TECHO**

**(CHAPTER VII: OPTIMIZATION OF INTEGRATED STRATEGIES BASED ON RADIANT CEILING SYSTEMS)**

VII.1.	Introducción.....	242
VII.2.	Descripción del estudio.....	243
VII.2.1.	Planteamiento general .....	243
VII.2.2.	Edificio .....	243
VII.2.3.	Climatología.....	245
VII.2.4.	Instalaciones .....	248
VII.2.5.	Modos de operación .....	254
VII.2.6.	Confort .....	256

VII.3. Metodología.....	258
VII.3.1. Principales modelos utilizados.....	260
VII.4. Resultados y discusión .....	265
VII.4.1. Comparación entre distintos sistemas emisores radiantes.....	266
VII.4.2. Análisis de alternativas de generación de agua fría.....	271
VII.4.3. Análisis de modos y parámetros de control .....	275
VII.5. Conclusiones .....	278
VII.6. Referencias.....	281



# RESUMEN

Actualmente, la edificación es responsable de aproximadamente un 40 % del consumo de energía final en la Unión Europea. Además, el sector evoluciona junto al resto de la sociedad hacia la mejora de las condiciones de bienestar de las personas, buscando proporcionar la máxima calidad de los ambientes interiores, lo cual está ligado, a priori, a un nuevo incremento de las necesidades energéticas. Sin embargo, al mismo tiempo, la evolución del diseño, construcción y operación de los edificios ha de adaptarse a la actual situación de crisis generalizada existente en el ámbito económico, energético y ambiental. En tal contexto, la mejora de la eficiencia en la utilización de la energía, así como el aprovechamiento de recursos renovables, se plantean como medidas prioritarias dentro del sector.

En estos términos, los sistemas de acondicionamiento radiante representan una tecnología alternativa de interés de cara al cumplimiento de los actuales requerimientos de sostenibilidad en los sistemas de calefacción y refrigeración de edificios. Tales sistemas atesoran un gran potencial de cara a la mejora de la eficiencia energética de los procesos de generación y transferencia de calor, así como la capacidad de proporcionar niveles de confort térmico elevados a través de la reducción de corrientes de aire y el establecimiento de un entorno térmico más homogéneo.

Su implantación se encuentra notablemente extendida en países de la mitad norte del continente europeo. Sin embargo, en países meridionales como España, donde las necesidades de refrigeración son importantes, su penetración es, por el momento, más escasa. Frente a los sistemas radiantes de baja y media inercia térmica (sistemas de paneles y sistemas superficiales tradicionales), la tipología TABS (*Thermally Activated Building Systems*), a través de su integración en la propia estructura del edificio, es capaz de aprovechar su capacidad de acumulación y desacoplar producción y demanda, mostrándose actualmente como la alternativa más prometedora a pesar de su nivel de desarrollo más tardío.

Partiendo de este contexto, el trabajo de tesis doctoral aquí presentado aborda diversos análisis acerca del comportamiento de los sistemas radiantes. Como punto de partida se muestran los resultados derivados de la caracterización experimental de un sistema de paneles dispuesto en una cámara climática. De este modo es posible profundizar en el entendimiento de la transferencia de calor entre la superficie radiante y el entorno, dando explicación a algunos aspectos tratados con cierta ambigüedad en la literatura existente. A su vez, se demuestra la garantía de unos adecuados niveles de confort térmico bajo condiciones de operación realistas.

Una vez afianzada la base de conocimiento del proceso de disipación fundamental, el trabajo desarrollado se centra en la evaluación de aspectos más específicos asociados a la tecnología TABS. Por un lado, haciendo uso del enfoque matemático propuesto por el denominado 'modelo EMPA', se llevan a cabo una serie de estudios teóricos que determinan la influencia de diversos parámetros constructivos y operacionales sobre el comportamiento estacionario y transitorio de una losa activada planteada como sistema de acondicionamiento. Dicha información proporciona una valiosa guía práctica para establecer el diseño de un sistema TABS, que hasta la fecha supone una etapa obviada en muchas ocasiones. Por otra parte, esta tesis también recoge, en la medida de lo posible, resultados derivados de la aplicación de esta tecnología en edificios comerciales reales. En particular, la monitorización de variables de confort y energía en el edificio sede de IDOM-ACXT en Madrid, constituye un caso de estudio de éxito que demuestra la viabilidad y las grandes prestaciones proporcionadas a través de la integración de conceptos energéticamente eficientes centrados en torno a un diseño TABS.

No obstante, pese a la simplicidad del concepto de los sistemas hidráulicos embebidos en los elementos estructurales del propio edificio, el control del sistema y las interacciones energéticas entre

este y su entorno engloban una amplia variedad de aspectos técnicos de interés y posibles alternativas de operación que abren un extenso campo de investigación futuro. En este sentido, y dada la escasez de proyectos de demostración a escala real en el área climática considerada, resulta complicado analizar todas esas variantes a través de un enfoque experimental. Por ello, la parte final de esta tesis centra su atención en la simulación energética como herramienta de utilidad que permita acometer esta tarea con un importante ahorro de los recursos requeridos y sin el inconveniente de afectar a un ambiente térmico real sobre el que rigen otros intereses prioritarios.

En base a ello, en primer lugar se lleva a cabo el desarrollo e identificación de un modelo de simulación en el entorno TRNSYS correspondiente a un edificio real equipado con TABS situado en la ciudad de Kassel, Alemania. A partir de los resultados obtenidos se aporta la evidencia suficiente para justificar el adecuado comportamiento de un modelo de capa activa ya existente en su aplicación dentro de un modelo de simulación integrado más general. Esta parte del trabajo se sirve de los datos monitorizados en el edificio para crear el modelo y proporcionar conclusiones de interés acerca de los parámetros de entrada de mayor relevancia para el proceso.

Finalmente, se describe un estudio de simulación que analiza el comportamiento de sistemas de enfriamiento radiante por techo (especialmente TABS) en términos de energía consumida y niveles de confort global. En él se considera la influencia de distintas condiciones climatológicas, diferentes esquemas de operación, así como la integración del sistema con diversas alternativas de generación. Los resultados obtenidos proporcionan valores de operación optimizados en cada uno de los casos de estudio para diferentes grados de confort admitidos, permitiendo proponer algunas recomendaciones para la aplicación de los sistemas. Además, a partir de esta tarea se detectan posibles debilidades, que abren la puerta al desarrollo de una línea de investigación inmediata centrada en el estudio específico de tales aspectos. Igualmente, las conclusiones derivadas pueden tomarse como información preliminar para determinar qué alternativas (y cuáles no) sería interesante trasladar e implantar a escala real en un futuro para ser sometidas a un análisis más detallado de su comportamiento.



# SUMMARY

Nowadays, buildings are responsible for up to 40 % of total energy consumption in the European Union. Moreover, the sector develops to improve social well-being by providing the best possible indoor environment, which is bound to increase energy use. However, at the same time, it has to adapt to the current economic, energetic and environmental crisis situation. In this context, improving energy efficiency and the use of renewable energy sources are important measures needed within the sector.

In these terms, radiant ceiling systems are shown as an important alternative technology in order to meet current sustainable heating and cooling requirements. Such systems hold a great potential for the enhancement of energy efficiency in generation and heat transfer processes, as well as the ability to provide high thermal comfort levels by reducing air draft and establishing a more uniform thermal environment.

Their implementation is quite widespread in countries of the northern half of Europe. However, in southern countries such as Spain, where cooling requirements are important, its penetration is scarcer for the moment. In comparison with radiant systems of low and medium thermal inertia (panel systems and traditional embedded surface systems), Thermally Activated Building Systems (TABS), through their integration into the structure of the building itself, are able to exploit its thermal storage capacity and decouple energy production and demand. This way, despite its still lower level of development, TABS currently appear as the most promising radiant conditioning technology.

From this context, this doctoral thesis deals with various studies on the performance of radiant systems. As a starting point the results derived from the experimental characterization of a panel system arranged in a climatic test room are shown. This makes it possible to deepen the understanding of the heat transfer process between the radiant surface and its environment, which gives proper explanation to some aspects that are treated somewhat ambiguously in the existing literature. At the same time, it is demonstrated that adequate thermal comfort levels under realistic operating conditions can be ensured.

Once the knowledge base on the fundamental dissipation process is consolidated, this work focuses on the evaluation of specific aspects associated with the TABS technology. On the one hand, using the mathematical approach proposed by the so-called 'EMPA model', a series of theoretical studies to determine the influence of various constructive and operational parameters on the steady-state and transient behavior of a thermally activated slab are carried out. This information provides practical design guidelines for the TABS system, which, to date, represent an often overlooked stage. Moreover, as far as possible, this thesis also includes results derived from the application of TABS in real commercial buildings. In particular, the monitoring of comfort and energy variables at the IDOM-ACXT headquarters building in Madrid constitutes a successful case study that demonstrates the feasibility and great benefits provided through the integration of energy efficient concepts in a TABS-centered building design.

Nevertheless, despite the simplicity of the concept behind an hydraulic circuit embedded in the structural elements of the building, the control of the system and the energy interactions between it and its surroundings encompass a wide range of technical aspects of interest as well as of possible operation alternatives that open a vast field of future research. In this regard, and given the lack of full-scale demonstration projects existing in the climatic area being considered, it is difficult to analyze all these variants through an experimental approach. Therefore, the final part of this thesis focuses on energy simulation as a useful tool that allows to address this task with a significant saving of the required resources, and without the inconvenience of affecting real thermal environments that are governed by other interests.

On this basis, first, this thesis shows the development and identification process of a TRNSYS simulation model of a real office building equipped with radiant systems, which is located in Kassel (Germany). From the obtained results, enough evidence is provided in order to justify the proper behavior of an existing active layer model, which is applied into a more general and integrated simulation approach. This part of the work uses monitored data from the real building to create the model and provide interesting conclusions about the influence of the most relevant input parameters.

Finally, the present work describes a comprehensive simulation study that analyzes the behavior of radiant ceiling cooling systems (especially TABS) in terms of energy consumption and global thermal comfort levels. It considers the influence of weather, of various schemes of operation and also of the integration of the system with different generation alternatives. The results provide optimized operation values in each of the case studies, allowing proposing some recommendations for the system's implementation. In addition, from this task possible weaknesses are revealed, which opens the door to developing an immediate line of research focused on the specific study of such aspects. Similarly, the conclusions drawn can be used as background information to determine which alternative (and which not) would be interesting to transfer to full-scale future deployment in order to develop more detailed performance analyses.

# MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

La presente tesis doctoral se encuadra en el trabajo que el grupo de investigación de Termotecnia de la Universidad de Valladolid viene desarrollando desde hace más de 25 años en los ámbitos de la eficiencia en la energética edificatoria, el desarrollo de alternativas de climatización de bajo consumo y la evaluación y mejora de la calidad de las condiciones en ambientes interiores. Dicha trayectoria se encuentra avalada por el desarrollo y coordinación de multitud de Proyectos Final de Carrera y Trabajos Fin de Grado, así como por el desarrollo de más de 10 tesis doctorales en este ámbito. En particular, las líneas de investigación en las que se ha centrado todo ese trabajo responden fundamentalmente al análisis más específico de sistemas de recuperación de energía y enfriamiento evaporativo, así como al desarrollo de estudios de certificación energética en edificios.

No obstante, en el año 2011, a través de la colaboración en el marco del proyecto de investigación nacional CENIT-TECNOCAI (*Tecnologías eficientes e inteligentes orientadas a la salud y al confort en ambientes interiores*), el grupo entra en contacto con una nueva línea de gran potencial basada en el estudio y aplicación de sistemas de acondicionamiento radiante. En este contexto, el presente proyecto de tesis doctoral constituye el punto de partida con el que se aborda la apertura de esta nueva vía de trabajo.

Por otro lado, tal como se irá describiendo más adelante, se concede aquí una notoria relevancia a la simulación de sistemas energéticos. Cabe indicar que esta característica se encuentra motivada por la necesidad de impulsar la simulación como herramienta de apoyo a la investigación experimental desarrollada por el grupo permitiendo la reducción de costes económicos y de tiempo en los análisis preliminares de proyectos de innovación. Además, este aspecto adquiere una mayor importancia en el estudio de sistemas radiantes embebidos de alta inercia (forjados activos o TABS) cuyo análisis experimental a escala real en un área con escasos edificios de demostración se hace especialmente complicado.

Más allá de la situación concreta del grupo de investigación aquí descrita, el presente trabajo se encuentra además motivado de forma clara por las tendencias en investigación marcadas desde las instituciones y asociaciones tanto nacionales como europeas en el ámbito energético en la edificación.

Con este trabajo se busca contribuir al desarrollo de una tecnología de acondicionamiento sostenible que actualmente se puede considerar notablemente extendida en áreas del centro y el norte de Europa, especialmente para aplicaciones de calefacción, pero cuya penetración aún es muy escasa en áreas más meridionales del sur del continente con necesidades de refrigeración importantes.

Finalmente, debe notarse que el alcance de esta tesis no se limita a los resultados de la propia investigación aquí presentados. Desde un punto de vista global, el presente trabajo permite justificar también su interés como proyecto formativo de personal docente e investigador, lo que queda puesto de manifiesto a través del apoyo recibido por el Ministerio de Educación del Gobierno de España para tal fin. En este sentido, la contribución a la consecución de los objetivos de la hoja de ruta del Estado en materia de Educación y en materia de Energía, sirve igualmente como motivación para el desarrollo y la elaboración del trabajo.

Todos estos aspectos llevan a plantear el desarrollo de un proyecto de tesis con los siguientes objetivos fundamentales:

- Afianzar los cimientos del conocimiento de los sistemas de acondicionamiento radiante de cara a establecer una base sólida sobre la que desarrollar la nueva línea de investigación.

En este sentido, se plantea la necesidad de analizar con detalle la transferencia de calor desde una superficie radiante cualquiera hacia el ambiente. Adicionalmente, se pretende prestar especial atención a los fenómenos transitorios de conducción en sistemas radiantes embebidos de alta inercia, dado su prometedor potencial y su marcado carácter innovador.

- Demostrar el potencial de estos sistemas como alternativa de bajo consumo y elevado confort térmico.

Para ello, se establece el objetivo de abordar este punto, en la medida de lo posible, a través de estudios de campo en edificios reales equipados con la tecnología analizada.

- Avanzar en el desarrollo y/o aplicación de herramientas de modelización de estos sistemas que permitan explorar la multitud de oportunidades de aprovechamiento disponibles bajo distintas condiciones de contorno.

A partir de ello, se pretende proponer recomendaciones de operación, identificar las situaciones de mayor potencial de aprovechamiento, y abrir el camino de trabajos de investigación futuros en este ámbito, a través del planteamiento de los problemas o debilidades del sistema que deban focalizar un mayor interés.

# MOTIVATION AND OBJECTIVE

This PhD thesis fits in with the work that the research group on Thermal Engineering from the University of Valladolid has been developing for over 25 years in the fields of energy efficiency in buildings, the development of alternative low-energy HVAC systems and the evaluation and improvement of Indoor Environmental Quality (IEQ) conditions. This experience is backed up by the supervision and coordination of a great many different Final Degree Projects as well as by the development of more than 10 PhD theses in this field. Particularly, the lines of research on which all this work has been focused primarily respond to more specific analyses of energy recovery and evaporative cooling systems, along with to the development of building energy certification studies.

Nevertheless, in 2011, through the collaboration into the national research project CENIT-TECNOCAI (Efficient and smart technologies for health and thermal comfort in indoor environments), the research group got close to a new promising area of research based on the study and application of radiant conditioning systems. In this context, this PhD project constitutes the starting point to address the deepening of this new line of work.

Furthermore, as it will be described later, a remarkable relevance to the simulation of energy systems is given here. This feature is motivated by the need to promote energy simulation as a supporting tool for the experimental work conducted by the research group. The application of such methods will allow the reduction of economic and time costs in the preliminary analyses of innovation projects. In addition, improving simulation tools becomes especially important for the study of high-inertia embedded radiant systems (such as Thermally Activated Building Systems, TABS) whose full-scale experimental analysis in an area with few demonstration projects in real buildings is particularly difficult.

Apart from the specific situation of the research group that has been described here, this study is also clearly motivated by those research trends proposed from national and European institutions and associations in the field of energy in buildings.

In this sense, this work aims to contribute to the development of a sustainable technology for building conditioning which can be currently considered as remarkably widespread in areas of central and northern Europe, especially for heating applications. However, its penetration is still very poor in southern areas of the continent where cooling requirements are important.

Finally, it should be noted that the scope of this thesis is not limited to the results themselves from the research presented here. From a global perspective, this work can also justify its significance as a training project of young teachers and researchers, which is highlighted by the support received for this purpose from the Ministry of Education of the Spanish Government. In this regard, the contribution to achieving the objectives of the state roadmap on Education and Energy also serves as motivation for the development and preparation of this work.

All these aspects lead to propose the development of a PhD project with the following main objectives:

- Consolidation of the foundations of knowledge on radiant conditioning systems in order to establish a solid base on which to develop the new line of research.

In this sense, there is a need to analyze in detail the heat transfer process from any radiant surface towards its thermal environment. Additionally, given its promising potential and its strong innovative nature, special attention is intended to be paid to transient phenomena of heat conduction in high-inertia embedded radiant systems.

- Demonstration of the potential of these systems as a conditioning alternative with high thermal comfort and energy performance.

This target will be addressed, as far as possible, through the execution of field studies in real buildings equipped with the technology being analyzed.

- Progress on the development and/or application of modelling tools that allow exploring the wide range of utilization opportunities available under the various possible operational boundary conditions.

From this task, the present work aims to identify the situations of the greatest potential for system's application, propose recommendations for optimum operation, as well as open the road of future research in this area by setting out the problems or weaknesses to be focused on.

# CONTENIDOS

El proyecto de tesis doctoral surgido en base a la motivación y objetivos comentados anteriormente se encuentra estructurado en tres partes fundamentales en base a la información y tipo de estudios recogidos en cada una de ellas. A continuación se hace una breve descripción de sus contenidos:

**Parte I: Introducción.** En primer lugar, se aborda la actual problemática energética como marco de fondo del trabajo llevado a cabo. Asimismo, se incluye la relación de este contexto con las expectativas y requerimientos de calidad en ambientes interiores, así como una descripción general de las distintas alternativas en la edificación con potencial para establecer un equilibrio sostenible entre ambos aspectos. Entre ellas, se dedica especial atención al actual estado del arte de los sistemas de acondicionamiento radiante, que constituyen el foco principal de la tesis. Todo ello se divide en los dos capítulos siguientes:

- Capítulo I: Uso de la energía y confort térmico en edificios sostenibles
- Capítulo II: Sistemas de acondicionamiento por disipación radiante

**Parte II: Análisis teóricos y experimentales para la comprensión del funcionamiento de sistemas de disipación radiante.** Esta segunda parte contiene los resultados derivados de distintos estudios de tipo teórico y experimental que explican los fundamentos de operación de la tecnología de acondicionamiento radiante y sientan una base sólida de conocimiento. Por un lado, se presenta la caracterización experimental en laboratorio de un sistema de paneles radiantes de techo, buscando clarificar algunos aspectos ambiguos descritos en el conocimiento ya existente. A continuación, se centra la atención en el análisis de la tipología TABS, aportando unas directrices de diseño práctico derivadas de un amplio estudio paramétrico sobre la transferencia de calor en una losa activada. Finalmente, se evalúa el potencial de integración de estos sistemas de cara a proporcionar soluciones de elevadas prestaciones en términos de confort térmico. Para ello, se muestran los resultados de una campaña de monitorización llevada a cabo en un edificio de oficinas sostenible, sede de IDOM-ACXT en Madrid. Los contenidos de esta segunda parte se han distribuido en los siguientes capítulos:

- Capítulo III: Análisis experimental de un sistema radiante de paneles de techo en cámara climática.
- Capítulo IV: Análisis teórico de transferencia de calor en una losa activada.
- Capítulo V: Monitorización de un edificio sostenible equipado con sistemas de forjados activos.

**Parte III: Simulación de estrategias sostenibles de acondicionamiento de edificios basadas en sistemas de disipación radiante por techo.** En esta tercera y última parte del trabajo se plantea la simulación energética como herramienta para el estudio de los sistemas radiantes. En primer lugar, a partir del correspondiente estudio de identificación/calibración empleando datos medidos en un edificio de oficinas real situado en Kassel, Alemania, se justifica la validez del modelo utilizado. Seguidamente, se muestra el desarrollo de un amplio trabajo de simulación que analiza las características y potencial de los sistemas radiantes en distintas zonas climáticas, así como dentro de un enfoque integrado junto a diferentes alternativas de generación sostenible, estrategias de operación y control o esquemas de evaluación de confort térmico. Todos estos contenidos se recopilan en los siguientes capítulos:

- Capítulo VI: Desarrollo y análisis del modelo de simulación de un edificio de oficinas acondicionado con sistemas radiantes.
- Capítulo VII: Optimización de estrategias integradas con sistemas radiantes por techo.

Una vez concluida la presentación del contenido central de la tesis de acuerdo a la estructura anterior, se añade una sección final al margen que recoge las principales conclusiones que es posible extraer del trabajo presentado.

Asimismo, junto con el presente texto de la memoria en formato papel, se adjunta un CD con información adicional en formato electrónico. Tal contenido se ha organizado en los siguientes anexos:

- Anexo A: Torres de enfriamiento: Principales modelos matemáticos
- Anexo B: Características técnicas de equipos y datos de calibración
- Anexo C: Fundamentos de teoría del diseño de experimentos
- Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario
- Anexo E: Mapa de capacidades y rendimientos de las máquinas enfriadoras

Por otro lado, cabe comentar que el grueso de este trabajo de tesis doctoral es presentado en lengua castellana. Si bien, diversos contenidos a lo largo de él se incluyen también en lengua inglesa con el objetivo de facilitar su difusión y cumplir los requisitos para optar a la '*Mención de Doctorado Internacional*'. En particular, todas las secciones preliminares independientes mostradas en estas primeras páginas se encuentran duplicadas en ambos idiomas. Igualmente, cada uno de los siete capítulos ya descritos, es introducido por un breve resumen también en inglés. Las conclusiones finales (reunidas como síntesis de las citadas en castellano en cada uno de los capítulos) son presentadas únicamente en inglés.

Como parte de los aspectos preliminares se muestra una relación de nomenclatura general empleada a lo largo de todo el texto. No obstante, en algunos casos particulares, dentro del propio texto, podrán realizarse los convenientes incisos para describir simbología más específica. De este modo se pretende no entorpecer la lectura e interpretación de los diversos contenidos.

En otro orden de cosas, con el fin de proporcionar una mayor sencillez en la búsqueda de determinada información entre todas las páginas de esta memoria, se ha creído oportuno facilitar de forma separada las listas de referencias, figuras y tablas correspondientes a cada capítulo. Así, de acuerdo con todo lo anterior, cada uno de los siete capítulos se encuentra estructurado según sigue:

- Título e índice del capítulo
- Relación de figuras
- Relación de tablas
- '*Abstract*' o resumen escrito íntegramente en lengua inglesa
- Contenido principal del capítulo
- Referencias

La inclusión de las distintas referencias se adecúa a las siguientes consideraciones de formato:

A lo largo del texto la referencia a cualquier fuente de información externa aparece entre corchetes, incluyendo el nombre del autor o autores y el año de publicación. Por ejemplo: [Min et al. 1956]

Como casos particulares cabe mencionar las referencias a estándares y normativas específicas. En tales casos, el nombre del autor puede aparecer sustituido por el código del propio estándar o por el nombre del país al que pertenece la legislación referida. Por ejemplo: [CEN EN 15251 2007], [España 2007], etc.

Por su parte, según lo comentado, al final de cada capítulo se recoge el correspondiente listado de referencias en el cual estas aparecen ordenadas por orden alfabético según el nombre del autor. Además se indica el título completo de la referencia citada, el año de publicación, así como otros datos relevantes según el formato de los siguientes ejemplos:



[de Dear y Brager 1998] de Dear, R.J., G.S. Brager, 1998. *Towards an adaptive model of thermal comfort and preference*. ASHRAE Transactions, 104 (1), 145-167.

[CEN EN15251 2007] European Committee for Standardization - CEN, 2007. *EN 15251 - Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*. Brussels.

[España 2007a] España. 2007. *REAL DECRETO 47/2007, de 19 de enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción*. BOE núm. 27, 31 de enero de 2007, 4499-4507

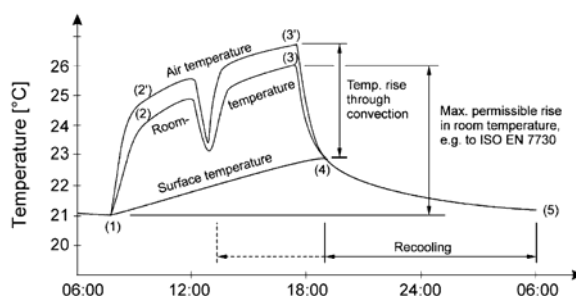
En caso de citar una fuente disponible en la web, se indica igualmente la fecha de la última consulta realizada, así como el enlace al recurso web en cuestión. Por ejemplo:

[IEA 2014] International Energy Agency: Statistics [sitio web], 2014. (Consulta: 29-agosto-2014). Disponible en: <http://www.iea.org/statistics/>

Finalmente, cabe mencionar que las distintas figuras, tablas y ecuaciones son incluidas de forma consecutiva por capítulo siguiendo numeración arábiga precedida del número del capítulo en números romanos. Todas las tablas van precedidas de un cabecero explicativo de su contenido, mientras que las figuras se acompañan del correspondiente pie de foto. A continuación se muestran dos ejemplos:

**Tabla III.1. Condiciones ensayadas en el estudio primero en régimen de refrigeración**

Temperatura del agua del tanque (°C)	Temperatura del aire interior (°C)
W1 - 10	A1 - 23
W2 - 14	A2 - 25
W3 - 17	A3 - 27



**Figura II.12.- Ciclo diario típico de operación de un sistema TABS. Fuente: [Lehmann et al. 2007]**

Las ecuaciones, por su parte, incluyen al lado de la expresión matemática la numeración según el siguiente formato:

$$q = B \prod_i (a_i^{m_i}) \Delta T_{DMLT} \quad Eq. II. 9$$

Nótese, que todas las figuras, tablas y ecuaciones pertenecientes a los anexos aparecen numeradas en el texto según este mismo criterio, sustituyendo el número del capítulo por la letra asociada al anexo correspondiente (A, B, C, D o E). Por ejemplo:

*'Tabla E.1. Datos de funcionamiento a plena carga de la enfriadora condensada por aire'*



# CONTENTS

The PhD project derived from the motivation and objectives discussed above is structured into three main parts based on the kind of information provided. A brief description of their contents is presented next:

**Part I: Introduction.** First, the current worldwide energy situation is addressed as the background of the present work. Also, the relationship of such context with the expectations and requirements of indoor environmental quality (IEQ) is presented. Finally, this part shows an overview of the main existing alternatives in buildings with potential to establish a sustainable balance between both aspects (energy consumption and IEQ). Special attention is paid to the current state-of-the-art radiant conditioning systems, which are the main focus of this thesis. Such contents are divided into the following chapters:

- Chapter I: Energy use and thermal comfort in sustainable buildings
- Chapter II: Radiant surface heating and cooling systems

**Part II: Theoretical and experimental analyses for the understanding of radiant conditioning system operation.** This second part contains the results from several theoretical and experimental studies that explain the basics of radiant conditioning technology and lay a solid base of knowledge. On the one hand, the experimental characterization of a radiant ceiling panel system is presented, seeking to clarify some ambiguous aspects that can be found in the existing literature. Then, this work focuses on the analysis of Thermally Activated Building Systems, providing practical design guidelines derived from an extensive parametric study on the heat transfer process in an activated slab. Finally, the potential of integrating these systems to provide high-performance solutions in terms of thermal comfort is evaluated. To this end, the text shows the results of a monitoring survey carried out in a sustainable office building in Madrid (IDOM-ACXT Headquarters). The contents of this second part are organized into the following chapters:

- Chapter III: Experimental analysis of a radiant ceiling panel system in a climate test room
- Chapter IV: Theoretical heat transfer analysis of a thermally activated slab
- Chapter V: Field measurements of Thermally Activated Building Systems (TABS) in a real sustainable building

**Part III: Simulation of sustainable strategies for building conditioning based on radiant ceiling systems.** This third and final part of the work raises the potential and suitability of energy simulation tools for research on radiant conditioning systems. First, a simulation model is proposed and, from the corresponding identification/calibration work using measured data from a real office building in Kassel, Germany, its validity is conveniently justified. Next, this part puts forward the development of a comprehensive simulation work that analyzes the characteristics and potential of radiant systems in different climatic areas, as well as within an integrated approach considering different alternatives for sustainable cooling production, different operation and control strategies or different models for thermal comfort evaluation. All these contents are presented into the following chapters:

- Chapter VI: Development of a simulation model for an office building with radiant conditioning systems
- Chapter VII: Optimization of integrated strategies based on radiant ceiling systems

After the development of the aforementioned structure, the main conclusions drawn from the present work are put together into a final section.

Moreover, along with the text of this memory in paper form, a CD with additional information in digital form is attached. Its content is organised into the following annexes:

- Annex A: Cooling towers: Main mathematical models
- Annex B: Equipment technical characteristics and calibration data
- Annex C: Fundamentals of Design of Experiments
- Annex D: Tables for TABS design: Complete steady-state results
- Annex E: Capacity and performance maps of chillers

Furthermore, it is worth mentioning that the main parts of this doctoral thesis are presented in Spanish. Nevertheless, several contents are also included in English in order to facilitate their dissemination and meet the requirements to apply for the 'International PhD Mention'. In particular, all independent preliminary sections shown in these first few pages are duplicated in both languages. Similarly, each of the seven chapters already described, is introduced by a brief summary in English. The final conclusions (collected from those included in Spanish in every chapter) are only presented in English.

As part of the preliminaries the general nomenclature being used along the whole work is referred. Still, in some particular cases, more specific symbology can be described within the text itself. This will pretend not to hinder the reading and understanding of the content.

In another vein, aiming at making it easier to find specific information among the pages of this report, it has been considered to provide separate lists of references, figures and tables for the contents of each chapter. Thus, in accordance with the above, each of the seven chapters is structured as follows:

- Title and chapter index
- List of Figures
- List of Tables
- Abstract or summary written entirely in English
- Main content of the chapter
- References

The inclusion of the various references fits the following formatting considerations:

Throughout the text, any reference to external information appears in brackets, including the author's name and the year of publication. For example: [Min et al. 1956]

Special cases include references to specific standards and regulations. In such cases, the author's name may be replaced by the code of the standard itself or by the name of the country in which the legislation concerns. For example: [CEN EN 15251 2007], [España 2007], etc.

Meanwhile, as previously discussed, at the end of each chapter this report collects a list of references appearing in alphabetical order based on the author's name. Besides, the full title of the reference, the year of publication, and other relevant data are included according with the format shown in the following examples:

[de Dear y Brager 1998]	de Dear, R.J., G.S. Brager, 1998. <i>Towards an adaptive model of thermal comfort and preference</i> . ASHRAE Transactions, 104 (1), 145-167.
[CEN EN15251 2007]	European Committee for Standardization - CEN, 2007. <i>EN 15251 - Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics</i> . Brussels.
[España 2007a]	España. 2007. <i>REAL DECRETO 47/2007, de 19 de enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción</i> . BOE núm. 27, 31 de enero de 2007, 4499-4507

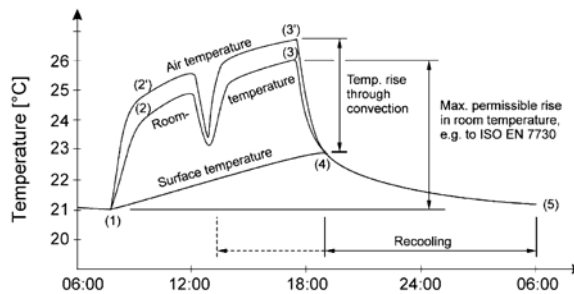
Also, when citing a source that is available on the web, the date of the last consultation and the link to the web source are included as well. For example:

[IEA 2014] International Energy Agency: Statistics [sitio web], 2014. (Consulta: 29-agosto-2014). Disponible en: <http://www.iea.org/statistics/>

Finally, it should be noted that the various figures, tables and equations are designated consecutively in each chapter according to Arabic numerals preceded by the chapter number in Roman numerals. All tables are preceded by an explanatory heading, while convenient captions are included below each figure. Next, two examples are shown:

**Tabla III.1. Condiciones ensayadas en el estudio primero en régimen de refrigeración**

Temperatura del agua del tanque (°C)	Temperatura del aire interior (°C)
W1 - 10	A1 - 23
W2 - 14	A2 - 25
W3 - 17	A3 - 27



**Figura II.12.- Ciclo diario típico de operación de un sistema TABS. Fuente: [Lehmann et al. 2007]**

As for the equations, each mathematical expression is followed by its corresponding numbering as stated next:

$$q = B \prod_i (a_i^{m_i}) \Delta T_{DMLT} \quad Eq. II. 9$$

Moreover, please note that all figures, tables and equations pertaining to the Annexes are numbered in the text according to the same criteria, but replacing the chapter number with the letter associated with the relevant Annex (A, B, C, D or E). For instance:

*'Tabla E.1. Datos de funcionamiento a plena carga de la enfriadora condensada por aire'*



# LISTADO GENERAL DE SÍMBOLOS

## (GENERAL LIST OF SYMBOLS)

	Símbolos generales	General symbols
<i>A</i>	Área (m <sup>2</sup> )	Surface area (m <sup>2</sup> )
<i>Ad</i>	Admitancia (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	Admittance (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
<i>AUST</i>	Temperatura media del entorno radiante (°C)	Average Unheated Surface Temperature (°C)
<i>C</i>	Concentración de CO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> concentration (ppm)
<i>c<sub>p</sub></i>	Calor específico (kJ·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	Specific thermal capacitance (kJ·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
<i>d</i>	Espesor (m)	Thickness (m)
<i>DR</i>	Riesgo de disconfort por corrientes de aire (%)	Draught Risk (%)
<i>E<sub>abs</sub></i>	Error absoluto	Absolute error
<i>E<sub>rel</sub></i>	Error relativo	Relative error
<i>e<sub>g</sub></i>	Potencia emisiva de un cuerpo gris (W·m <sup>-2</sup> )	Emissive power of a grey body (W·m <sup>-2</sup> )
<i>EER</i>	Coefficiente de Eficiencia Energética	Energy Efficiency Ratio
<i>f<sub>cost</sub></i>	Función de coste	Cost function
<i>FFLP</i>	Fracción de capacidad respecto a plena carga	Fraction of Full Load Power
<i>F<sub>ij</sub></i>	Factor de forma radiante	Radiant view factor
<i>f<sub>sto</sub></i>	Fracción acumulada (-)	Fraction of heat storage (-)
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	Heat transfer coefficient (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
<i>h<sub>m</sub></i>	Coefficiente de transferencia de masa (	Mass transfer coefficient (
<i>HR</i>	Humedad relativa (%)	Relative humidity (%)
<i>i</i>	Entalpía específica del aire húmedo (kJ/kg <sub>a.s.</sub> )	Specific enthalpy of humid air (kJ/kg <sub>a.s.</sub> )
<i>j<sub>m</sub></i>	Flujo de masa por difusión (kg·s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> )	Diffusion mass transfer rate (kg·s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> )
<i>k</i>	Conductividad (W·m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	Thermal conductivity
<i>L</i>	Longitud característica (m)	Characteristic dimension (m)
<i>Le<sub>f</sub></i>	Factor de Lewis	Lewis factor
<i>m</i>	Flujo másico (kg·h <sup>-1</sup> )	Mass flow rate (kg·h <sup>-1</sup> )
<i>Me</i>	Número de Merkel	Merkel number
<i>m<sub>sp</sub></i>	Caudal másico específico (kg·h <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> )	Specific mass flow rate (kg·h <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> )
<i>NTU</i>	Número de Unidades de Transferencia	Number of heat Transfer Units
<i>P</i>	Periodo (h)	Period (h)
<i>PD</i>	Porcentaje de insatisfechos (%)	Percentage Dissatisfied (%)
<i>PLR</i>	Factor de carga parcial	Part Load Ratio
<i>PMV</i>	Voto Medio Previsto	Predicted Mean Vote
<i>PPD</i>	Porcentaje previsto de insatisfechos (%)	Predicted Percentage Dissatisfied (%)
<i>q</i>	Densidad de flujo de calor (W·m <sup>-2</sup> )	Heat flux density (W·m <sup>-2</sup> )
<i>Q</i>	Flujo de calor (W)	Heat flux (W)
<i>q<sup>*sto</sup></i>	Acumulación (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	Heat storage (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
<i>R</i>	Resistencia térmica (m <sup>2</sup> K·W <sup>-1</sup> )	Thermal resistance (m <sup>2</sup> K·W <sup>-1</sup> )

<b>Símbolos generales (cont.)</b>		<b>General symbols (cont.)</b>	
$t$	Tiempo (s)	Time (s)	
$T$	Temperatura (°C)	Temperature (°C)	
$T_{mr}$	Temperatura media radiante (°C)	Radiant mean temperature (°C)	
$T_{op}$	Temperatura operativa (°C)	Operative temperature (°C)	
$Tr$	Transmitancia ( $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ )	Transmittance ( $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ )	
$U$	Coefficiente global de transferencia ( $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ )	Global heat transfer coefficient ( $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ )	
$x$	Variable independiente espacial (m)	Independent variable of length	
$z$	Variable independiente del dominio Z	Independent variable in the Z-domain	
<b>Símbolos griegos</b>		<b>Greek symbols</b>	
$\alpha$	Difusividad térmica	Thermal diffusivity	
$\varepsilon$	Emisividad	Emissivity	
$\varepsilon_{bh}$	Eficiencia de bulbo húmedo	Wet-bulb thermal efficiency	
$\varepsilon_v$	Eficacia de ventilación	Ventilation efficiency	
$\lambda$	Calor específico latente de evaporación del agua (kJ/kg)	Water specific latent heat of vaporization (kJ/kg)	
$\rho$	Densidad ( $kg \cdot m^{-3}$ )	Density	
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $W \cdot m^{-2} K^{-4}$ )	Stefan-Boltzmann's constant ( $W \cdot m^{-2} K^{-4}$ )	
$\psi$	Desfase horario (h)	Time delay (h)	
$\omega$	Humedad específica del aire húmedo ( $kg_v/kg_{a.s.}$ )	Humidity ratio ( $kg_v/kg_{a.s.}$ )	
<b>Subíndices</b>		<b>Subscripts</b>	
$1, 2$	Estancias superior e inferior respectivamente	Upper and lower rooms respectively	
$a$	Aire	Air	
$b$	Hormigón (del alemán: Beton-)	Concrete (from German language: Beton-)	
$c$	Convectivo	Convective	
$eff$	Efectivo	Effective	
$estrat$	Estratificación vertical de temperaturas	Air thermal stratification	
$in$	Entrada o impulsión	Inlet / Supply	
$k$	Núcleo o plano activo (del alemán: Kern)	Active layer (from German language: Kern)	
$L$	Latente	Latent	
$OA$	Aire exterior	Outdoor Air	
$occ$	Zona ocupada	Occupied zone	
$out$	Salida o retorno	Outlet / Return	
$prom$	Promedio	Average	
$r$	Tubo (del alemán: Rohr)	Pipe (from German language: Rohr)	
$r$	Radiante	Radiant	
$RA$	Aire de retorno	Return Air	
$rad$	Asimetría radiante	Radiant asymmetry	
$s$	Superficial	Surface	
$S$	Sensible	Sensible	



<b>Subíndices (cont.)</b>		<b>Subscripts (cont.)</b>	
<i>SA</i>	Aire de impulsión		Supply Air
<i>sat</i>	Saturación		Saturation
<i>suelo</i>	Discomfort relativo a la temperatura del suelo		Discomfort due to floor surface temperature
<i>tot</i>	Total		Total
<i>v</i>	Vapor		Vapour
<i>w</i>	Agua		Water
<b> Acrónimos</b>		<b>Acronyms</b>	
<i>1D, 2D...</i>	Unidimensional, bidimensional, etc.		One-dimensional, two-dimensional, etc.
<i>(C)RCP</i>	Paneles radiantes de techo (frío)		(Cooling) Radiant Ceiling Panels
<i>DCV</i>	Ventilación controlada por demanda		Demand Controlled Ventilation
<i>DOAS</i>	Sistema de aire exterior dedicado		Dedicated Outdoor Air System
<i>DMLT</i>	Diferencia media logarítmica de temperatura		Logarithmic Mean Temperature Difference
<i>FDM</i>	Método de Diferencias Finitas		Finite Difference Method
<i>FEM</i>	Método de Elementos Finitos		Finite Element Method
<i>HVAC</i>	Ventilación, calefacción y aire acondicionado		Heating, Ventilating and Air Conditioning
<i>PCM</i>	Materiales de cambio de fase		Phase Change Materials
<i>PWM</i>	Modulación de la amplitud de pulso		Pulse Width Modulation
<i>MPC</i>	Control predictivo basado en modelos		Model Predictive Control
<i>RMSE</i>	Error cuadrático medio		Root Mean Square Error
<i>SS</i>	Suma de Cuadrados		Sum of Squares
<i>TABS</i>	Sistema de forjados activos		Thermally Activated Building System
<i>VAV</i>	Sistema de caudal variable por aire		Variable Air Volume



# CAPÍTULO I:

## USO DE LA ENERGÍA Y CONFORT TÉRMICO EN EDIFICIOS SOSTENIBLES

I.1.	Contexto energético actual en el sector de la edificación .....	6
I.1.1.	Problemática energética actual .....	6
I.1.2.	Política energética global y cambio climático .....	10
I.1.3.	Situación del sector de la edificación .....	12
I.2.	Confort térmico en ambientes interiores .....	17
I.2.1.	Fundamentos teóricos del confort térmico .....	18
I.2.2.	Criterios de evaluación del confort térmico.....	20
I.2.3.	Condiciones de disconfort térmico local .....	29
I.3.	Conceptos energéticamente sostenibles en el diseño y operación de edificios .....	31
I.3.1.	Reducción de la demanda de energía.....	32
I.3.2.	Aprovechamiento de fuentes de energía alternativas.....	37
I.3.3.	Eficiencia energética de sistemas y procesos .....	41
I.4.	Referencias.....	44



## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura I.1.- Suministro mundial total de energía primaria (Mtoe) por fuente energética. 1971 – 2011.....	6
Figura I.2.- Suministro mundial total de energía primaria (Mtoe) por región. 1971 – 2011.....	7
Figura I.3.- Previsión a 2035 del suministro total de energía primaria (Mtoe) por fuente energética según dos escenarios: NPS, basado en las actuales políticas energéticas, y 450S basado en las políticas necesarias para limitar el calentamiento global en 2 °C.....	7
Figura I.4.- Evolución del precio de contado de crudo (USD/barril), 1991 – 2013.....	8
Figura I.5.- Emisiones de CO <sub>2</sub> (MtCO <sub>2</sub> ) mundiales por región. 1971 – 2011.....	9
Figura I.6.- Comparación del cambio climático observado y simulado, basada en indicadores a gran escala en la atmósfera y el océano. Fuente: [IPCC AR5 2013].....	9
Figura I.7.- Distribución del consumo final de recursos energéticos por sectores económicos en 2011 en países desarrollados y en países emergentes. Fuente: [IEA 2014].....	12
Figura I.8.- Distribución del consumo final de recursos energéticos por sectores económicos en 1990 y 2010 en la UE. Fuente: [Lapillone et al. 2012].....	13
Figura I.9.- (a) Consumo de energía (Mtoe) por usos finales en el sector residencial de la UE en 2000 y 2011. (b) Repartición porcentual del mismo en 2011 Fuente: [Lapillone y Pollier 2014].....	14
Figura I.10.- Alternativas para reducir el consumo energético en el sector de la edificación (modificado de [Rey et al. 2000]).....	15
Figura I.11.- Aspectos que conducen a la calidad de ambientes interiores (IEQ).....	18
Figura I.12.- Balance de energía al cuerpo humano. Fuente: [Tejero 2012], traducido de [Gameiro 2008].....	21
Figura I.13.- Proporción de personas insatisfechas (PPD) en función del voto medio previsto (PMV).....	25
Figura I.14.- Zonas de confort térmico en invierno (azul) y verano (amarillo) y su superposición (verde) en base a las principales variables físicas de confort de acuerdo al enfoque PMV recogido en [ASHRAE-55 2004]......	26
Figura I.15.- Rangos de aceptabilidad de la temperatura operativa en espacios con ventilación natural, sin refrigeración mecánica, y con amplias posibilidades de adaptación por los ocupantes, de acuerdo a los modelos adaptativos de: a) EN15251 (2007) y b) ASHRAE-55 (2004).....	28
Figura I.16.- Límites de aceptabilidad (nivel de confianza: 90 %) de la temperatura operativa de acuerdo a un enfoque integrado de los modelos de confort térmico a lo largo de todo el año según: a) ISO7730 (2005), b) ASHRAE-55 (2004) y c) EN15251 (2007). Fuente: Modificado de [Sourbron y Helsen 2011].....	29
Figura I.17.- Índices de desconfort térmico local según ISO7730: a) DR (corrientes de aire), b) PD por asimetría radiante, c) PD por estratificación vertical y d) PD por temperatura del suelo fría/caliente.....	30
Figura I.18.- Ejemplo de la variación de los costes de ciclo de vida y de los costes de aislamiento en función del espesor de aislante. Fuente: Modificado de [Kaynakli 2012]......	32
Figura I.19.- Estructura típica de un aislante VIP (izquierda) y un ejemplo de aerogel como material aislante (derecha). Fuente: [Jelle 2011].....	33
Figura I.20.- Dos ejemplos de diseño arquitectónico con elementos pasivos de sombra integrados: edificio LUCIA en Valladolid [LUCIA 2014] (izquierda) y edificio sede de IDOM Bilbao [Ruiz 2012] (derecha).....	34
Figura I.21.- Variantes de operación de una chimenea solar. Fuente: [Pacheco et al. 2012]......	34
Figura I.22.- Esquema y vista exterior de un sistema 'light-pipe'.....	35
Figura I.23.- Diversos ejemplos y esquemas de conceptos de enfriamiento pasivo utilizando el aire ambiente como sumidero de calor: a) y b) toma de aire exterior y descarga en una cámara interior del edificio de unos intercambiadores tierra-aire, c) estrategia de ventilación nocturna [Autodesk 2014] d) sistemas de enfriamiento evaporativo directo e indirecto [Velasco et al. 2010].....	36

Figura I.24.- Sistemas BIPV integrados en los tejados inclinados de un grupo de viviendas (izquierda) y en una cubierta transparente de un edificio no residencial (derecha) ..... 38

Figura I.25.- Turbinas eólicas en el entorno urbano: diseño de eje horizontal en el aeropuerto Boston Logan (izquierda) y hélice de Gorlov de eje vertical (derecha). Fuente: [Ishugah et al. 2014] ..... 40

Figura I.26.- Ejemplos de sistemas de acumulación de energía térmica sensible en edificios: depósitos de inercia tradicionales (a) y sistema TABS (b) ..... 42

Figura I.27.- Distintos esquemas de equipos recuperadores de calor: a) de placas, b) rotativo y c) tipo 'heat-pipes'. Fuentes: [Tejero 2012] y [Mardiana y Riffat 2012]. ..... 43

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla I.1.- Factores primarios y secundarios que afectan al confort térmico ..... 20

Tabla I.2. Rangos habituales de variación de los parámetros primarios de confort térmico. Fuente: [ISO7730 2005]..... 24

Tabla I.3. Valores de los índices de confort en las distintas categorías del ambiente térmico..... 31

# CHAPTER I: ENERGY USE AND THERMAL COMFORT IN SUSTAINABLE BUILDINGS

## ABSTRACT

Energy is one of the main pillars which support modern society. However, the current state of global energy consumption has important negative consequences on the economical and environmental fields, as well as on the availability of fossil resources. Thus, they make unavoidable the establishment of standards to reduce such energy consumption. Moreover, nowadays, there is a strong link between social development and energy use, which demands technologies able to break such dependence. The purpose of sustainable development should be based on processes with reduced energy consumption able to maintain, or even increase, their performance in terms of well-being provision and productivity.

In this context, due to the great number of users, the lack of knowledge on the operation of some of its facilities, the possibilities of assuming certain superfluous costs of energy, etc., the building sector constitutes one of the areas with the greatest potential to lower energy use. In this sense, HVAC systems are especially interesting, as they cover the bigger part of this consumption.

Aiming to address the aforementioned problems, this chapter analyzes first the current situation of the worldwide energy use, focusing on buildings. Then, since a good quality of indoor environments is the main objective of energy utilization in the building sector, aspects concerning the evaluation of thermal comfort conditions in indoor conditioned spaces are treated in detail. Finally, the state-of-the-art of the main alternative technologies developed to reduce energy consumption guaranteeing equivalent or better performance in buildings is presented. They are founded on reduction of energy demand, efficiency increase and exploitation of renewable and natural energy sources.

## I.1. CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL EN EL SECTOR DE LA EDIFICACIÓN

### I.1.1. Problemática energética actual<sup>1</sup>

La energía es una de las principales bases sobre las que se sustenta la sociedad moderna. Su disponibilidad a bajo coste desde la época de la Revolución Industrial ha permitido un desarrollo tecnológico y una mejora del bienestar social en los países industrializados sin precedentes en toda la historia de la humanidad. Sin embargo, los recursos energéticos que han soportado esta evolución – mayoritariamente combustibles de origen fósil – son recursos finitos, cuya utilización ha seguido una tendencia exponencial en las últimas décadas. Esta realidad, hace que en la actualidad, y ya desde hace varios años, haya surgido un debate en torno a la sostenibilidad de este modelo, y una preocupación creciente acerca de una problemática con connotaciones energéticas, socio-económicas y medioambientales. En este sentido, son tres los aspectos que merecen ser comentados como marco general del presente trabajo: la escasez de recursos energéticos, el incremento de los precios de la energía y el deterioro del medioambiente.

#### Escasez de los recursos energéticos

El primero de ellos resulta obvio a la vista de la evolución creciente en el suministro mundial de fuentes de energía primaria (en adelante TPES, *Total Primary Energy Supply*) a lo largo de las últimas décadas (Figuras I.1 y I.2). Según datos de la Agencia Internacional de la Energía (IEA), en 2011 se han alcanzado cifras que aproximadamente duplican los valores de hace 25 años [IEA 2013]. Además, a lo largo de este tiempo, las fuentes de origen fósil (petróleo, carbón y gas natural) han constituido el soporte fundamental del desarrollo cubriendo un porcentaje próximo al 80 % del total de energía primaria suministrada (Figura I.1). Por tanto, estos datos no hacen sino revelar un ritmo insostenible en la utilización de unos recursos energéticos finitos, que en caso de mantenerse derivarían en un rápido agotamiento de los mismos.

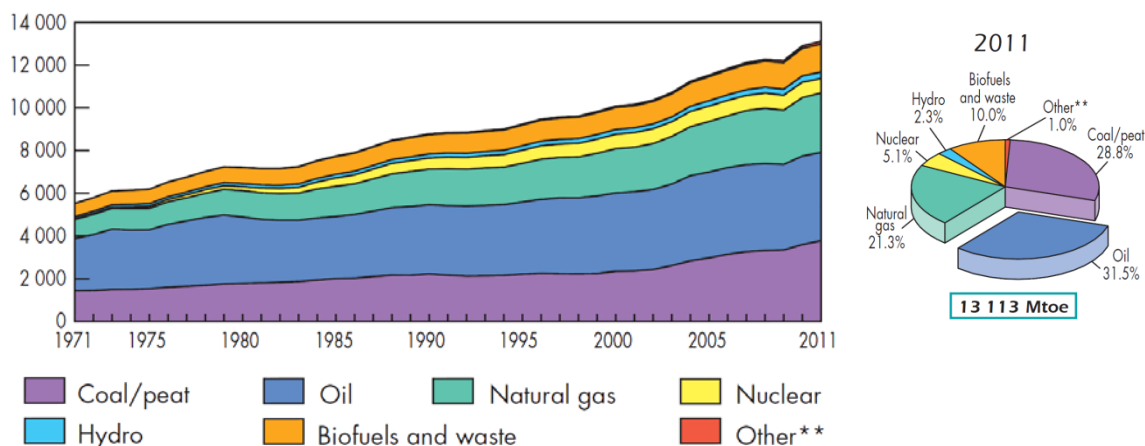


Figura I.1.- Suministro mundial total de energía primaria (Mtoe) por fuente energética. 1971 – 2011.

A la vista de la Figura I.2, se aprecia sin embargo, que esta tendencia no es uniforme atendiendo a la zona geográfica analizada. La utilización de recursos energéticos en países de la OECD (Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos), mayoritariamente con un grado importante de desarrollo ya alcanzado, ha sido más contenida en los últimos 40 años. Por su parte,

<sup>1</sup> Todos los gráficos incluidos en esta sección, salvo indicación contraria, toman como fuente datos de la Agencia Internacional de la Energía (IEA) [IEA 2013]



las llamadas 'economías emergentes' de países de Asia y América altamente poblados y en vías de desarrollo- encabezados por China, India o Brasil - han experimentado un incremento desmesurado en su consumo energético, especialmente en la última década.

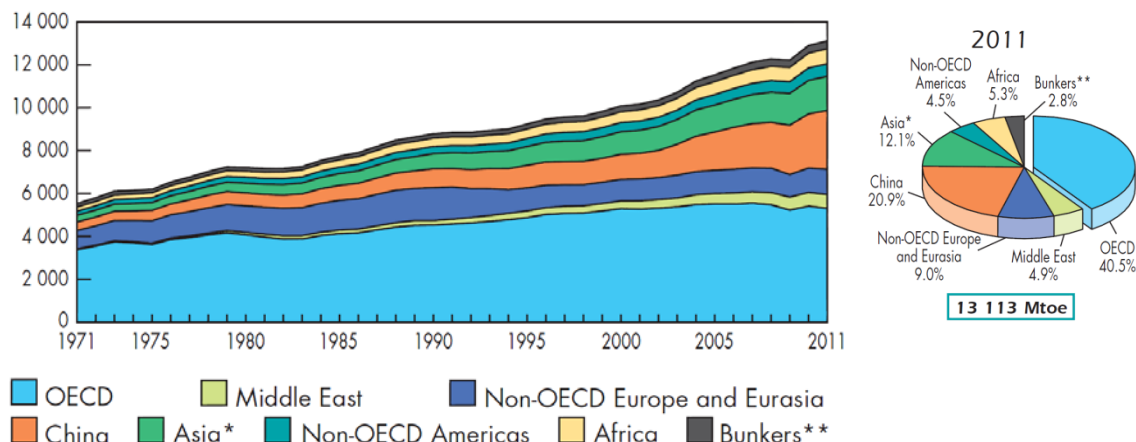


Figura I.2.- Suministro mundial total de energía primaria (Mtoe) por región. 1971 – 2011.

Esta situación de sobreexplotación de unos recursos escasos, pone de actualidad la teoría del 'pico del petróleo' iniciada a partir de los estudios de M. K. Hubbert [Hubbert 1956]. En ellos se postula la existencia de un máximo en la tasa de extracción de cualquier explotación petrolífera de acuerdo a una curva de distribución normal. Así, este geofísico norteamericano predijo con 15 años de antelación el pico en la producción de los pozos petrolíferos de Estados Unidos a principios de la década de 1970 y estimó el pico de la producción mundial para finales del siglo XX.

La fecha exacta en la que este segundo hito se haya producido o se vaya a producir resulta controvertida y complicada de valorar en función de las fuentes que se consulten y de los intereses políticos y económicos que se encuentren tras ellas. Sin embargo, pese a que factores adicionales como el descubrimiento de nuevas reservas o los avances realizados en las tecnologías de extracción permitan ser críticos con las estimaciones de Hubbert, existen evidencias de su relevancia hoy en día y de la importancia de dar respuesta a un suministro decreciente de la base energética de nuestra civilización [Chapman 2014].

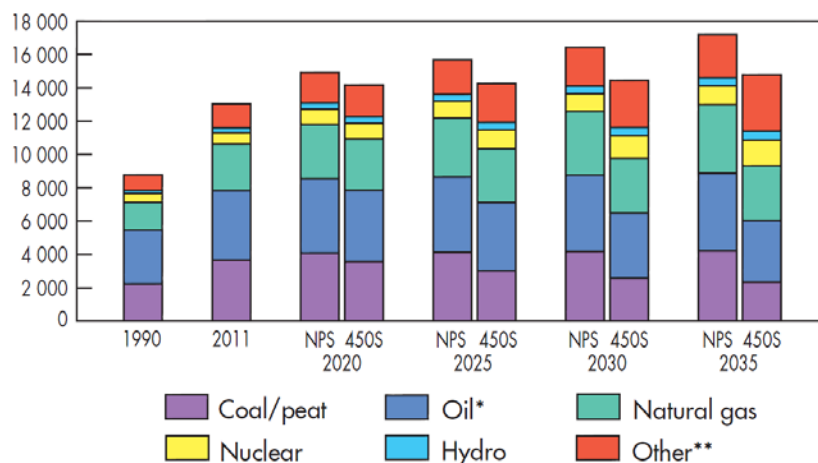


Figura I.3.- Previsión a 2035 del suministro total de energía primaria (Mtoe) por fuente energética según dos escenarios: NPS, basado en las actuales políticas energéticas, y 450S basado en las políticas necesarias para limitar el calentamiento global en 2 °C

Así, a raíz de la primera crisis del petróleo, coincidiendo con el pico de los yacimientos estadounidenses en 1971, el mundo desarrollado ha venido concienciándose paulatinamente de toda

esta problemática y ha ido planteando una serie de actuaciones y políticas en materia energética con el objetivo de afrontar la realidad inexorable del carácter finito de los mencionados recursos fósiles.

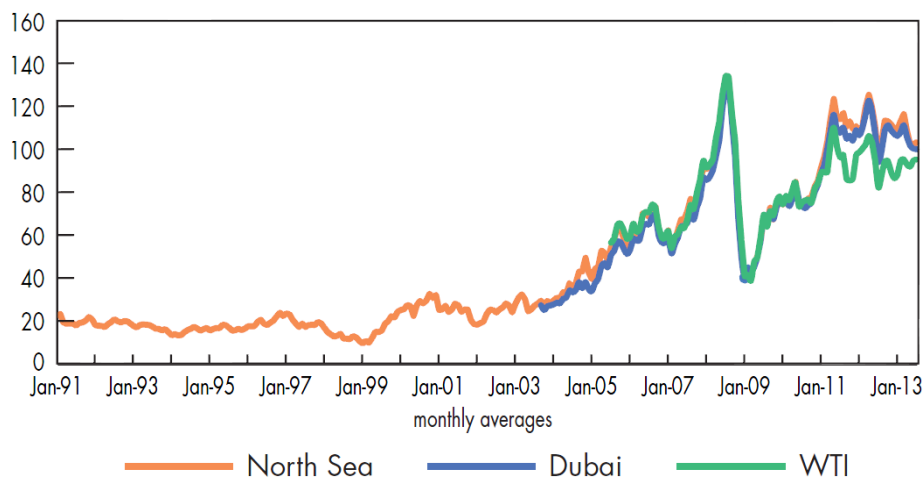
En este sentido, la Figura I.3 muestra las previsiones de la IEA hasta el año 2035 teniendo en cuenta un escenario con la normal aplicación de las políticas energéticas propuestas actualmente (NPS, *New Policies Scenario*), así como un segundo escenario centrado en la aplicación de todas aquellas medidas necesarias para limitar el calentamiento global en 2 °C respecto a la época pre-industrial (450S). Si tales previsiones se llevasen a cabo, se estima posible obtener una evolución contenida del TPES con un perfil logarítmico, así como una clara reducción del porcentaje de utilización de recursos de origen fósil en favor de otros recursos alternativos. En definitiva, la implantación de estas medidas perseguiría avanzar hacia un nuevo modelo de ‘desarrollo sostenible’.

Como siguiente paso, parece necesario especificar cuáles son esas medidas o cuál debe ser la hoja de ruta alternativa que sostenga este desarrollo sostenible. Esta cuestión se abordará con mayor detalle en secciones posteriores de este capítulo.

### **Incremento de los precios de la energía**

El segundo de los aspectos a considerar dentro de la actual problemática energética es consecuencia directa de la escasez de los recursos energéticos en el ámbito socio-económico: el incremento del precio de la energía.

La Figura I.4 muestra la evolución creciente en el precio del barril de crudo desde el año 1991. Al margen de un análisis detallado de fluctuaciones puntuales, se puede observar cómo en la última década los precios aproximadamente se han multiplicado por cinco respecto a la referencia estable de la época anterior.



**Figura I.4.- Evolución del precio de contado de crudo (USD/barril), 1991 – 2013.**

Asimismo, otros combustibles de origen fósil como el carbón o el gas natural han experimentado una tendencia similar [IEA 2013]. Si bien, el incremento del precio de estos últimos no ha sido tan acusado debido a la mayor dispersión de las reservas y por lo tanto, la menor dependencia de las importaciones.

En este sentido, cabe señalar que el precio de la energía no sólo responde a la escasez de recursos, sino que se ve afectado por el hecho de su distribución no uniforme en el territorio. La localización geográfica de las reservas de recursos fósiles se concentra en gran parte en algunos países cuya inestabilidad política pone en riesgo la seguridad del aprovisionamiento energético, lo cual deriva en frecuentes fluctuaciones al alza de su precio.

### Deterioro del medio ambiente y cambio climático

El tercer gran problema relacionado con la tendencia insostenible del modelo energético actual está asociado al deterioro del medio ambiente y los efectos del mismo.

Las decisiones humanas sobre el uso del suelo en los últimos decenios, así como el continuo crecimiento en la utilización de recursos fósiles lleva implícita una evolución similar de la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) a la atmósfera (Figura I.5). Habitualmente, éstas son contabilizadas en emisiones de CO<sub>2</sub> equivalentes de acuerdo al índice GWP (*Global Warming Potential*) de los distintos GEI, véase [IPCC AR4 2007], y se toman como indicador principal del potencial daño de la actividad humana sobre el sistema climático.

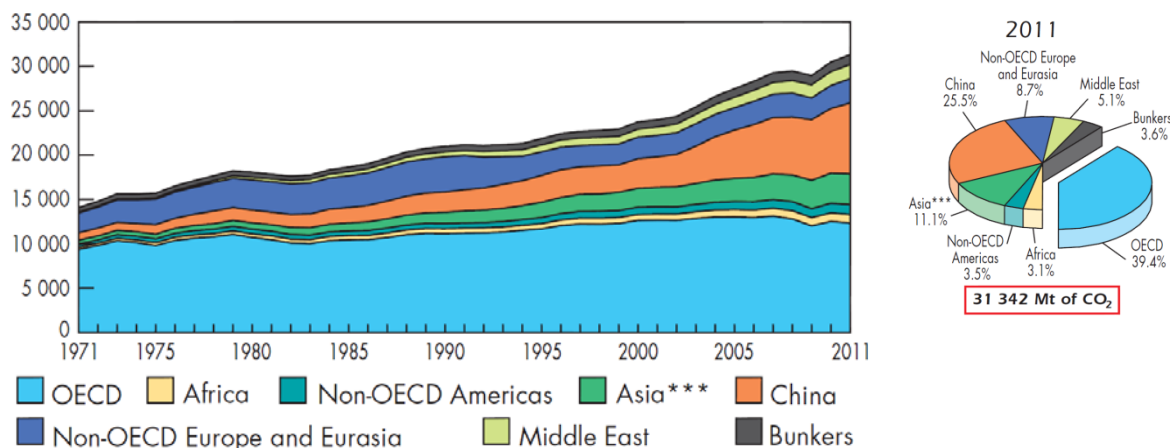


Figura I.5.- Emisiones de CO<sub>2</sub> (MtCO<sub>2</sub>) mundiales por región. 1971 – 2011.

De acuerdo con numerosas observaciones y estudios del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC), recogidos en [IPCC AR5 2013], 'se ha detectado la influencia humana en el calentamiento de la atmósfera y el océano, en alteraciones en el ciclo global del agua, en reducciones de la cantidad de nieve y hielo, en la elevación media mundial del nivel del mar y en cambios en algunos fenómenos climáticos extremos [...]. Es sumamente probable que la influencia humana haya sido la causa dominante del calentamiento observado desde mediados del siglo XX'.

A modo de ejemplo, en la Figura I.6 se muestran los promedios globales medidos y simulados del cambio en las temperaturas del aire en la superficie terrestre continental, continental y superficie marina considerados conjuntamente, y el contenido calorífico en las capas superiores del océano de las principales cuencas oceánicas. Se observa cómo las mediciones realizadas en el último siglo se ajustan a los modelos climáticos que tienen en cuenta forzamientos antropógenos, mientras que si estos fuesen obviados, las tendencias calculadas se alejan de la realidad.

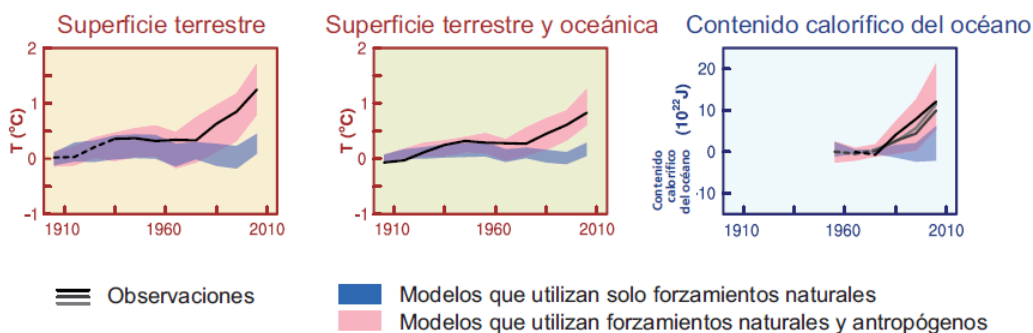


Figura I.6.- Comparación del cambio climático observado y simulado, basada en indicadores a gran escala en la atmósfera y el océano. Fuente: [IPCC AR5 2013]

Además, en relación a previsiones futuras, de acuerdo con [IPCC AR4 2007], sobre la base de los datos científicos existentes, los países desarrollados deberían reducir para 2050 las emisiones de gases de efecto invernadero entre un 80 y un 95 % por debajo de los niveles de 1990, a fin de limitar el cambio climático a un aumento de la temperatura de 2 °C y, de ese modo, evitar efectos climáticos indeseables.

## 1.1.2. Política energética global y cambio climático

En el apartado anterior se ha pretendido mostrar la existencia de evidencias contrastadas y preocupantes previsiones sobre el futuro de la energía y la sostenibilidad del actual modelo socio-económico. Esta situación no es nueva para la sociedad. En las últimas décadas el ser humano ha venido siendo consciente de esta problemática llevando a cabo numerosas acciones a nivel global.

Mientras los precios de la energía, pese a haber aumentado, no lo han hecho hasta valores inadmisibles para un gran porcentaje de la población, y el consumo de recursos energéticos ha permitido mantener el correspondiente crecimiento económico en cada momento, todas las medidas de cara a la sostenibilidad han venido fundamentalmente impulsadas por la conciencia medioambiental y el propósito de detención del cambio climático.

Los mayores acuerdos internacionales en este sentido han sido asociados a los protocolos de Kyoto en 1997 [UN 1998] y Montreal en 1987 [UNEP 2012], cuyo objetivo se centra en la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero y de gases que destruyen la capa de ozono respectivamente.

El **Protocolo de Kyoto** sobre el cambio climático fue adoptado inicialmente en el ámbito de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC) el 11 de diciembre de 1997 en Kyoto, Japón, pero no entró en vigor hasta el 16 de febrero de 2005. Supone un acuerdo internacional que regula la reducción de emisiones de varios gases causantes del calentamiento global: dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), metano (CH<sub>4</sub>), óxido nitroso (N<sub>2</sub>O), hexafluoruro de azufre (SF<sub>6</sub>) y dos familias de gases fluorados: hidrofluorocarbonados (HFCs) y perfluorocarbonados (PFCs). Los objetivos de reducción de emisiones globales se fijaron en un porcentaje aproximado de al menos un 5 % dentro del periodo 2008 - 2012, en comparación a las emisiones del año base, 1990. Dentro de ellos, cada país obligado por Kyoto se comprometió a sus propios porcentajes de emisión en función de distintos condicionantes económicos y medioambientales. En noviembre de 2009, eran 187 estados los que ratificaron el protocolo.

A partir de 2007, las llamadas Conferencias de las Partes o Cumbres del Clima adquirieron una importancia renovada en el seguimiento del Protocolo, así como en el trabajo orientado a fijar los acuerdos para el periodo posterior a 2012 (horizonte de Kyoto). Tras el inicio de los contactos en Bali en 2007 y el fracaso de la Cumbre de Copenhague en 2009, los posteriores encuentros en Cancún, Durban y Doha han logrado concluir con una resolución para alargar el periodo de compromiso de Kyoto hasta 2020. Sin embargo, algunos de los países más contaminantes como Estados Unidos, China, Rusia, Japón o Canadá no se sumaron al mismo. El proceso sigue adelante tras la Cumbre de Varsovia en 2013 en la que finalmente se acordó una hoja de ruta hacia un posible pacto global vinculante en 2015 que entraría en vigor en 2020 [UNFCC 2014].

El **Protocolo de Montreal** fue originalmente firmado en septiembre de 1987 por representantes de 46 países, constituyendo el primer acuerdo internacional para la aplicación de restricciones sobre la producción y consumo de los principales agentes antropógenos causantes de la destrucción de la capa de ozono. Desde su entrada en vigor en 1989, el alcance del protocolo ha sido cada vez mayor, alcanzando una participación universal (196 Partes) en septiembre de 2009. En ese tiempo, los acuerdos tomados inicialmente se han ido adaptando al avance de los conocimientos científicos y el desarrollo tecnológico a través de seis ajustes y cuatro enmiendas (las cuales no han sido ratificadas por todos los firmantes).

Actualmente, el Protocolo de Montreal se ve como un gran ejemplo de cooperación internacional que ha sido capaz de reducir drásticamente o incluso anular la producción y uso de algunas sustancias dañinas para la capa de ozono (como es el caso de los CFCs) en países tanto desarrollados como en vías de desarrollo. Además se ha convertido en uno de los principales instrumentos para combatir el cambio climático, pues la mayoría de agentes objeto de estos acuerdos son igualmente gases de efecto invernadero de elevado GWP.

Pese al marcado carácter medioambiental de los fundamentos de estos protocolos, su incidencia en el ámbito energético es elevada. La restricción de emisiones y del uso de ciertas sustancias obliga a buscar y desarrollar alternativas que sean a la vez más limpias y eficientes, y que permitan mantener las necesidades de la sociedad en aplicaciones de generación, conversión y uso final de la energía.

En este sentido, merece especial mención la fuerte penalización que supone la aplicación del Protocolo de Montreal sobre el campo de la refrigeración y el aire acondicionado, pues la mayoría de refrigerantes que venían siendo empleados de forma convencional se encuentran dentro del grupo de agentes fluoroclorados perjudiciales para la capa de ozono. En esta línea, Europa, como parte en la firma del Protocolo de Montreal, ha renovado la legislación relativa a gases fluorados de efecto invernadero [UE 2014]. A través de una resolución en 2011, el Parlamento Europeo *acogió favorablemente el compromiso de la Unión de apoyar las medidas relativas a los hidrofluorocarburos en el marco del Protocolo de Montreal [...] pidiendo igualmente que se estudiase la manera de promover una reducción gradual inmediata de los mismos*. De acuerdo con ello, el nuevo **Reglamento europeo 517/2014** de gases fluorados de efecto invernadero, publicado oficialmente el 20 de mayo de 2014, y aplicable a partir del 1 de enero de 2015, amplía las obligaciones y establece un calendario de prohibiciones a la comercialización y uso de dichos gases, teniendo como finalidad la reducción de las emisiones de ciertos gases fluorados (HFCs fundamentalmente) y la mejora de su contención y control. El impacto de estas medidas es aún más relevante en países cálidos con necesidades de refrigeración importantes y en los que la aplicación de nuevas alternativas no es evidente, constituyendo por sí mismo una importante motivación al trabajo presentado aquí.

Por otra parte, las implicaciones energéticas directamente derivadas del Protocolo de Kyoto son aún más evidentes en los **planes estratégicos y hojas de ruta de Energía** de cualquiera de las partes, incluso de algunas de las potencias que por el momento no han ratificado los acuerdos (p.ej. EE.UU.)

El Departamento de Energía de EE.UU. [DoE 2014] promueve abiertamente el ahorro y la eficiencia energética, así como el desarrollo e implantación de energías renovables, en todos los ámbitos de la sociedad (sector doméstico, comercial, industrial, transporte, etc.). Además, plantea la acción contra el cambio climático como una de sus principales prioridades, en línea con el Plan de Actuación para el Clima (*Climate Action Plan*) del actual presidente Barack Obama [White House 2014].

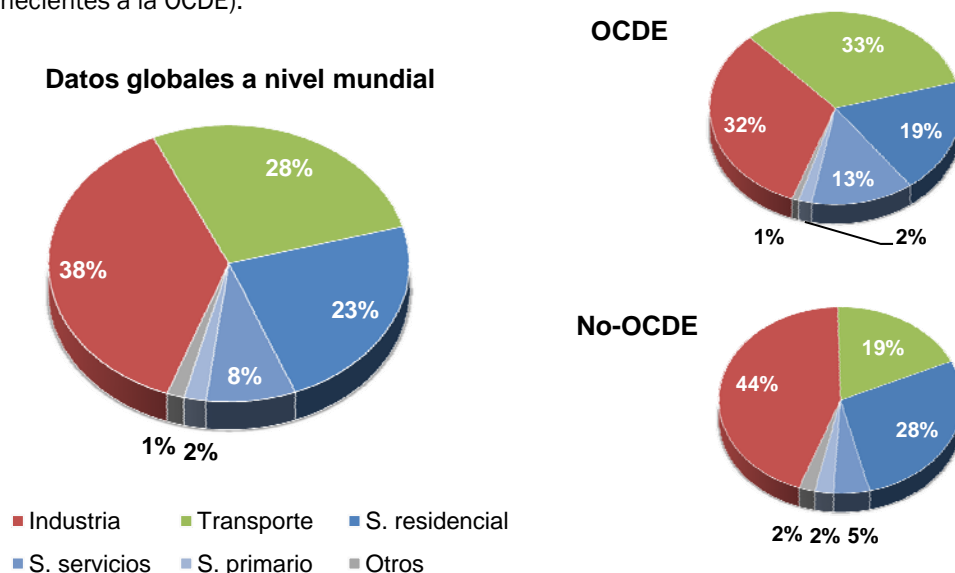
Por su parte, Europa, parece ser el agente más comprometido con el avance hacia un futuro sostenible. Así, en los últimos años el Directorado General de Energía de la Comisión Europea [DGEnergy 2014] ha movilizado diferentes instrumentos científicos, legislativos y de financiación de acuerdo con esa línea estratégica, reflejada en el llamado SET-Plan (*Strategic Energy Technology Plan*) En él, aparecen áreas prioritarias como las energías renovables, las tecnologías de captura de CO<sub>2</sub>, la energía nuclear, el hidrógeno y las pilas de combustible, o la mejora del uso de la energía en la edificación y la industria [EC JRC 2014].

Por último, la política energética de los países no pertenecientes a la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE), fundamentalmente Rusia y las grandes economías emergentes (China, India y Latinoamérica), se separa en gran medida de unos compromisos ambiciosos frente al cambio climático y el incremento desmesurado del consumo de recursos fósiles. Un contexto marcado por la ausencia de la mayoría de ellos entre las partes firmantes de los acuerdos

de Kyoto, la disponibilidad de recursos energéticos diferentes y un potencial de crecimiento actual muy superior al de los países desarrollados, no contribuye a esperar un giro importante en su modelo. Sin embargo, la necesidad de cooperación internacional en otros ámbitos, ha movido a estos países a mostrar tímidos atisbos de ir incorporando a su desarrollo recursos y tecnologías más sostenibles. En cualquier caso, este cambio parece requerir producirse a un ritmo mucho más elevado.

### I.1.3. Situación del sector de la edificación

El análisis sectorial del consumo de energía final distingue habitualmente tres grandes ámbitos económicos: la industria, el transporte y un tercer apartado que engloba al sector primario (agricultura, ganadería y pesca), al sector servicios (oficinas, hostelería, hospitales, educación, etc.) y al sector residencial. La distribución del consumo entre estos sectores presenta evidentes diferencias en función de las áreas geográficas consideradas y de sus condiciones de contorno económicas, culturales, climatológicas, etc. De acuerdo con la Agencia Internacional de la Energía [IEA 2014], la Figura I.7 muestra la apariencia de esta repartición en 2011 en áreas desarrolladas (representadas por los países miembros de la OCDE<sup>2</sup>) y en áreas emergentes (representadas por aquellos países no pertenecientes a la OCDE).



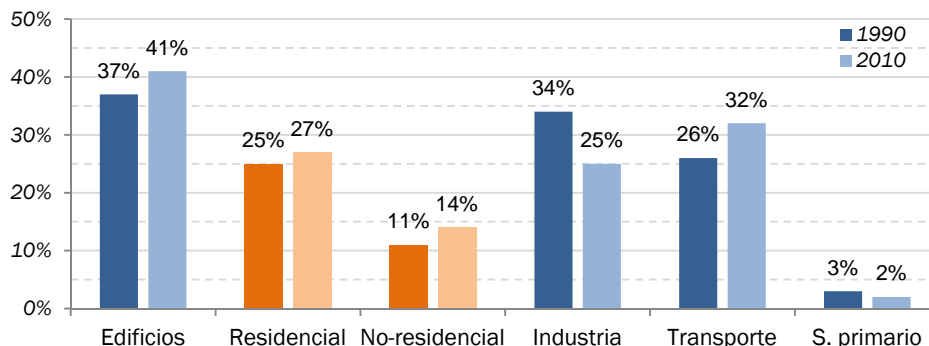
**Figura I.7.- Distribución del consumo final de recursos energéticos por sectores económicos en 2011 en países desarrollados y en países emergentes. Fuente: [IEA 2014]**

Se aprecian dos perfiles claramente diferenciados. Mientras que en regiones desarrolladas el consumo final de energía está más o menos repartido de forma equitativa entre la industria, el transporte y la edificación (tanto edificios residenciales como del sector servicios), las economías emergentes dedican un mayor porcentaje de los recursos energéticos al motor de su desarrollo (la industria), siendo menores las aportaciones al transporte y al sector servicios con una implantación aún precaria. En cualquier caso, a la vista de estos datos se ha de destacar la importancia del papel que desempeña la edificación como uno de los tres grandes consumidores de energía, pudiendo señalar de forma general, que el consumo de energía final en los edificios supone en torno a un 30 % del total. Además, en los últimos años dicho papel se ha reafirmado como consecuencia del

<sup>2</sup> Son países miembros de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE) los siguientes: Alemania, Australia, Austria, Bélgica, Canadá, Chile, Corea, Dinamarca, España, EE.UU., Eslovenia, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Israel, Italia, Japón, Luxemburgo, México, Noruega, N. Zelanda, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, Rep. Checa, Suecia, Suiza y Turquía

crecimiento demográfico, de la mejora de los servicios y requisitos de bienestar en los edificios, así como del aumento del tiempo que las personas pasan en su vida diaria en ambientes interiores. [Pérez-Lombard et al. 2008].

En este sentido, y dado el contexto en el que se enmarca el presente trabajo, merece la pena profundizar en la situación concreta del sector de la edificación a nivel de la Unión Europea. En ella, de acuerdo a las bases de datos interactivas disponibles como resultado del proyecto ODYSSEE-MURE, promovido por el programa 'Intelligent Energy Europe' [ODYSEE-MURE 2014], el consumo de este sector se ha incrementado en torno a un 1 % anual desde 1990, llegando a representar el 41 % del consumo total de energía final en 2010 (Figura I.8).



**Figura I.8.- Distribución del consumo final de recursos energéticos por sectores económicos en 1990 y 2010 en la UE. Fuente: [Lapillone et al. 2012]**

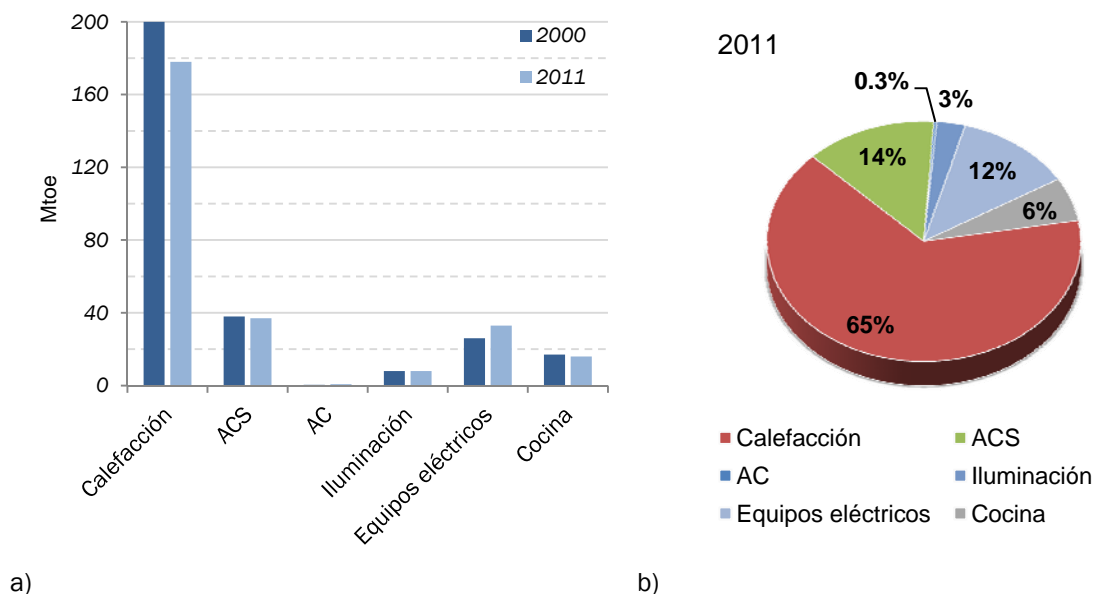
Por otra parte, la situación en Europa está lejos de ser homogénea. Con cinco países (Alemania, Francia, Reino Unido, Italia y España) aglutinando el 70 % de la superficie total construida, el consumo anual específico por m<sup>2</sup> se encontraba en 2009 alrededor de 220 kWh/m<sup>2</sup>, existiendo una notable diferencia entre el ámbito residencial (200 kWh/m<sup>2</sup>) y el terciario (295 kWh/m<sup>2</sup>) [Lapillone et al. 2012]. Sin embargo, pese a esta variedad, se pueden apuntar algunos aspectos característicos del sector de la edificación de la UE:

En el ámbito residencial, la cantidad y el tipo de energía consumida en los edificios residenciales dependen fundamentalmente del clima, el diseño arquitectónico, la infraestructura energética y el nivel económico de sus ocupantes [Tejero 2012]. La demanda en este ámbito deriva de una amplia variedad de usos y servicios, como la provisión de agua caliente sanitaria (ACS), climatización (sistemas HVAC), refrigeración, iluminación, cocina, etc.

La Figura I.9 muestra la evolución de la distribución de este consumo por usos finales. A nivel europeo se observa como la calefacción es el uso dominante pese a que en la última década se haya logrado reducir su consumo en unas 24 Mtoe. Esta situación no es tan acusada en países meridionales como España o Italia donde la estación invernal es menos fría. Sin embargo, pese a que su contribución al conjunto global es aún testimonial, en estos países el aumento en el número de sistemas domésticos de aire acondicionado (AC) comienza a suponer un incremento anual de la demanda de electricidad, que pueden llegar a producir problemas puntuales de saturación de la red eléctrica en verano. Además, en los próximos años se espera que el consumo global pueda verse incrementado como consecuencia de la implantación creciente de otros equipos asociados a un desarrollo tecnológico y un bienestar cada día más accesibles (electrodomésticos, ordenadores, etc.). De hecho, en la última década ya se ha podido observar esta tendencia ascendente en la energía eléctrica consumida por tales aparatos.

En lo referente a los edificios del sector terciario, el perfil de usos en los que se reparte su consumo de energía es notablemente distinto. La refrigeración y la iluminación toman una importancia mucho mayor que se ve reflejada en un incremento sustancial del porcentaje asociado al

consumo eléctrico. En concreto, este valor alcanzó un 43 % en 2011 en el ámbito de la UE, según se recoge en [Lapillone et al. 2014]. Además conviene señalar que desde 2008 se ha producido una contracción del consumo energético global del sector a un ritmo de un 1.1 % anual. Sin embargo, los usos eléctricos han continuado creciendo conforme a un 0.9% cada año.



**Figura I.9.- (a) Consumo de energía (Mtoe) por usos finales en el sector residencial de la UE en 2000 y 2011. (b) Repartición porcentual del mismo en 2011 Fuente: [Lapillone y Pollier 2014]**

Esta tendencia hacia la electrificación del sector de la edificación puede favorecer un futuro más sostenible desde el punto de vista medioambiental, siempre que venga acompañada de una apuesta por la electricidad de origen renovable y una importante reducción del uso de combustibles fósiles en la generación. Sin embargo, la sostenibilidad de los edificios no pasa únicamente por este aspecto, sino por el aprovechamiento del importante potencial existente en relación a la reducción de su consumo energético. En este sentido, se estima en un 20 % el margen de ahorro que existe en los edificios respecto al estado actual del sector [Tejero 2012].

Como se ha señalado, la climatización (calefacción, refrigeración y ventilación) supone un amplio porcentaje en el consumo de energía final en los edificios de la UE, lo cual justifica la necesidad y conveniencia de abordar la mejora en el uso de la energía asociado a estos sistemas. De acuerdo con la Figura I.10 es posible clasificar las principales acciones susceptibles de reducir el consumo energético en la edificación bajo tres aspectos diferentes [Rey et al. 2000].

Reducción de la demanda energética.

El consumo de energía más sencillo de reducir es aquel destinado a cubrir algo que no se necesita. Por ello, la primera de las vías a plantear reside en disminuir lo máximo posible la demanda o necesidades energéticas de los edificios. Para lograrlo, se han de tener en cuenta los tres aspectos siguientes:

- Cuidar el diseño y construcción de la envolvente del edificio, con una elección adecuada del aislamiento térmico.
- Involucrar arquitectura e ingeniería en un enfoque integral del diseño del edificio utilizando sistemas y estrategias pasivas (aprovechamiento pasivo de la radiación solar, ventilación pasiva, etc.)
- Adecuar el tiempo de funcionamiento de las instalaciones con sistemas de regulación.



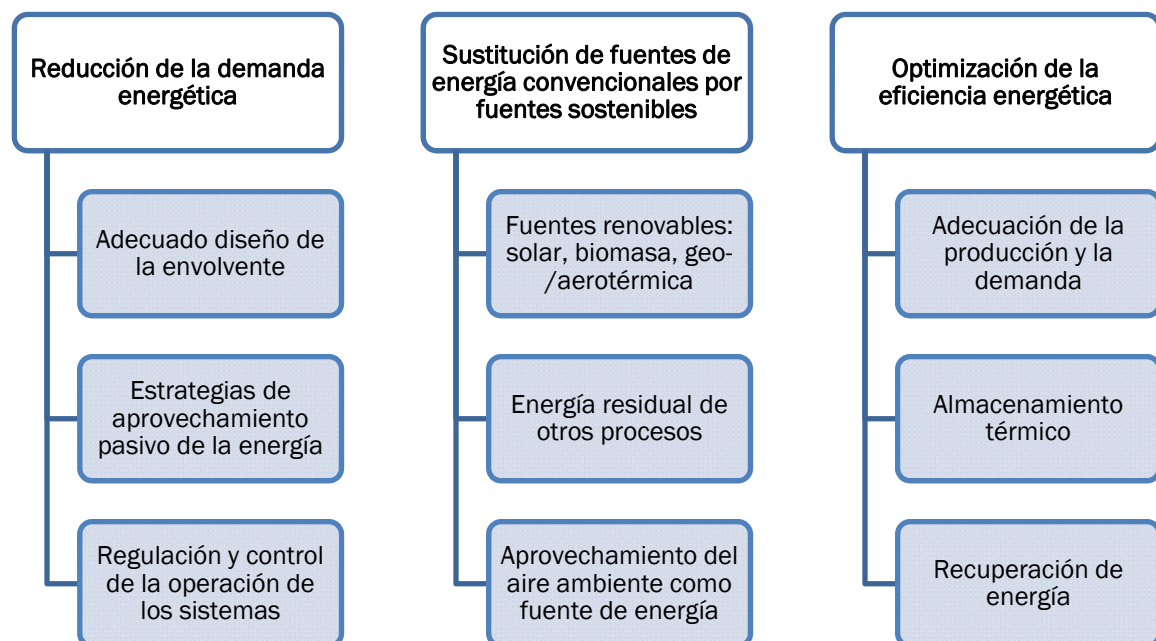
Sustitución de las fuentes convencionales de energía por otras fuentes sostenibles

La adecuada utilización de fuentes de energía alternativas posibilita un ahorro energético asociado fundamentalmente a la posibilidad de implantar procesos de mayor eficiencia, así como a la disminución de pérdidas por conversión y transporte dado el aprovechamiento de recursos locales. Entre estas alternativas se recogen fuentes renovables como la biomasa, la energía solar activa o la geotermia de baja temperatura, energías residuales procedentes de otros procesos, o la energía del aire ambiente aprovechable a través de estrategias de free-cooling.

Optimización de la eficiencia en la utilización de la energía

Finalmente, una vez que se ha reducido lo máximo posible la demanda energética de un edificio, y se ha planteado la utilización de las fuentes de energía sostenibles más favorables, cualquier disminución adicional del consumo requiere la aplicación de procesos más eficientes. En este sentido, se pueden proponer los siguientes puntos como aspectos fundamentales a considerar:

- Adecuación de la producción de frío o calor a la demanda del edificio, mediante el conveniente fraccionamiento de la potencia instalada y una correcta regulación de la misma.
- Planteamiento de sistemas de almacenamiento térmico que reduzcan las puntas de consumo, posibiliten aprovechar los periodos de funcionamiento más favorables y mejoren la eficiencia estacional de los equipos al limitar el número de arranques y paradas requeridas.
- La recuperación de energías residuales, reutilizando energías que normalmente son desaprovechadas en las instalaciones térmicas de la edificación, como la energía contenida en el aire de expulsión y, que en algunos casos, se evacuan al exterior perdiéndose totalmente.



**Figura I.10.- Alternativas para reducir el consumo energético en el sector de la edificación (modificado de [Rey et al. 2000])**

Una vez mostradas las características más destacadas del uso de la energía en el sector edificios, y enumeradas las principales alternativas a desarrollar para dotar dicho uso de un carácter más racional y sostenible, resulta de interés presentar brevemente la política energética y el marco regulatorio que los agentes competentes han desarrollado en esta misma línea.

Pese a que el alcance del presente trabajo de tesis pretende ser global en su gran mayoría, sin limitarse a singularidades exclusivamente regionales, carece de sentido realizar aquí un análisis

exhaustivo de todas las tendencias regulatorias a nivel internacional, por lo que se ha creído razonable describir a continuación los contenidos más relevantes en el ámbito de Europa y España:

En la Unión Europea, toda acción en el ámbito de la energía está enmarcada de algún modo dentro de los llamados objetivos 20-20-20 relativos al cambio climático y la sostenibilidad energética. Estos, recogidos en la estrategia de crecimiento de la UE con horizonte 2020 [EC 2014], proponen:

- Reducir las emisiones de efecto invernadero un 20 % (o un 30 % si se dan las condiciones) respecto a los niveles de 1990.
- Lograr un 20 % de contribución de las energías renovables al suministro energético global.
- Incrementar un 20 % la eficiencia energética.

En esta línea, dentro del sector de la edificación, es la Directiva 2010/31/EU relativa a la eficiencia energética de los edificios [EPBD 2010], la que constituye el principal instrumento legislativo para reducir el consumo de energía de los 27. Fue adoptada como refundición de la anterior Directiva 2002/91/EC [EPBD 2002] tras la experiencia en la implementación de la misma y de acuerdo con una detallada evaluación de impacto por parte de la Comisión Europea. Las modificaciones incluidas pretendían clarificar y hacer más efectivos ciertos aspectos, ampliar su alcance y dotar de liderazgo al sector público. Así, conforme a esta directiva, los Estados Miembros están obligados a establecer y aplicar requisitos mínimos de eficiencia en edificios nuevos y existentes, asegurar los procedimientos de certificación energética y regular la inspección de calderas y equipos de aire acondicionado. Además, se asegurará que en 2021 todos los nuevos edificios (en 2019 si se trata de edificios de propiedad pública) deban ser 'edificios de energía casi nula' (*nearly Zero-Energy Buildings, nZEBs*).

Con objeto de apoyar la transposición de la directiva, la Comisión Europea viene impulsando el diálogo y el intercambio entre los Estados Miembros a través de la iniciativa de cooperación 'Concerted Action (CA) EPBD' [CA EPBD 2014]. Asimismo, se ha movilizado otra iniciativa estratégica con objeto de contribuir a la formación de profesionales cualificados que puedan acometer los retos marcados en la directiva [BUILDUP 2014].

Además, de acuerdo al mandato de la Comisión M/480 [EC 2010], la implementación de la directiva se complementa con una serie de estándares europeos relacionados con el cálculo de consumos energéticos y sus costes asociados, inspecciones y definiciones varias. Su elaboración es llevada a cabo por cinco comités técnicos distribuidos en las siguientes temáticas: eficiencia térmica de los edificios y sus componentes, ventilación, iluminación, sistemas de calefacción y control y gestión energética de edificios [Hogeling 2010].

Dentro del contexto determinado por la Directiva europea, a nivel nacional, España cuenta con diversas herramientas enfocadas a la sostenibilidad del sector [Domínguez 2013]. Entre ellas, resulta interesante destacar:

- **El Código Técnico de la Edificación** [CTE 2014], aprobado en el R.D. 314/2006 [España 2006] y que incluye diversos Documentos Básicos (DB) que detallan las exigencias básicas de seguridad y habitabilidad de los edificios. De especial interés en el ámbito aquí tratado es el relativo a 'Ahorro de energía' (DB HE), actualizado en 2013 de acuerdo a la Orden FOM/1635/2013 [España 2013c]. Este documento cubre diversos aspectos que abordan la limitación de la demanda y el consumo energético, los requisitos de eficiencia de las instalaciones térmicas y de iluminación, así como las exigencias de contribución mínima renovable (energía solar para ACS, y energía fotovoltaica en ciertos edificios del sector terciario).
- **El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios** (RITE), aprobado en el R.D. 1027/2007 [España 2007b] y modificado en varias ocasiones según R.D. 1826/2009 [España 2009] y R.D. 238/2013 [España 2013b]. Establece las condiciones que deben cumplir las instalaciones destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene a través de las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria, para conseguir un uso racional de la energía.

Las mayores exigencias en eficiencia energética que establece el RITE están enfocadas a mejorar el rendimiento energético de los equipos de generación de calor y frío y aquellos destinados al movimiento y transporte de fluidos, mejorar el aislamiento en los equipos y conducciones de los fluidos térmicos, y potenciar la regulación y control para mantener las condiciones de diseño previstas en los locales climatizados. Además el reglamento refleja una tendencia a la utilización de energías renovables disponibles, en especial la energía solar y la biomasa, la incorporación de subsistemas de recuperación de energía y el aprovechamiento de energías residuales. Finalmente, obliga a emplear sistemas de contabilización de consumos en el caso de instalaciones colectivas y aboga por la desaparición gradual de los equipos generadores menos eficientes y los combustibles sólidos más contaminantes [MINETUR 2014].

- La **certificación de la eficiencia energética en los edificios**, que constituye uno de los puntos básicos de la directiva europea y que en el territorio nacional está regulada de acuerdo al procedimiento básico aprobado por el R.D. 235/2013 [España 2013a]. Este texto deroga y completa el anterior R.D. 47/2007 [España 2007a] relativo a la certificación de edificios de nueva construcción, e incluye el procedimiento para la certificación de edificios existentes. De acuerdo con él, actualmente la opción general para proceder a la certificación energética de un edificio recurre a programas informáticos que han de ser recogidos en documentos reconocidos y figurar como tales en un registro general. No obstante, existe también un procedimiento establecido para considerar casos particulares no incluidos en los programas disponibles. Por otro lado, la obtención del certificado da derecho a utilizar una etiqueta de eficiencia energética, que debe ser incluida en toda oferta, promoción y publicidad dirigida a la venta o arrendamiento del edificio o unidad del edificio correspondiente [MINETUR 2014].

En definitiva, toda esta evidencia demuestra que la sociedad actual, independientemente del ámbito regional en que se desarrolle, ha adquirido conciencia en relación a una seria problemática energética que viene confirmándose en los últimos tiempos y cuyas principales expectativas de futuro no son positivas. En dicha problemática desempeña un papel fundamental el sector de la edificación, el cual ha de ser objeto de importantes avances hacia la sostenibilidad.

Sin embargo, el concepto de sostenibilidad debe ser entendido de acuerdo a dos aspectos diferenciados, pero igualmente importantes. En este sentido, un modelo sostenible será aquel que involucre un uso racional de los recursos manteniendo un determinado nivel de desarrollo y bienestar en el tiempo. Por lo tanto, todos los objetivos, herramientas y acciones presentadas en este apartado y destinadas a promover el ahorro de la energía en el ámbito edificatorio, no pueden plantearse de forma aislada. Deben contemplar la necesidad de mantener o mejorar el nivel de bienestar de los ocupantes, es decir, el nivel de calidad de los ambientes interiores.

## I.2. CONFORT TÉRMICO EN AMBIENTES INTERIORES

La calidad de un determinado ambiente interior, en inglés *Indoor Environmental Quality (IEQ)* o *Indoor Climate Quality (ICQ)*, engloba todas aquellas condiciones de un entorno creado artificialmente en el interior de un edificio, que tiene algún efecto sobre sus ocupantes y la actividad que desarrollan en él. En este sentido, es habitual considerar tales características dentro de cuatro grupos que fundamentan el nivel de IEQ alcanzado: la calidad del ambiente térmico o confort térmico, la calidad del aire interior (en inglés habitualmente referida como '*Indoor Air Quality*', IAQ), la calidad lumínica o del entorno visual y la calidad del ambiente acústico (véase Figura I.11).

Todas estas condiciones guardan una estrecha relación con el consumo de los recursos energéticos en el ámbito de la edificación. Es obvio que las necesidades energéticas serán muy distintas en función de las condiciones del ambiente interior que se deseen proporcionar. En el extremo, podría plantearse no consumir energía durante la vida útil de un edificio a costa de perder cualquier expectativa de bienestar o desarrollo. Sin embargo, como ya se ha señalado, esta hipotética

opción queda fuera de cualquier vía razonable hacia la sostenibilidad por definición, remarcando la importancia de los criterios que determinan el nivel de calidad requerido en un ambiente interior.



Figura I.11.- Aspectos que conducen a la calidad de ambientes interiores (IEQ)

Por otra parte, la IEQ afecta también a la calidad de vida, la salud y el rendimiento en la actividad de las personas. Existen de hecho numerosos estudios que demuestran esta relación [Corgnati y Gameiro 2011]. Este aspecto, aunque a priori pudiese resultar menos evidente, toma especial relevancia si se analiza el problema desde una perspectiva socio-económica. Los costes asociados a bajas laborales, reducida productividad de empleados, costes médicos, deterioro de equipamiento por mala utilización, etc. tienen habitualmente una repercusión superior a la de los costes energéticos, lo cual hace inadmisibles no controlar las condiciones del hábitat en que se desenvuelven los ocupantes de un edificio. En este sentido, las estrategias enfocadas a proveer entornos estimulantes y confortables para los ocupantes, así como a reducir los problemas de salud relacionados con el edificio, suponen en general, un interesante retorno de la inversión realizada.

De forma general, el análisis de cada uno de los pilares de la IEQ resulta igualmente importante a la hora de proporcionar un adecuado bienestar a los ocupantes del edificio. Como prueba de ello sirvan las especificaciones incluidas en el estándar europeo relativo a los *parámetros del ambiente interior a considerar para el diseño y evaluación de la eficiencia energética en edificios incluyendo la calidad del aire interior, condiciones térmicas, iluminación y ruido* [CEN EN15251 2007]. Sin embargo, dependiendo del sistema del edificio que se analice, la interacción sistema-ambiente en lo que concierne a cada uno de estos cuatro aspectos puede ser mayor, menor o incluso inexistente. En este sentido, el diseño y operación de las alternativas de acondicionamiento de locales que son objeto de este trabajo (sistemas radiantes) están fundamentalmente afectados por su relación con el ambiente térmico.

Es por ello que se ha creído conveniente centrar este apartado en analizar de forma detallada las variables que afectan al confort térmico en particular, los criterios para su evaluación y las pautas que determinan un adecuado nivel del mismo, sin profundizar en criterios más específicos relativos a la calidad del aire y de los ambientes acústico y visual.

### I.2.1. Fundamentos teóricos del confort térmico

De acuerdo con el estándar ASHRAE-55, el confort térmico puede definirse como '*la condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico*' [ASHRAE-55 2004]. Si bien, esta definición obliga a plantear dos cuestiones fundamentales:

1. El confort térmico hace alusión a una condición subjetiva de la mente, luego, ¿es igual la percepción de cada individuo sobre un mismo ambiente?

Parece obvio que debido, al menos, a la variabilidad biológica de los individuos, resulte imposible satisfacer a todos ellos en un mismo entorno térmico [Fanger 1972]. Por lo tanto, el problema del confort térmico debe abordarse a través de enfoques estadísticos destinados a proporcionar las mejores condiciones para el global del grupo, es decir, aquellas condiciones en las que el mayor porcentaje posible de individuos se encuentre confortable. En la sección 2.2 se presentará en más detalle cómo se contempla este aspecto a la hora de evaluar la calidad de un determinado ambiente.

2. ¿Qué hace que un individuo pueda mostrarse satisfecho con el ambiente térmico en el que se desenvuelve? A continuación se pretende dar respuesta a esta cuestión:

### ***Termorregulación del cuerpo humano***

La identificación que un individuo puede hacer sobre un determinado ambiente térmico como satisfactorio o insatisfactorio parece responder al resultado directo de sus sensaciones en relación con la temperatura de su cuerpo, de la temperatura y grado de humedad de su piel, así como del esfuerzo requerido a su organismo para regular estos valores. En este sentido, de forma general, el confort térmico se puede relacionar con un mínimo esfuerzo fisiológico para mantener la temperatura corporal en un estrecho margen, y la humedad de la piel en valores bajos [ASHRAE 2009]. Así pues, el confort térmico de un individuo humano está directamente relacionado con las consecuencias de la función termorreguladora de su cuerpo, centrada en el hipotálamo.

El ser humano tiene una temperatura interna media de unos 37 C que su organismo trata de mantener constante equilibrando el calor producido por su actividad metabólica y la disipación de dicho calor a su entorno. Una disipación insuficiente generaría un sobrecalentamiento (hipertermia), mientras que una excesiva pérdida de calor produciría síntomas de hipotermia. Se considera que temperaturas internas superiores a los 46 C o inferiores a los 28 C pueden causar problemas de salud irreversibles. Para lograr una termorregulación efectiva, el cuerpo humano ejerce fundamentalmente los siguientes mecanismos:

- Regulación del flujo sanguíneo a la piel. En situaciones de excesiva generación de calor, produce una vasodilatación y un incremento del ritmo cardiaco para favorecer que el calor interno, transportado por el flujo sanguíneo, llegue a la piel y se disipe al ambiente. En el caso opuesto, se produce una vasoconstricción para realizar el efecto contrario.
- Incremento de la actividad metabólica. Cuando el cuerpo humano experimenta excesivas pérdidas de calor, se incrementa de forma involuntaria la tensión muscular para aumentar la generación de calor interno. Es el efecto que tiene lugar al temblar o tiritar en situaciones de mucho frío.
- Sudoración. A través de su evaporación se liberan grandes cantidades de calor latente ayudando a mantener el equilibrio en situaciones de calor extremo (generación metabólica muy superior a la posible disipación sensible desde la piel).

En cualquier caso, tal como ya se ha señalado, cuanto mayor es la necesidad de hacer uso de cualquiera de estos mecanismos, la sensación de desconfort es mayor. Tal relación entre confort y magnitud del esfuerzo termorregulador fue reseñada en diversas investigaciones y observaciones que se referencian en [ASHRAE 2009]. A raíz de ella, puede definirse un estado de neutralidad térmica como aquel en el que el sujeto no prefiere un entorno más cálido ni uno más frío que en el que se encuentra, y en el cual el esfuerzo termorregulador es mínimo.

Sin embargo, este concepto sigue sin resultar práctico a la hora de poder diseñar y operar los sistemas que controlen la calidad térmica de un ambiente interior. Para ello es indispensable disponer de variables cuantitativas que determinen el confort térmico.

### **Factores de influencia en la percepción del ambiente térmico**

Los primeros análisis de confort térmico apuntaban algunas de las variables que a lo largo del tiempo han demostrado tener una influencia clave en este ámbito. Sin embargo, muchas otras no eran controladas o ni siquiera medidas, o bien sus efectos pretendían ser determinados de forma aislada. De este modo, la validez de muchos de esos estudios quedaba fuertemente restringida al entorno específico en el que fueron llevados a cabo. Fue P.O. Fanger, quien trató de establecer un enfoque integral que determinase el efecto combinado de las variables más importantes que afectan al confort térmico [Fanger 1972]. Su trabajo, del que se hablará con detalle más adelante, es de aplicación actualmente en la gran mayoría de proyectos que abordan la calidad térmica de ambientes interiores, y su enfoque sentó las bases sobre las que después se han desarrollado nuevas investigaciones o incluso nuevas teorías.

De acuerdo con Fanger, son seis las variables fundamentales que afectan al confort térmico: el nivel de actividad metabólica, la resistencia térmica asociada a la vestimenta del individuo, la temperatura del aire, la temperatura media del entorno radiante, la velocidad relativa del aire y la presión de vapor o contenido de humedad en el ambiente.

Estos son factores que podrían denominarse primarios y que afectan directamente a los intercambios de energía del cuerpo humano y al confort térmico en una situación estacionaria. Sin embargo, existen otros factores, de carácter secundario, que pueden afectar de forma más sutil en determinadas circunstancias o en periodos transitorios. De forma general, merece la pena mencionar las variables de influencia recogidas en la Tabla I.1.

**Tabla I.1.- Factores primarios y secundarios que afectan al confort térmico**

<b>Factores ambientales</b>	<b>Factores personales</b>	<b>Factores arquitectónicos</b>
Temperatura del aire interior	Nivel de actividad metabólica	Diseño y localización de elementos arquitectónicos
Temperatura media radiante	Vestimenta	Adaptabilidad del espacio
Velocidad relativa del aire	Edad	
Contenido de humedad del aire	Sexo	
Temperatura del ambiente exterior	Constitución corporal	
	Historial térmico	
	Ingesta de alimentos	
	Expectativas de confort	
	...	

Teniendo en consideración la anterior relación de factores de influencia, la definición detallada de cómo se incorpora cada uno de ellos en un enfoque de carácter integral, qué rango de valores de cada uno da lugar a una percepción confortable o no del ambiente térmico, etc. es algo que se detalla en el siguiente apartado al presentar los modelos de evaluación del confort térmico más utilizados.

### **I.2.2. Criterios de evaluación del confort térmico**

#### **Introducción a los principales enfoques de análisis de confort térmico en edificios**

Como ya se ha avanzado, las condiciones que permiten describir un determinado ambiente térmico como confortable tienen una serie de importantes implicaciones en la forma en que se deben diseñar los edificios hoy en día, en la cantidad de energía requerida para enfriarlos o calentarlos, así como en el consecuente impacto sobre la calidad del entorno natural.

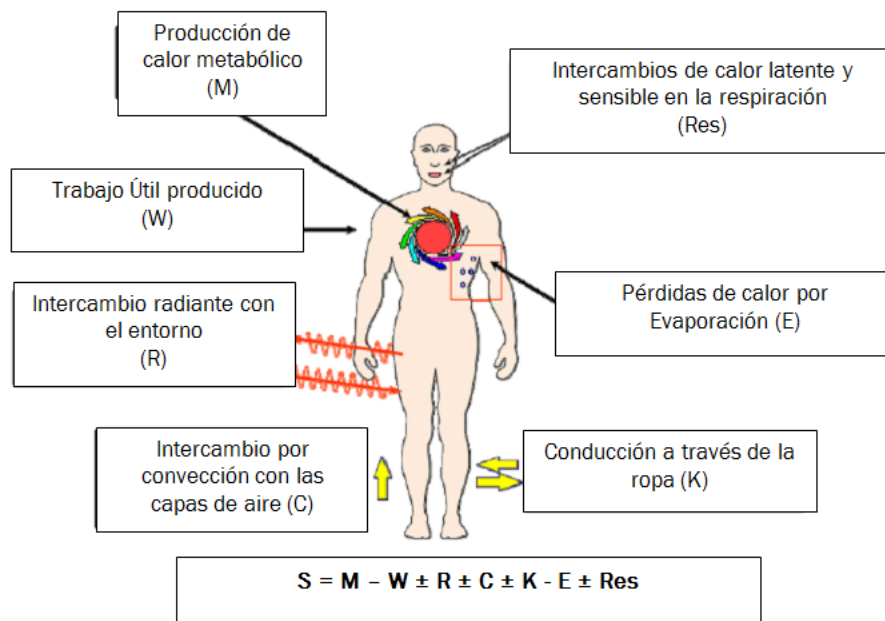
Se trata de un tema estudiado desde hace décadas en el ámbito del cual se han realizado numerosos estudios experimentales, tanto en cámaras climáticas de laboratorios con condiciones

estrictamente controladas, como en estudios de campo en edificios reales. Asimismo, esos estudios han permitido desarrollar distintas teorías y modelos e incluso elaborar varios estándares que persiguen establecer una prescripción de las condiciones ideales de confort.

Entre todo este conocimiento acumulado a lo largo de los años, gracias a los trabajos de numerosos investigadores de todo el mundo, destacan dos corrientes o enfoques fundamentales. Especialmente destacable es la teoría o modelo del balance de energía del cuerpo humano, desarrollado esencialmente a partir del trabajo de Fanger mencionado en el apartado anterior. En él están basados los estándares de confort térmico internacionales de referencia más actuales [ISO7730 2005], así como, con pequeñas diferencias, gran parte de aquellos que se derivan para su aplicación tanto en el ámbito americano [ASHRAE-55 2004] como en el europeo [CEN EN15251 2007]. Sin embargo, en los últimos tiempos ha cobrado gran interés el desarrollo de modelos de enfoque adaptativo que ponen en entredicho algunas de las afirmaciones y pretensiones del modelo de Fanger a través de la consideración de otra serie de factores, cuya influencia sobre la evaluación de un determinado ambiente térmico pueden tener una importancia no contemplada en teorías previas.

Modelo del balance de energía

Este modelo se basa en el desarrollo de una ecuación de confort térmico general que engloba el efecto combinado de las variables de influencia primarias aplicando un balance térmico al cuerpo humano a través del uso de las leyes generales de transferencia de calor (ver Figura I.12). De este modo, se hace posible, para cualquier nivel de actividad metabólica y cualquier agrupación de vestimenta, calcular la combinación de los parámetros físicos ambientales capaces de determinar un ambiente térmico óptimo.



**Figura I.12.- Balance de energía al cuerpo humano. Fuente: [Tejero 2012], traducido de [Gameiro 2008]**

En situaciones de larga exposición a un ambiente térmico constante con un determinado nivel de actividad metabólica, el sistema termorregulador del cuerpo humano es capaz de establecer condiciones de equilibrio térmico en un rango muy amplio de valores de los factores ambientales primarios, incluso si no existen condiciones de confort. Por ello, la primera condición necesaria para el confort térmico es la existencia de un equilibrio (S=0) entre el calor producido por el propio cuerpo y las pérdidas generadas. En consecuencia, el término de acumulación S en el balance será nulo.

$$S = M - W \pm R \pm C \pm K - E - RES = 0 \quad Eq. I. 1$$

El término  $M$  representa el calor producido por el metabolismo del cuerpo humano. Su valor depende del tipo de actividad desarrollada y de la superficie corporal ( $A_{Du}$ ), dada por la ecuación de DuBois (Eq. I.2) según el peso ( $m$ ) y la altura ( $h$ ) del individuo. Esta información viene recogida en tablas que pueden consultarse en los apéndices del estándar internacional [ISO7730 2005], entre otros. Cabe señalar que esta producción de calor es habitualmente dada en unidades 'met', (1 met = 58.15 W/m<sup>2</sup> de área de piel desnuda). A modo de referencia, téngase en cuenta que una actividad sedentaria de oficina corresponde con un valor de 1.2 met.

$$A_{Du} = 0.202 \cdot m^{0.425} \cdot h^{0.725} \quad Eq. I. 2$$

Por su parte,  $W$  representa el trabajo útil realizado por el organismo. Habitualmente, desde el punto de vista de la ingeniería, se considera la definición de una eficiencia mecánica externa como el cociente entre  $W$  y  $M$ . Su valor es casi nulo en la mayoría de actividades desarrolladas por el ser humano, por lo que a efectos prácticos la influencia del trabajo  $W$  es tenido en cuenta en escasas ocasiones dentro del análisis global de confort térmico.

$R$ ,  $C$  y  $K$  representan las pérdidas de calor sensible por radiación, convección y conducción respectivamente. El intercambio radiante entre la superficie del cuerpo vestido y su entorno tiene un papel clave en el confort térmico. Su valor puede obtenerse a partir de la ley fundamental de Stefan-Boltzmann teniendo en cuenta un área efectiva reducida en un factor medio de 0.71 sobre el área total de intercambio (dada la irregularidad y concavidades del cuerpo humano) [Fanger 1972]. Por su parte, de acuerdo a la ley fundamental de enfriamiento de Newton, las pérdidas por convección dependen de la diferencia de temperaturas entre la superficie del cuerpo vestido y el aire del entorno, junto con el valor de un determinado coeficiente de transferencia,  $h$ , que en el caso forzado es altamente dependiente también de la velocidad del aire. Además la posición del cuerpo, estática o dinámica, de pie o sentado, etc. puede ser considerada en análisis más detallados. En este sentido, Oliveira et al. (2014) recogen una completa relación de las principales correlaciones destinadas a determinar el valor de los coeficientes de intercambio convectivo. El término  $K$  (ver Eq. I.3) de pérdidas de conducción a través de la vestimenta es comúnmente abordado mediante un enfoque simplificado basado en el llamado índice de vestimenta ( $I_{cl}$ ) y la unidad 'clo' (1 clo = 0.155 m<sup>2</sup>K/W). Estos fueron definidos por primera vez por Gagge et al. (1941) y expresan la resistencia térmica total desde la piel del individuo hasta la superficie exterior del cuerpo vestido. De esta forma, las pérdidas por conducción son obtenidas de forma inmediata a través de la ley de Fourier. Nótese, que el valor 'clo' de distintas configuraciones de ropa habituales puede ser igualmente consultado en tablas de [ISO7730 2005].

El siguiente término en la ecuación Eq. I.1 se asocia a las pérdidas de calor latentes a través de la piel ( $E$ ), tanto por difusión másica asociada a la diferencia de la presión parcial de vapor entre la piel y el aire ambiente, como por evaporación directa del sudor generado por el organismo. En cualquier caso este término supone una pérdida de calor, nunca una ganancia, y como tal aparece con signo negativo en la ecuación mencionada. Lo mismo ocurre finalmente con el término RES, que responde a la energía intercambiada en el proceso de respiración, tanto en forma sensible como latente.

Todas las contribuciones anteriores se pueden expresar en función de los seis factores primarios de confort térmico junto con dos variables fisiológicas: la temperatura de la piel y las pérdidas de calor por sudoración. Sin embargo, estas dos últimas magnitudes fueron experimentalmente correlacionadas con el nivel de actividad de individuos en condiciones de confort térmico [Fanger 1972]. Por lo tanto, su influencia en el balance global de calor al cuerpo humano puede ser sustituida obteniendo la ecuación de confort térmico general en la forma buscada:

$$f(M, I_{cl}, T_a, T_{mr}, \Phi, v_a) = 0 \quad Eq. I. 4$$

Los conceptos desarrollados por esta teoría derivan de numerosos experimentos desarrollados fundamentalmente sobre grupos de estudiantes universitarios en laboratorios de regiones climáticas



de latitudes medias. Inicialmente sus resultados fueron desarrollados para edificios con sistemas de climatización (*HVAC - Heating, Ventilation and Air Conditioning*) centralizados, sin embargo, habitualmente se ha sugerido su aplicación universal a todo tipo de edificios, climas y poblaciones, extendiéndose y generalizándose su uso en la mayoría de situaciones que consideran aspectos de confort térmico.

El modelo de Fanger del balance de energía, así como otros derivados bajo los mismos conceptos, consideran a la persona como un receptor pasivo del estímulo térmico y asumen, tal como se ha visto, que los efectos de un determinado ambiente térmico sobre el individuo están fundamentados exclusivamente en las leyes físicas del intercambio de calor y masa entre el cuerpo y el propio ambiente. Para mantener constante la temperatura interior del cuerpo humano son necesarias una serie de respuestas fisiológicas que son proporcionales a los desequilibrios térmicos entre el cuerpo y el entorno que lo rodea. Del mismo modo, la sensación térmica del individuo (caluroso, cálido, fresco, frío, etc.) es entendida como una evaluación del ambiente igualmente proporcional a la magnitud de dichas respuestas fisiológicas cuantificadas en base a factores tales como la temperatura media de la piel o la pérdida de calor latente por sudoración. Así pues, existe una lógica determinista subyacente bajo esta teoría de confort térmico que está basada en una asociación directa entre las leyes físicas, la derivación de una serie de respuestas fisiológicas y una valoración subjetiva del 'discomfort'.

#### Enfoque adaptativo

Habitualmente el modelo de Fanger es considerado como un modelo de confort térmico 'estático', en tanto que apenas reconoce la influencia del entorno exterior y la capacidad de adaptación del individuo para la determinación de las condiciones ideales de confort, siendo estas prácticamente invariables a lo largo del tiempo. Este enfoque y las pretensiones de aplicabilidad universal del mismo ya mencionadas, han sido objeto de numerosos apuntes críticos que argumentan que de este modo se ignoran importantes influencias contextuales que pueden modificar las respuestas ante un determinado conjunto de estímulos térmicos.

El enfoque adaptativo contempla que la percepción del ambiente térmico en situaciones reales está influenciada por una serie compleja de factores que incluyen la 'historia o memoria térmica' pasada, así como diversos aspectos técnicos y culturales. De este modo, el individuo sometido a un determinado ambiente térmico no es ya únicamente un sujeto pasivo dentro de él, sino que se convierte en un agente activo que interacciona dentro de un sistema individuo-entorno retroalimentado [Brager y de Dear 1998].

Generalmente, se asume que la adaptación al ambiente térmico puede tener lugar a través de tres procesos diferentes:

- Adaptación del comportamiento en términos de hábitos en el uso de la ropa, actividad, actuación sobre ventanas operables y ventiladores, adaptación de horarios, etc.
- Adaptación fisiológica, entendida como un proceso de aclimatación a lo largo de un periodo de tiempo ante factores cambiantes de estrés térmico.
- Adaptación psicológica, en tanto que expectativas menos exigentes en relación de un ambiente interior dado aumentan la tolerancia del individuo ante variaciones en la temperatura del mismo.

De estos tres procesos, diversos estudios han desvelado que la aclimatación fisiológica del individuo no es apenas relevante, mientras que los ajustes en los hábitos de comportamiento y las expectativas del individuo ante un determinado ambiente tienen una influencia mucho mayor.

Probablemente, uno de los aspectos sometidos a mayor debate se centra en la aplicabilidad de los modelos convencionales, representados por la teoría de Fanger, sobre edificios no acondicionados mecánicamente. El concepto de una 'zona de confort' determinada por condiciones interiores alrededor de un óptimo casi invariable, se asume como un objetivo de diseño aceptable en edificios

controlados con sistemas HVAC, ‘aislados’ en gran medida del ambiente exterior y en los cuales el individuo ve muy limitada su capacidad de interacción con el propio ambiente. Sin embargo, la relevancia de tal concepto en edificios no acondicionados y con ventilación natural, donde las condiciones son inherentemente mucho más variables, parece cuando menos cuestionable en base a los argumentos del enfoque adaptativo. Además, éste sostiene que si el individuo puede tener mayor control sobre el ambiente interior en el que se encuentra y las temperaturas de dicho ambiente siguen unos patrones de evolución en adecuación al clima exterior, potencialmente se podrían obtener significativas mejoras en el confort térmico así como reducciones en el consumo de energía de los edificios.

La corriente científica que da lugar a este enfoque adaptativo tiene su origen en numerosos estudios llevados a cabo hace más de tres décadas. Brager y de Dear (1998) recopilaron una extensa relación con numerosas evidencias de los distintos mecanismos de la adaptación humana en relación a la percepción de su ambiente térmico. De acuerdo con este trabajo, la mayoría de los primeros modelos adaptativos se basan en estudios empíricos de campo, en ambientes reales. En ellos, la percepción subjetiva de los individuos (recogida a través de cuestionarios) fue correlacionada con la medida de variables físicas simples (fundamentalmente la temperatura del aire interior), determinando el valor asociado a la ‘neutralidad’ térmica. Además, los más citados se basaron en la argumentación de que esa neutralidad térmica, y por tanto, las expectativas de confort de los individuos dependen de alguna forma de la temperatura exterior [Auliciems 1981].

Desde estos primeros estudios se han ido produciendo numerosas evoluciones en el desarrollo de este enfoque y los modelos sucesivos han contado con la información de bases de datos más amplias permitiendo distintas mejoras en sus planteamientos. Actualmente, las líneas de investigación más documentadas y desarrolladas en este ámbito tienen presencia en los principales estándares de confort térmico mencionados con anterioridad [CEN EN15251 2007] [ASHRAE-55 2004], los cuales establecen las bases para su aplicación en edificios ‘free-running’ o ‘no acondicionados mecánicamente’. El desarrollo detallado de los algoritmos adaptativos recogidos en estas normas se pueden consultar en [Nicol y Humphreys 2010] y [de Dear y Brager 1998]. No obstante, a continuación se recogen los criterios de aplicabilidad prácticos más importantes de estas y otras modelizaciones de confort.

### ***Criterios de aceptabilidad prácticos del ambiente térmico***

Una vez conocidas las bases en que se sustentan las principales teorías para la evaluación del confort térmico, solo resta presentar su aplicación práctica así como los índices empleados para determinar si un ambiente es o no confortable en base a dichas teorías.

**Tabla I.2. Rangos habituales de variación de los parámetros primarios de confort térmico. Fuente: [ISO7730 2005].**

<b>Parámetro</b>	<b>Límites</b>	<b>Unidad</b>
Actividad metabólica	0.8 a 4	met
Grado de vestimenta	0 a 2	clo
Temperatura seca del aire	10 a 30	°C
Temperatura media radiante	10 a 40	°C
Velocidad del aire en la zona ocupada	0 a 1	m/s
Humedad relativa	30 a 70	%

Como primera aproximación, resulta interesante tener en cuenta el orden de magnitud en el que se suelen mover los parámetros primarios de confort (Tabla I.2). Dentro de estos límites, una evaluación detallada del ambiente térmico requiere el manejo simultáneo de las seis variables primarias de confort, lo cual resulta muy asequible en la actualidad a través de software más o menos

sencillo. Sin embargo, en los orígenes de esta ciencia, se hacía necesario el manejo poco práctico de numerosas gráficas y tablas. Quizá por ello, se definieron diversos índices que aportan de forma integrada la información de varios factores y cuyo uso está generalizado actualmente en el ámbito de aplicación de los diversos estándares.

La temperatura operativa ( $T_{op}$ ) se define como *la temperatura uniforme de un recinto negro virtual en el que el intercambio de calor por convección y radiación entre éste y sus ocupantes fuera idéntico al del entorno no-uniforme real, bajo las mismas condiciones de actividad y vestimenta*. Por tanto, puede expresarse como una ponderación de la temperatura del aire y la temperatura media del entorno radiante en base a los correspondientes coeficientes de transferencia de calor según la ecuación Eq. I.5. De forma indirecta incluye por tanto información acerca de otro de los factores primarios de confort: la velocidad del aire.

$$T_{op} = (h_c \cdot T_a + h_r \cdot T_{mr}) / (h_c + h_r) \quad Eq. I.5$$

Merece la pena señalar que en ambientes en los que la velocidad media del aire es razonablemente baja (habitualmente  $v < 0.2$  m/s), el valor de los coeficientes radiante y convectivo entre el individuo y el entorno son muy parejos, por lo que a efectos prácticos la temperatura operativa tiende a considerarse como la media aritmética de las temperaturas del aire y la temperatura media radiante.

En términos similares, la temperatura efectiva ( $T_{eff}$ ) se define como *la temperatura uniforme de un recinto negro virtual con una humedad relativa del 50 % en el cual el intercambio de calor con los ocupantes fuera idéntico al del entorno no-uniforme real*. Se trata de un índice de mayor aplicabilidad a priori, al añadir la contribución de la humedad del ambiente. Sin embargo, para cada situación particular es necesario definir la fracción mojada de la piel y un índice de permeabilidad de la vestimenta. Además, en condiciones no muy alejadas de la neutralidad térmica, la humedad del aire tiene poca relevancia en la percepción del confort térmico. Por ello, existe una preferencia generalizada a utilizar la temperatura operativa como índice de referencia en aplicaciones prácticas.

Además de estos, existen otros parámetros semejantes de uso menos extendido (HSI, WBGT, WCI, etc.), asociados tradicionalmente al ámbito americano ASHRAE. Si bien, se ha considerado que no es objeto de este capítulo profundizar más en ellos. Una descripción detallada se puede encontrar en [ASHRAE 2009].

Por otra parte, las ecuaciones de Fanger del modelo estacionario del balance de energía, se completan con el llamado modelo PMV-PPD. A partir de la información relativa a los factores primarios de confort, el método calcula dos índices que permiten aportar una valoración muy intuitiva del nivel de calidad de un determinado ambiente interior. Estos dos índices se denominan como 'Voto Medio Estimado o Previsto' (PMV - *Predicted Mean Vote*) y 'Porcentaje de Personas Insatisfechas' (PPD - *Predicted Percentage Dissatisfied*).

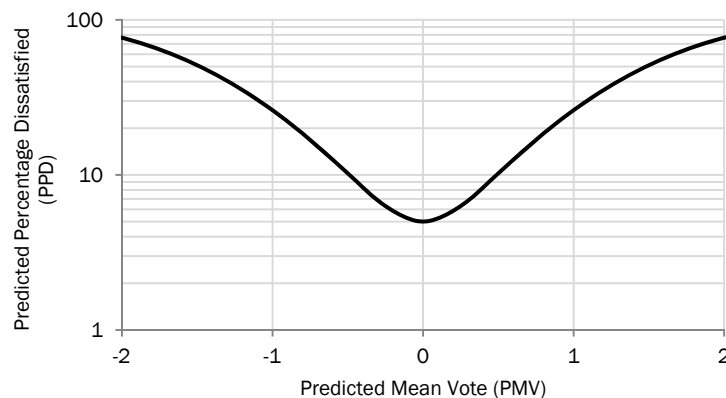


Figura I.13.- Proporción de personas insatisfechas (PPD) en función del voto medio previsto (PMV)

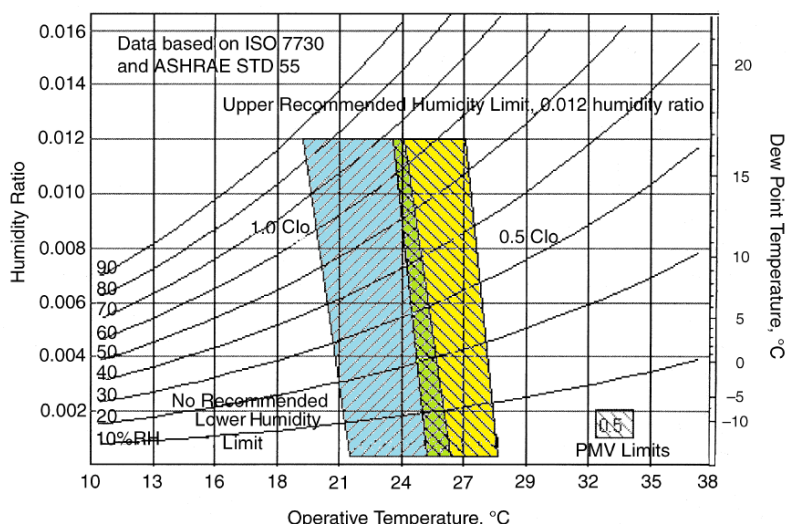
El método se deriva pues, de la física de transferencia de calor y añade y combina una adaptación empírica para la determinación de la sensación. Calcula una tensión térmica basada en la transferencia de calor en estado estacionario entre el cuerpo y el ambiente, y asigna un voto de confort a esa cantidad de tensión. Tal voto se representa a través del índice PMV, que refleja una estimación del valor medio de los votos que emitiría un grupo de individuos respecto de una escala de sensación térmica de siete niveles (frío (-3), fresco (-2), ligeramente fresco (-1), neutro (0), ligeramente caluroso (1), caluroso (2), muy caluroso (3)). Por su parte, el índice PPD es el porcentaje previsto de personas insatisfechas que se encuentra relacionado con el PMV de acuerdo a la Figura I.13 y a la ecuación siguiente:

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp\left(-\left(0.03353 \cdot PMV^4 + 0.2179 \cdot PMV^2\right)\right) \quad Eq. I. 6$$

Se observa que un PPD de 10% (lo cual a priori puede considerarse aceptable) corresponde a un intervalo de PMV de  $\pm 0.5$ . Además, conviene remarcar que la curva PMV-PPD sitúa la condición de óptimo confort térmico en  $PMV = 0$ , correspondiendo con un 5 % de individuos insatisfechos. De este modo el modelo tiene en consideración la subjetividad y variabilidad del fenómeno analizado, asumiendo la posibilidad de que incluso bajo las condiciones más favorables puedan existir individuos con una percepción negativa del ambiente térmico que les rodea.

El modelo PMV-PPD, sin embargo, no es válido para predecir respuestas de confort en situaciones transitorias. Este caso particular puede ser abordado en condiciones moderadas de actividad metabólica por un modelo 'Two-Node' como el modelo TSENS-DISC [ASHRAE 2009]. Se trata igualmente de un modelo de balance térmico que separa el cuerpo humano en dos compartimentos: núcleo y piel. A partir del cálculo de la temperatura en cada uno de ellos, la aplicación de relaciones empíricas es capaz de predecir la sensación térmica (TSENS) y el grado de disconfort (DISC) en una escala de 11 puntos similar a la escala PMV.

Con la definición de los distintos índices descritos hasta aquí se simplifica notablemente la valoración y predicción del confort térmico. Si bien, valiéndose de ellos en ocasiones resulta interesante poder trabajar de forma gráfica sobre diagramas que condensen de forma más intuitiva esa información. En este sentido, conviene destacar especialmente la definición de zonas de confort sobre un diagrama psicrométrico presentada en [ASHRAE-55 2004].



**Figura I.14.- Zonas de confort térmico en invierno (azul) y verano (amarillo) y su superposición (verde) en base a las principales variables físicas de confort de acuerdo al enfoque PMV recogido en [ASHRAE-55 2004].**

En este diagrama (Figura I.14) se muestra la combinación de parámetros físicos, a través de la temperatura operativa y el contenido de humedad del aire ambiente, que daría lugar a una valoración

positiva de confort térmico en invierno y en verano. Para ello, define dos zonas de confort delimitadas por aquellas condiciones correspondientes a un  $PMV \leq 0.5$  (es decir, menos de un 10 % de individuos insatisfechos según el índice PPD) y considerando un límite superior recomendado para la humedad específica situado en 12 g de vapor por kg de aire seco. La distinción entre estaciones está asociada a distintos valores del índice de vestimenta típicos de cada una de ellas: 1 clo para invierno y 0.5 clo para verano. Puede apreciarse que la zona de confort de invierno permite un rango de temperaturas ligeramente superior que la correspondiente a verano. En invierno, los valores óptimos se sitúan en torno a los 22 C - 24 C dependiendo de la humedad del ambiente, mientras que en verano se encuentran en torno a los 25 C - 26 C. Resulta importante resaltar que en muchos casos los criterios de diseño recomiendan humedades relativas en los espacios interiores alrededor del 50 %, si bien existen estudios que reseñan la inexistencia de diferencias significativas en la percepción térmica dentro del rango de humedades entre 30 % y 70 %.

Por último, frente al enfoque estático PMV-PPD, la aportación de las teorías de enfoque adaptativo resultaría infructuosa si sus implicaciones no pudiesen plasmarse de forma cuantitativa en análisis prácticos de confort térmico. A tal efecto, ya se ha mencionado que la tendencia de los primeros modelos adaptativos fue predecir la neutralidad térmica (entendida como la temperatura operativa a la cual el mayor número de individuos se sentirá confortable) en base a alguna medida simple del entorno exterior. En concreto, la temperatura media mensual exterior ( $T_{m,ext}$ )<sup>3</sup> fue empleada como índice representativo en las primeras correlaciones, como las apuntadas por Humphreys (1978) para edificios 'free-running' (Eq. I.7) y para edificios con acondicionamiento mecánico (Eq. I.8).

$$T_n = 11.9 + 0.534 \cdot T_{m,ext} \quad Eq. I.7$$

$$T_n = 23.9 + 0.295 \cdot (T_{m,ext} - 22) \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{m,ext} - 22}{24 \cdot \sqrt{2}}\right)^2\right) \quad Eq. I.8$$

Algunos de los aspectos de esas primeras expresiones resultaban aún inmaduros [Nicol y Humphreys 2010], sin embargo, abrían un nuevo campo de investigación hacia la consecución de modelos más completos y representativos. Actualmente, tanto el estándar EN15251 (2010) como el ASHRAE-55 (2004) proponen modelos adaptativos más modernos válidos para establecer las condiciones de diseño interiores en edificios sin sistemas de refrigeración mecánica, destinados a la ocupación humana con actividades sedentarias, donde existe fácil acceso a ventanas operables y en los que los ocupantes pueden adaptar libremente su vestimenta a las condiciones térmicas exteriores y/o interiores. Las expresiones para la temperatura operativa óptima o neutra, así como la representación gráfica de las zonas de confort en función del porcentaje de individuos satisfechos deseado se pueden observar en la Figura I.15.

Se aprecia que el modelo ASHRAE-55 sigue empleando  $T_{m,ext}$  como variable independiente. Sin embargo, el modelo europeo EN15251 incluye una variable independiente más significativa capaz de representar la variabilidad de la temperatura exterior a lo largo de un mes e incluir así en el modelo los efectos de adaptación del comportamiento y adecuación de la vestimenta dentro de ese periodo. Así, se hace uso de la temperatura exterior 'histórica' media ponderada ( $T_{rm}$ ) para cada día, calculada como la media ponderada exponencialmente de las temperaturas exteriores medias diarias simples de los días anteriores. Matemáticamente, esta definición se corresponde con la siguiente expresión:

$$T_{rm} = (1 - \alpha) \cdot \{T_{d,-1} + \alpha \cdot T_{d,-2} + \alpha^2 \cdot T_{d,-3} + \dots + \alpha^{n-1} \cdot T_{d,-n}\} \quad Eq. I.9$$

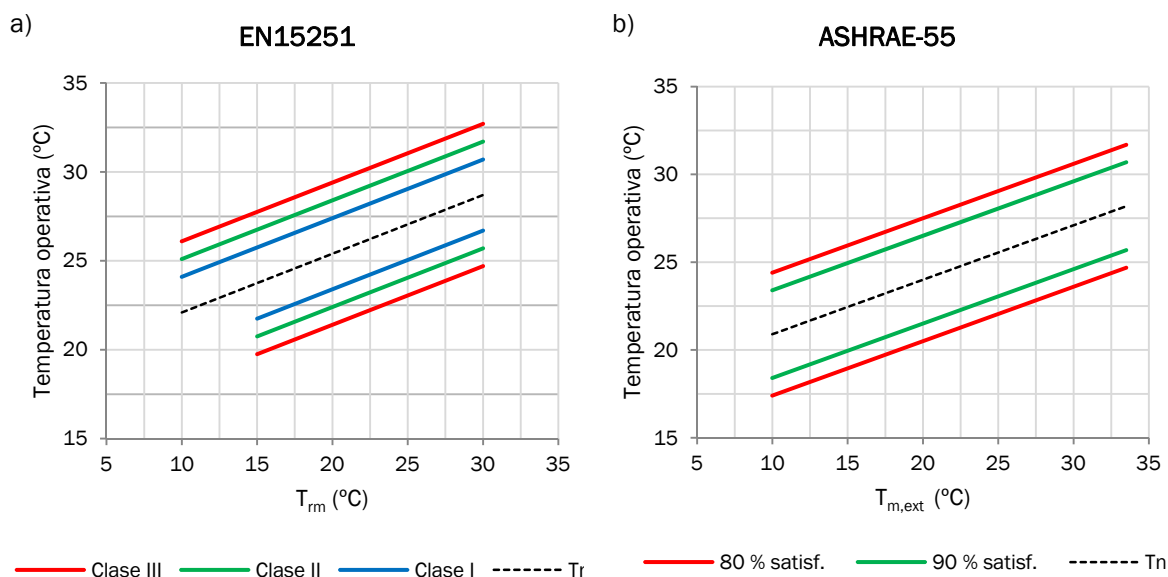
donde:

$\alpha$  es una constante entre 0 y 1, cuyo valor recomendado es 0.8.

$T_{d,-1}$  es la temperatura media diaria del día anterior.

$T_{d,-2}$  es la temperatura media diaria del día previo al anterior y así sucesivamente.

<sup>3</sup> La temperatura media mensual exterior ( $T_{m,ext}$ ) se calcula como la media simple de los valores promedios máximo y mínimo de la temperatura exterior a lo largo de los días de un mes.



(\*) La expresión de las rectas que determinan la neutralidad térmica son:  $T_n = 18.8 + 0.33 \cdot T_{rm}$  para el modelo EN15251 y  $T_n = 17.8 + 0.31 \cdot T_{m,ext}$  para el modelo ASHRAE-55.

(\*\*) En el modelo EN15251 las distintas clases están asociadas a un porcentaje de insatisfacción estimado de 6 % (I), 10 % (II) y 15 % (III).

**Figura I.15.- Rangos de aceptabilidad de la temperatura operativa en espacios con ventilación natural, sin refrigeración mecánica, y con amplias posibilidades de adaptación por los ocupantes, de acuerdo a los modelos adaptativos de: a) EN15251 (2007) y b) ASHRAE-55 (2004)**

Como resumen a la definición de los anteriores criterios de aceptabilidad tanto de modelos estáticos como adaptativos, cabe citar el trabajo de Sourbron y Helsen (2011). En él se presenta cómo dichos modelos y los valores normativos derivados de ellos se pueden integrar de forma razonable en un enfoque general que permita su aplicación a lo largo de todo el año (tanto en periodos de calefacción como de refrigeración).

La Figura I.16 incluye una comparativa de los límites de confort resultantes de acuerdo con los principales estándares internacionales. En la figura se indican con un rectángulo a trazos las zonas que corresponden con una extrapolación de los modelos descritos en las normas. Se aprecia, por ejemplo, como en los resultados asociados a las recomendaciones de ASHRAE-55 (2004), para temperaturas de referencia por debajo de los 10 °C (condiciones típicamente de invierno), no se aplica el modelo estático, sino que se asume una zona de confort constante ( $18.4 \text{ °C} < T_n < 23.4 \text{ °C}$ ) más acorde desde el punto de vista de aplicación integral de la norma. Para más detalles se puede consultar el trabajo original mencionado.

Por otra parte, conviene reseñar que el modelo de confort ISO7730 (2005) establece diferentes definiciones de las zonas de aceptabilidad para invierno y para verano. Sin embargo, no se especifica cuál es la frontera que separa una época del año de la otra y por tanto, la aplicación del criterio resulta ambigua. Una propuesta razonable es la asumida aquí, considerando las mismas indicaciones del modelo EN15251 (2007). Por tanto, se toma la zona de confort de invierno siempre que la temperatura de referencia (en este caso,  $T_{rm}$ ) sea inferior a 10 °C. Igualmente, se toma la zona de confort de verano si esa temperatura supera los 15 °C. En el intervalo que resta entre los dos valores se ha asumido una interpolación lineal de los límites superior e inferior de aceptabilidad.

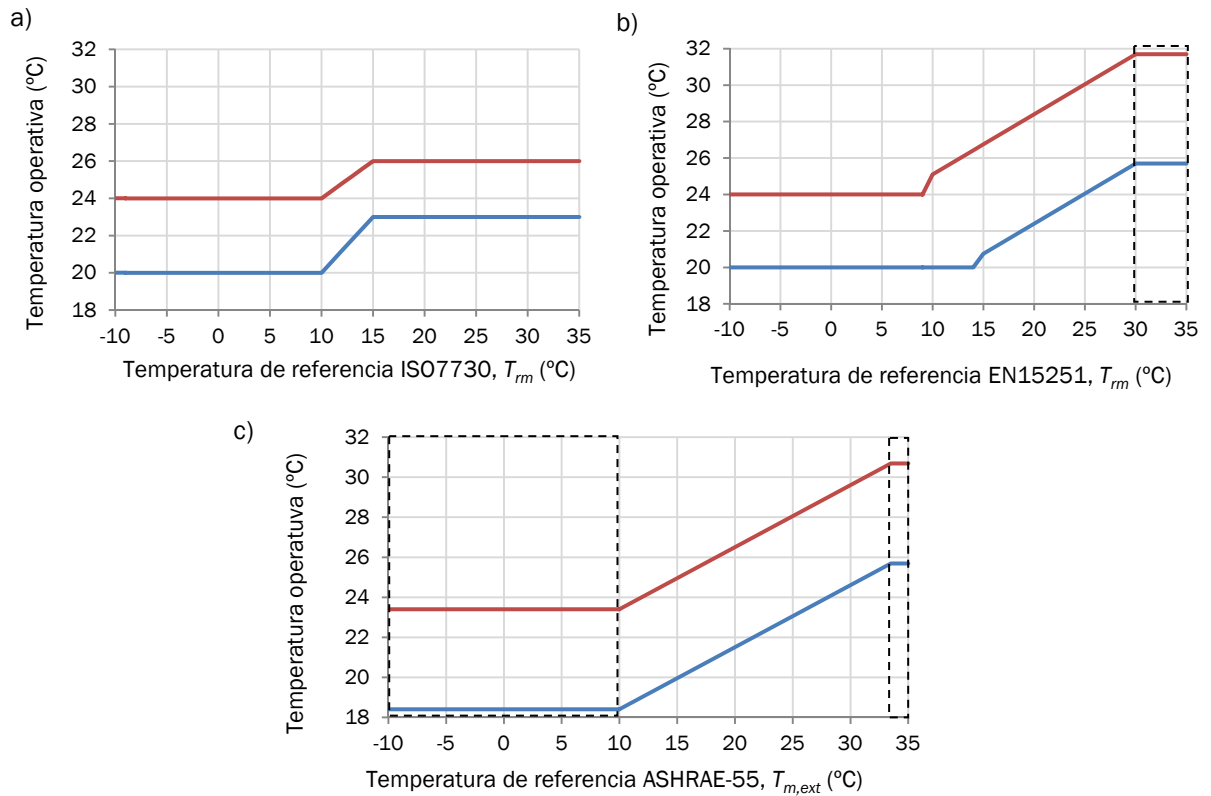


Figura I.16.- Límites de aceptabilidad (nivel de confianza: 90 %) de la temperatura operativa de acuerdo a un enfoque integrado de los modelos de confort térmico a lo largo de todo el año según: a) ISO7730 (2005), b) ASHRAE-55 (2004) y c) EN15251 (2007). Fuente: Modificado de [Sourbron y Helsén 2011]

### I.2.3. Condiciones de disconfort térmico local

Hasta este punto simplemente se ha hecho referencia a los parámetros y criterios que definen la neutralidad térmica, es decir, que determinan de forma global el nivel de confort térmico de un determinado ambiente interior. Sin embargo, esta es condición necesaria pero no suficiente a la hora de proporcionar bienestar térmico a los ocupantes de un edificio. Un individuo concreto puede tener una percepción térmica positiva para el cuerpo en su conjunto, pero puede no estar cómodo si en alguna parte de su cuerpo, de forma local, siente frío o calor.

Las causas del disconfort térmico local son fundamentalmente cuatro: asimetría del campo de temperaturas radiantes, corrientes de aire, diferencia vertical de temperaturas del aire (estratificación térmica) y superficies de suelos demasiado frías o calientes.

Fanger (1972) presentó una breve recopilación de los estudios y observaciones fundamentales que llevaron a considerar los efectos de estos factores en el diseño de ambientes interiores. Si bien, el estándar internacional ISO7730 (2005) constituye la norma de referencia para la definición detallada de los índices prácticos de evaluación del disconfort térmico local, así como de los criterios que deben cumplirse para evitarlo. A continuación, se mencionan muy brevemente las consideraciones más importantes en este sentido. Además, merece la pena apuntar que el disconfort local ha de considerarse sólo cuando los ocupantes se encuentran realizando actividades de carácter sedentario, ya que para mayores niveles de actividad las personas resultan ser menos sensibles a éste.

#### Corrientes de aire

Las corrientes de aire son la causa del mayor número de quejas de las instalaciones de acondicionamiento de aire. Causan un enfriamiento local del cuerpo cuya magnitud depende de la velocidad media del aire ( $v_a$  en m/s), su temperatura ( $T_a$  en °C) y la intensidad de la turbulencia ( $I_t$  en %). La sensibilidad a las corrientes es máxima cuando las partes del cuerpo directamente expuestas

son la nuca o los tobillos. El porcentaje de personas insatisfechas asociado a esta causa se expresa a través del índice DR (*Draught Rate*) definido por la ecuación Eq. I.10.

$$DR = (34 - T_a) \cdot (v_a - 0.05)^{0.62} \cdot (0.37 \cdot v_a \cdot I_t + 3.14) \quad \text{Eq. I.10}$$

donde:

$v_a$  es la velocidad media del aire, en m/s

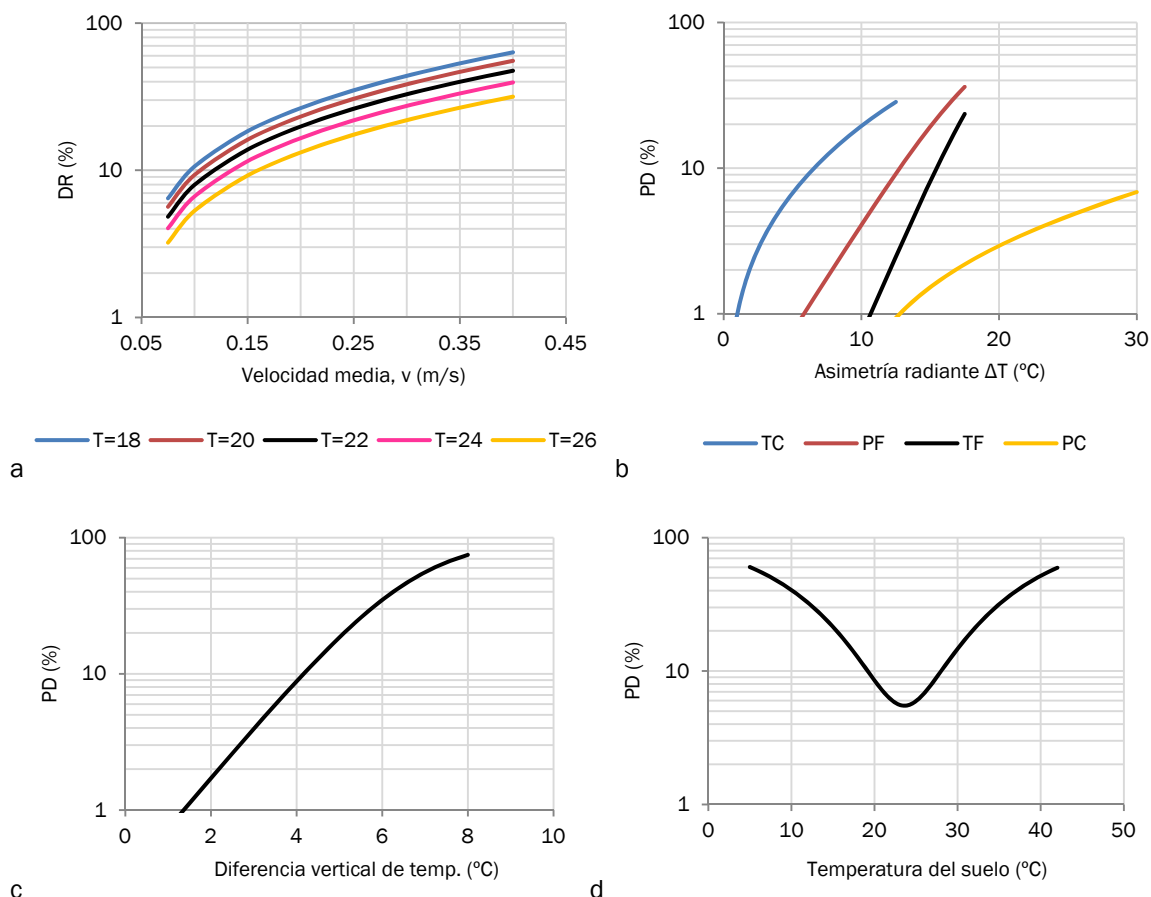
$T_a$  es la temperatura local del aire, en °C

$I_t$  es la intensidad turbulenta, en %. Suele encontrarse entre el 10 % y el 60 %

### Asimetría de la temperatura radiante

La radiación asimétrica desde superficies calientes o frías, creadas por elevados niveles de iluminación, grandes superficies acristaladas, sistemas de acondicionamiento radiante o por radiación solar directa, puede reducir la aceptabilidad térmica del espacio.

La incidencia de este factor se cuantifica a través de un porcentaje de insatisfacción según un índice PD (*Percentage Dissatisfied*). La Figura I.17b muestra la relación existente entre dicho índice y las temperaturas de techos o suelos según cedan (superficies calientes) o absorban (superficies frías) calor en forma de radiación. De acuerdo con esto, se observa la importancia que tienen especialmente los techos calientes y las paredes frías, para los cuales es de esperar el mayor número de quejas.



(\*) Los valores de DR en la gráfica a) están representados para una intensidad turbulenta del 30 % típica de sistemas de difusión de aire por mezcla

**Figura I.17.- Índices de desconfort térmico local según ISO7730: a) DR (corrientes de aire), b) PD por asimetría radiante, c) PD por estratificación vertical y d) PD por temperatura del suelo fría/caliente.**



### **Diferencia vertical de temperaturas**

La temperatura del aire en un espacio cerrado normalmente crece desde el suelo hasta el techo (sobre todo cuando se trata de sistemas de difusión de aire por desplazamiento). Una mala sensación térmica es tener los pies fríos y la cabeza caliente; el caso opuesto se considera que no genera disconfort. Los efectos de la estratificación del aire se cuantifican igualmente a través de un índice PD en función de la diferencia vertical de temperatura entre el nivel de la cabeza y de los pies, siendo válida la correlación para diferencias inferiores a los 8 °C.

### **Superficies de suelos demasiado frías o calientes**

Con el fin de minimizar la sensación de malestar causada por el contacto de los pies con superficies demasiado frías o calientes, la temperatura del suelo debe mantenerse en un rango entre 19 °C y 29 °C. Nuevamente, la Figura I.17 muestra la relación empírica exacta entre el índice PD y la temperatura del suelo.

Finalmente, de acuerdo a la propia norma ISO7730, los anteriores índices de confort térmico global y local permiten establecer tres categorías de la calidad del ambiente térmico interior. Cada una de ellas está asociada al cumplimiento simultáneo de las condiciones especificadas en la Tabla I.3.

**Tabla I.3. Valores de los índices de confort en las distintas categorías del ambiente térmico.**

Categoría	Confort térmico global		Disconfort térmico local			
	PPD (%)	PMV	DR (%)	PD <sub>estrat.</sub> (%)	PD <sub>rad.</sub> (%)	PD <sub>suelo</sub> (%)
A	< 6	(-0.2, 0.2)	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	(-0.5, 0.5)	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	(-0.7, 0.7)	< 30	< 10	< 15	< 10

## **I.3. CONCEPTOS ENERGÉTICAMENTE SOSTENIBLES EN EL DISEÑO Y OPERACIÓN DE EDIFICIOS**

La edificación constituye un sector socio-económico clave en nuestros días, en el cual, como se ha visto, confort y energía deben ser atendidos de forma conjunta en las etapas de diseño y operación con vistas a garantizar las bases de un desarrollo sostenible. Con este objetivo, son multitud los sistemas y estrategias que se vienen investigando y aplicando en los últimos tiempos, y que de algún modo fijan el contexto en el que se desarrolla el presente trabajo de tesis doctoral. Por esta razón, a continuación se aborda una breve descripción de algunos de los conceptos de mayor relevancia.

La Figura I.10, en la sección I.1 de este capítulo, establece el marco fundamental para clasificar cualquier propuesta de mejora de la utilización de la energía en los edificios (sin perjuicio de la calidad ambiental interior). La reducción de las necesidades energéticas del edificio, el aprovechamiento de fuentes de energía alternativas (fundamentalmente renovables) y la mejora de la eficiencia energética de sistemas y procesos, constituyen las tres vías fundamentales sobre las que focalizar los esfuerzos.

Un enfoque muy similar al anterior ha sido recogido recientemente por Li et al. (2013) a la hora de presentar las implicaciones del desarrollo sostenible sobre el concepto de ‘edificios cero energía’ (*Zero Energy Buildings*, ZEBs). Los ZEBs se definen habitualmente como edificios con un consumo neto de energía nulo, es decir, edificios capaces de compensar prácticamente su consumo de energía a lo largo del año con la cantidad de energía renovable producida localmente en su entorno más inmediato en ese mismo periodo. La consecución de esta condición parece involucrar en cualquier caso la misma serie de estrategias planteadas aquí.

### I.3.1. Reducción de la demanda de energía

El primer objetivo que debe buscar satisfacer el planteamiento de edificios sostenibles es la minimización de las necesidades energéticas, de forma que los distintos sistemas de acondicionamiento térmico y otra serie de equipamiento eléctrico (p.ej. iluminación) tengan que intervenir lo menos posible. Para ello, en las últimas décadas, la comunidad científica y la industria de la edificación vienen centrando sus esfuerzos en el desarrollo e implantación de conceptos como los descritos a continuación.

#### **Aspectos arquitectónicos y diseño de la envolvente del edificio**

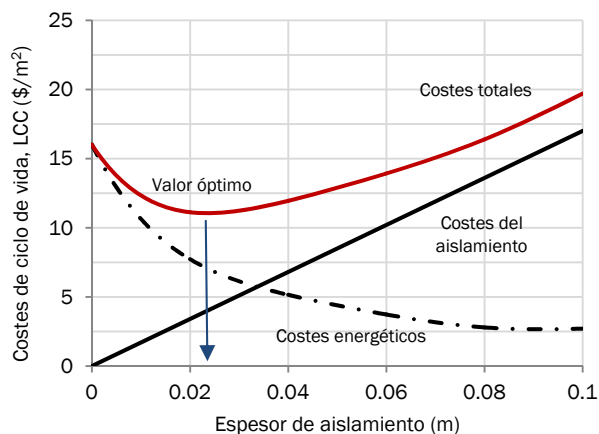
La fase de diseño conceptual de un edificio es la más idónea para integrar estrategias enfocadas a la reducción de la demanda energética del mismo, pues el coste asociado a su implantación es considerablemente más reducido que si se acometen en etapas más avanzadas del proyecto. Aspectos como la forma y orientación del edificio, el diseño y la adecuada construcción de la envolvente en términos de aislamiento, masa térmica, superficie acristalada, dispositivos de sombra, etc., o incluso la consideración de estrategias pasivas de las que se hablará más adelante, requieren de un trabajo conjunto de ingeniería y arquitectura desde el primer momento [Pacheco et al. 2012].

#### Forma y orientación del edificio

La forma del edificio influye directamente en la cantidad de energía solar que recibe, así como en la superficie expuesta al exterior, y por tanto en las pérdidas de calor por transmisión. En climas fríos este aspecto es determinante por lo que se recomiendan diseños lo más compacto posibles. En climas más cálidos la relación no es tan clara y no existe una solución óptima fija. De forma similar, la orientación del edificio es el factor más importante en relación al nivel de radiación solar directa recibido, de acuerdo al azimut de sus fachadas. Diversos autores apuntan la recomendación de orientar la fachada predominante en dirección Sur [Littlefair 1997] [Wang 2006], favoreciendo las ganancias solares en invierno y el control de las mismas en verano.

#### Aislamiento

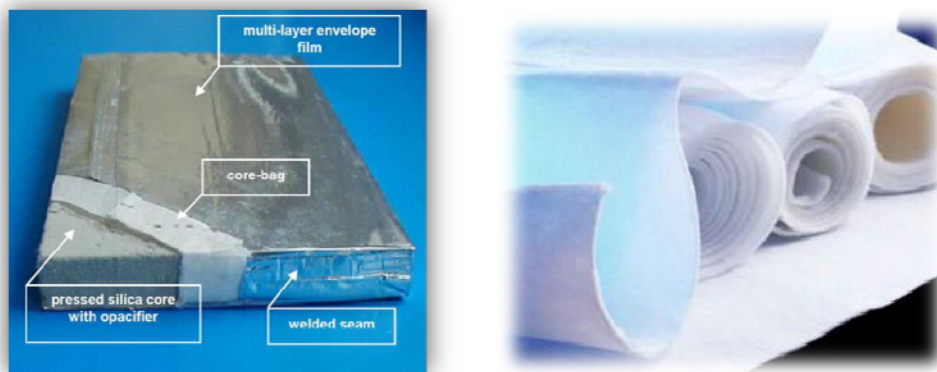
Por otra parte, el nivel de aislamiento de los cerramientos de un edificio es habitualmente el aspecto abordado de forma más inmediata al pensar en la envolvente del edificio. Resulta un elemento más efectivo energéticamente en edificios con predominio de las necesidades de calefacción. En modo refrigeración un aislamiento excesivo puede perjudicar la evacuación del calor interno del edificio aumentando la demanda y el consumo asociados al enfriamiento [Li et al. 2013]. Además, la elección de un adecuado aislamiento no sólo obedece a criterios energéticos sino también a los costes económicos del mismo (Figura I.18).



**Figura I.18.- Ejemplo de la variación de los costes de ciclo de vida y de los costes de aislamiento en función del espesor de aislante. Fuente: Modificado de [Kaynakli 2012].**

Así, se han dedicado numerosos trabajos a la estimación del espesor de aislamiento óptimo requerido en función de las condiciones climáticas. Kaynakli (2012) recoge extensamente las metodologías y resultados de tales estudios.

Existen muy diversas soluciones para conseguir envolventes de alto rendimiento desde el punto de vista del nivel de aislamiento, tal como recoge una completa revisión de Jelle (2011). Tradicionalmente se han venido utilizando materiales como la lana mineral, el poliestireno expandido (EPS), el poliestireno extruido (XPS), la celulosa, el corcho o los poliuretanos (PUR), cuyos valores de conductividad ( $0.030 - 0.040 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ) son mucho menores que los de los materiales de construcción comunes. Sin embargo, la investigación y el desarrollo de nuevos materiales han dado lugar a diversas opciones que marcan el actual estado del arte en este campo. Las dos tecnologías más prometedoras son los paneles aislantes de vacío (*vacuum insulation panels*, VIP) y los aerogeles (Figura I.19). Se trata de materiales caros, rentables aún así en ciertas situaciones, y cuya conductividad térmica es notablemente más baja que la de los materiales tradicionales (hasta  $0.004 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  los VIP y  $0.013 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  los aerogeles).



**Figura I.19.- Estructura típica de un aislante VIP (izquierda) y un ejemplo de aerogel como material aislante (derecha). Fuente: [Jelle 2011]**

### Masa térmica

El siguiente concepto sostenible del que puede valerse esta primera fase de diseño del edificio se basa en la utilización pasiva de la masa térmica de la propia construcción en beneficio del mantenimiento de temperaturas moderadas en el interior ante condiciones externas extremas. La inercia térmica de edificios pesados permite amortiguar las oscilaciones de temperatura del clima exterior, reduciendo los requerimientos de energía sobre los sistemas de acondicionamiento. Además, las prestaciones inerciales de los elementos estructurales se han estudiado en muchas ocasiones en combinación con estrategias de ventilación natural nocturna en épocas estivales [Yang y Li 2008], que permiten pre-enfriar la masa del edificio haciendo más efectivo el efecto de amortiguación térmica.

### Superficie acristalada

Por último, la planificación de la superficie acristalada en fachadas y la correspondiente gestión de elementos de sombra son dos conceptos cruciales en el diseño de envolventes eficientes. Ambos deben buscar una solución de compromiso que favorezca la iluminación natural de los espacios interiores limitando los efectos de las ganancias solares y de las pérdidas por transmisión a través de los vidrios sobre la demanda energética del edificio [Li et al. 2013]. Las estrategias de sombreado planteadas en este sentido pueden ser 'pasivas', a través de la disposición de elementos fijos en las fachadas o en el entorno (Figura I.20) o 'activas', con elementos móviles cuya posición se regula de forma integrada en el sistema global de control del edificio.

En cualquier caso, el diseño óptimo depende en gran medida de las condiciones climáticas y de uso del edificio concreto. La provisión de luz natural a través de mayores superficies acristaladas

combinadas con esquemas de control de sombra adecuados favorece el confort visual, a la vez que reduce la carga interna de iluminación y los correspondientes consumos eléctricos y de los sistemas de acondicionamiento. Este tipo de estrategias resultan de especial interés en situaciones con predominio de la demanda de refrigeración. Por su parte, en climas fríos suele tenderse a no plantear superficies acristaladas excesivas, empleando los vidrios de mayor eficiencia de aislamiento posible. Cuce y Riffat (2015) recogen una visión actualizada del estado del arte de la tecnología disponible en vidrios para acristalamientos en edificios.



Figura I.20.- Dos ejemplos de diseño arquitectónico con elementos pasivos de sombra integrados: edificio LUCIA en Valladolid [LUCIA 2014] (izquierda) y edificio sede de IDOM Bilbao [Ruiz 2012] (derecha).

### Aprovechamiento pasivo de la energía

Un aspecto muy ligado al diseño arquitectónico y de la envolvente del edificio es el aprovechamiento pasivo de la energía disponible (energía solar, ventilación natural, energía del terreno, enfriamiento evaporativo, etc.). De hecho, en la mayoría de ocasiones, este no se puede producir si no se ha tenido en cuenta previamente en el diseño básico del edificio, de forma que se garanticen las condiciones para una aplicación eficiente de las estrategias pasivas en la fase de operación posterior.

El término ‘pasivo’ hace referencia a la utilización de fuentes o sumideros de energía naturales de forma que el ratio entre la energía consumida y la energía puesta en juego sea muy bajo. Por tanto, no está excluido el uso de una pequeña parte de energía mecánica (especialmente asociada al movimiento de fluidos) con el objetivo de favorecer el aprovechamiento pasivo [Givoni 1991].

Por una parte, las estrategias de calefacción pasiva están fundamentalmente asociadas a la utilización de la energía solar en combinación con distintos elementos constructivos como muros, tejados o acristalamientos.

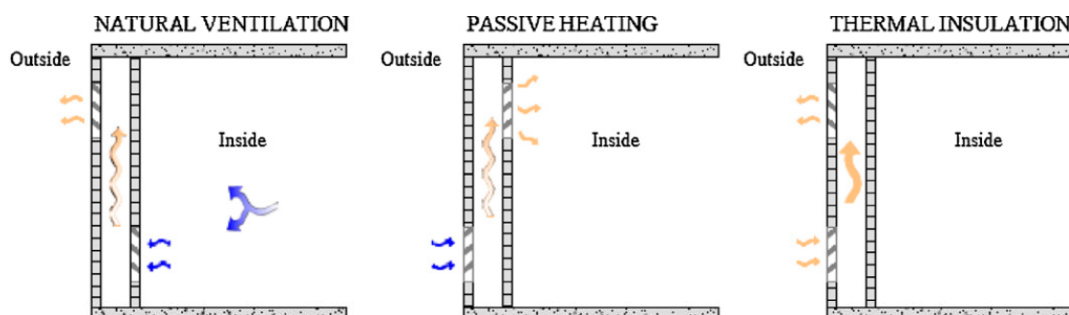


Figura I.21.- Variantes de operación de una chimenea solar. Fuente: [Pacheco et al. 2012].

Entre los conceptos de mayor interés destacan el muro Trombe [Saadatian et al. 2012], las fachadas ventiladas o de doble piel (*double-skin façades*) [Barbosa e Ip 2014] y las chimeneas solares [Khanal y Lei 2011]. Todos ellos aprovechan principios similares utilizando la energía solar para

calentar el aire de cavidades generadas en la envolvente del edificio y/o muros de la misma. Dependiendo de las propiedades de los cerramientos y vidrios involucrados, así como de la distribución y apertura de los 'conductos' o cavidades de aire (Figura I.21), existen un gran número de variantes de diseño y operación capaces de adaptar estos sistemas para un óptimo aprovechamiento de estrategias de ventilación natural, calefacción pasiva o aislamiento térmico de fachadas.

Estas tecnologías redundan directamente en una reducción de los requerimientos exigidos a los sistemas HVAC. Sin embargo, en la utilización pasiva de la energía solar merecen una mención adicional los sistemas 'light-tube' o 'light-pipe' [Kim y Kim 2010]. Estos son utilizados para transportar o distribuir la luz natural hacia espacios interiores alejados de ventanas, reduciendo de forma notable el consumo eléctrico de iluminación. Otra serie de estrategias destinadas a mejorar el aprovechamiento de la luz natural son recogidas por Dubois y Blomsterberg (2011). En su investigación además se incluye una revisión de medidas directamente relacionadas con la eficiencia de las instalaciones de iluminación que harían referencia al apartado 3.3 de la clasificación aquí propuesta.



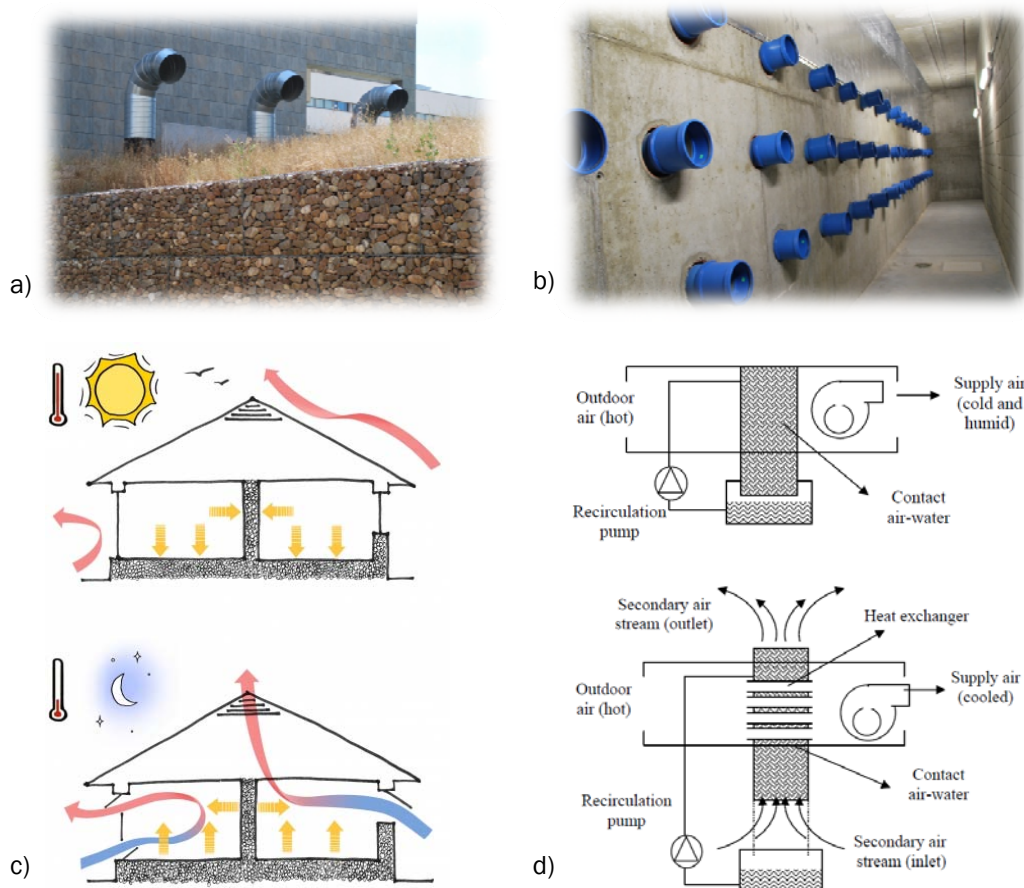
**Figura I.22.- Esquema y vista exterior de un sistema 'light-pipe'.**

No obstante, la variedad de técnicas pasivas es quizá más amplia en aplicaciones de enfriamiento (*passive cooling*). De acuerdo con Givoni (1991) se puede considerar fundamentalmente la utilización de tres sumideros naturales de calor, como son el terreno, el aire del ambiente y la bóveda celeste.

La temperatura del terreno en verano, incluso en capas próximas a la superficie, es notablemente más baja que la temperatura del aire exterior, por lo que puede ser empleada para disipar calor del edificio. La forma más habitual de hacerlo es a través de intercambiadores tierra-aire consistentes en conductos enterrados que permiten pre-enfriar el aire de ventilación antes de impulsarlo al ambiente interior (Figuras I.23a y I.23b). Tras un gran número de investigaciones y la aplicación en diversos casos prácticos reales, se puede decir que se trata de una tecnología madura y eficiente [Santamouris y Kolokotsa 2013].

Por otro lado, el potencial de enfriamiento del aire ambiente puede ser aprovechado principalmente a través de técnicas de ventilación nocturna o de enfriamiento evaporativo. La ventilación nocturna o enfriamiento convectivo nocturno aprovecha el aire a temperaturas más bajas durante la noche para retirar las cargas absorbidas por el edificio durante el día, de forma que reduce el pico de temperatura del día siguiente (Figura I.23c). El potencial de esta técnica depende directamente de la diferencia de nivel térmico entre el interior y el exterior durante la noche. Si bien, en un proyecto concreto han de considerarse otras variables como el flujo de aire, la capacidad térmica del edificio y el adecuado acoplamiento entre ambos (tal como ya se adelantó al hablar del aprovechamiento de la masa térmica como estrategia pasiva). Diversos estudios permiten concluir que se trata de un concepto muy efectivo para reducir la demanda de refrigeración y mejorar el confort térmico tanto en edificios de oficinas como en edificios residenciales independientemente de las condiciones climáticas de contorno [Santamouris y Kolokotsa 2013].

Por su parte, el enfriamiento evaporativo hace alusión a un proceso natural, conocido y aprovechado desde la Antigüedad, basado en reducir la temperatura del aire mediante la evaporación de agua [Velasco et al. 2010]. La aplicación de este fenómeno requiere consumos de energía muy bajos únicamente destinados a generar el movimiento y el contacto directo entre los fluidos en caso de ser necesario. Si bien, este concepto se puede emplear como parte de instalaciones más grandes en combinación con sistemas activos, para disipar el calor de procesos primarios al ambiente y proveer agua fría a través de ‘torres de enfriamiento’. En cualquier caso, centrándose en el aprovechamiento pasivo para enfriar aire, se consideran dos tipos esenciales de técnicas simples: enfriamiento evaporativo directo (DEC), en el que la corriente de aire primario en contacto con el agua es impulsada al ambiente interior incrementando su contenido de humedad, e indirecto (IEC), que impulsa una corriente de aire secundario a través de un intercambiador de forma que no se modifica la humedad específica del ambiente interior (Figura I.23d). Además, a partir de estos dos sistemas básicos, se han venido desarrollando un gran número de variantes y sistemas compuestos, capaces de mejorar la eficiencia del proceso y adaptarse a las necesidades concretas de cada aplicación. Cabe resaltar que en base a los fundamentos físicos del proceso [Velasco et al. 2010], el límite de enfriamiento de esta técnica se encuentra en la temperatura de bulbo húmedo del aire puesto en contacto con el agua. Si bien, recientes avances se han servido de la combinación de distintas configuraciones para idear sistemas capaces de enfriar el aire hasta su temperatura de rocío (*dew-point evaporative coolers*) [Riangvilaikul y Kumar 2010].



**Figura I.23.-** Diversos ejemplos y esquemas de conceptos de enfriamiento pasivo utilizando el aire ambiente como sumidero de calor: a) y b) toma de aire exterior y descarga en una cámara interior del edificio de unos intercambiadores tierra-aire, c) estrategia de ventilación nocturna [Autodesk 2014] d) sistemas de enfriamiento evaporativo directo e indirecto [Velasco et al. 2010]

En base a lo anterior, la aplicación de las estrategias de enfriamiento evaporativo se hace especialmente interesante en climas cálidos y secos donde la diferencia entre trabajar directamente con el aire exterior o utilizar aire enfriada evaporativamente es sustancial.

La tercera opción del *'passive cooling'* se refiere a la posibilidad de utilizar la bóveda celeste como foco frío natural hacia el que disipar calor durante la noche empleando estrategias de enfriamiento pasivo radiante. La mayoría de estudios a este respecto se han realizado en climas áridos haciendo uso de la cubierta del edificio para su aplicación. En ella, se puede considerar la opción de colocar una estructura masiva con aislamiento movable que se retira durante la noche para permitir el enfriamiento radiante, o bien se puede disponer la acumulación de agua para que absorba la radiación solar durante el día y regenere su temperatura por la noche [Givoni 1991].

### **Control y regulación de los sistemas**

Por último, una tercera vía para reducir la demanda de energía del edificio se centra en la utilización de adecuados medios de control y regulación durante la fase de operación del edificio. En este sentido, el establecimiento de consignas, horarios y estrategias de operación adecuadas, puede contribuir de forma sustancial a reducir el tiempo de operación y la potencia requerida a los sistemas HVAC y de iluminación. Cabe incidir en este punto sobre el potencial de la aplicación de criterios de confort térmico de enfoque adaptativo, en aquellos edificios susceptibles de ello, de forma que se favorezca una relajación de las consignas y el consiguiente ahorro energético.

Tradicionalmente, dada su simplicidad, la regulación de los sistemas del edificio se ha llevado a cabo mediante controles on/off o de tipo PID. Sin embargo, sus capacidades son limitadas a la hora de controlar sistemas de elevada inercia o al afrontar condiciones de operación variables. En los últimos tiempos, el diseño de métodos y estrategias de control más sofisticadas se ha hecho viable gracias al desarrollo tecnológico y la reducción de costes asociados al campo del procesamiento y almacenamiento de datos, protocolos de comunicación, tecnología de sensores y actuadores automáticos, etc. [Afram y Sharifi 2014] recopilan extensamente los distintos enfoques de control aplicados a sistemas HVAC en edificios (controladores no-lineales, control basado en la optimización, redes neuronales, *fuzzy-logic*, etc.).

Una de las opciones de mayor progresión e interés la constituye el control predictivo basado en modelos (*Model Predictive Control*, MPC). De acuerdo con Afram y Sharifi (2014), dicho control reúne varias de las cualidades de sus predecesores dando solución a muchas de sus carencias. Así, se trata de una metodología capaz de:

- plantear acciones de forma anticipada en vez de limitarse a ejercer un control correctivo, manejando predicciones meteorológicas, de patrones de ocupación, etc.,
- manejar adecuadamente restricciones e incertidumbre en las variables involucradas,
- responder satisfactoriamente ante sistemas con comportamientos dinámicos distintos y variables en función de las condiciones de operación,
- emplear algoritmos de optimización avanzados para la computación de vectores de control, así como funciones de coste para problemas multi-objetivo,
- integrar estrategias de conservación de la energía dentro de la formulación del controlador

### **I.3.2. Aprovechamiento de fuentes de energía alternativas**

Aún con el mejor diseño pasivo y la mejor implementación de control posible, la operación normal del edificio requiere un determinado consumo de energía. La elección de dónde obtener esa energía puede contribuir en gran medida al concepto global de edificio sostenible. Por lo tanto, una vez expuestas las distintas consideraciones eficientes de diseño y control, encaminadas a lograr una

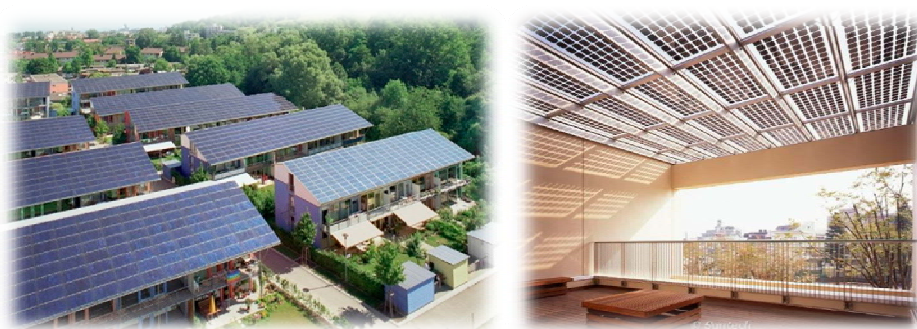
minimización de la demanda, el siguiente foco de atención para la sostenibilidad energética y ambiental está ligado al aprovechamiento de fuentes de energía alternativas.

Se trata de emplear los recursos energéticos disponibles en el entorno local del edificio, provistos por focos naturales (energías renovables y energía del ambiente) o derivados de otros procesos externos primarios (energías residuales). Cabría señalar que algunas de las técnicas pasivas mencionadas en el apartado anterior hacen uso de fuentes de energía alternativas como las aquí planteadas. Sin embargo, pretenden incluirse en este apartado aquellos aprovechamientos típicamente 'activos'.

### **Energía solar**

Habitualmente se consideran dos tecnologías bien diferenciadas: solar fotovoltaica y solar térmica. El uso de la energía solar fotovoltaica constituye la principal vía para abastecer el consumo eléctrico del edificio de forma sostenible. Su integración en los propios elementos constructivos ha experimentado recientemente un crecimiento importante, dando lugar a lo que se conoce como sistemas fotovoltaicos integrados en el edificio (*Building Integrated Photovoltaic*, BIPV). Los avances tecnológicos, así como el apoyo gubernamental en ciertos países y las ayudas financieras han contribuido a este desarrollo. Si bien, la producción eléctrica de los BIPVs en comparación con la generación de sistemas convencionales es aún minoritaria [Azadian y Radzi 2013].

La colocación de células PV en la envolvente del edificio puede realizarse en cubiertas inclinadas o planas, en fachadas o en dispositivos de sombra. Una de las opciones más ventajosas es la utilización de tejados inclinados orientados al Sur. En cualquier caso, las células pueden montarse sobre los elementos constructivos, o integrarse como elementos de la propia envolvente con una doble función (constructiva y de generación eléctrica), los sistemas BIPV propiamente dichos. Este concepto solventa uno de los principales problemas de la tecnología fotovoltaica convencional asociado a los elevados requerimientos de espacio disponible para su instalación. Jelle et al. (2012) muestra una revisión del estado del arte de la tecnología de células fotovoltaicas, causa del desarrollo de los sistemas BIPV, así como una evaluación de las oportunidades futuras de las tipologías de productos existentes en el mercado en base a aspectos tanto tecnológicos como económicos.



**Figura I.24.- Sistemas BIPV integrados en los tejados inclinados de un grupo de viviendas (izquierda) y en una cubierta transparente de un edificio no residencial (derecha)**

Por su parte, los sistemas de energía solar térmica, basados en la utilización de colectores diseñados para maximizar la absorción de la radiación solar y minimizar las pérdidas en la transferencia de esa energía a un fluido caloportador, se plantea como una opción capaz de cubrir una parte significativa de la demanda energética de edificios sostenibles, fundamentalmente en el ámbito residencial. Dado que las necesidades de calefacción de este tipo de viviendas serán relativamente pequeñas, el sistema solar térmico puede destinarse a abastecer la demanda predominante de agua caliente sanitaria [Gajbert 2008]. Por lo tanto, existe un gran potencial técnico para cubrir un amplio porcentaje de los requisitos de calefacción en viviendas. Sin embargo, la competitividad económica de esta tecnología frente a otras soluciones basadas en recursos fósiles es



aún limitada dado sus elevados periodos de amortización. Mientras que los costes de operación a lo largo de la vida útil son realmente bajos (dada la disponibilidad gratuita de la radiación solar), a la inversión de los colectores solares se le añade la del resto de componentes del sistema (depósito de acumulación, tuberías, bombas de circulación, controladores, etc.) y los costes de instalación y mantenimiento [RHC 2013].

Por último, cabe destacar el contenido de una revisión crítica presentada por Wang et al. (2015) en relación a diversas consideraciones teóricas y de aplicación tecnológica, de oportunidades de mercado y de retos de I+D asociados al aprovechamiento de este recurso energético. Algunos de estos aspectos son igualmente recogidos en una valoración de la Plataforma Tecnológica de Calefacción y Refrigeración Renovable europea [RHC 2013].

### **Energía geotérmica de baja temperatura**

La aplicación de la energía geotérmica de baja temperatura en edificios se fundamenta en la utilización del subsuelo como foco o sumidero de calor para cubrir parte de la demanda energética. La temperatura del subsuelo a una cierta profundidad es prácticamente constante a lo largo del año. En concreto, con valores en torno a los 15 °C – 20 °C, dicho nivel térmico es más fresco en verano y más atemperado en invierno que el que posee el aire exterior, lo cual posibilita una operación más eficiente de los sistemas HVAC. Además, otra característica interesante de este recurso es su alto grado de disponibilidad en capas del subsuelo accesibles cercanas a la superficie y en casi cualquier punto geográfico del planeta. Si bien, el potencial de aplicación en una situación concreta depende de las características hidro-geológicas locales del subsuelo, que deben ser analizadas convenientemente con anterioridad.

La tecnología más desarrollada en este ámbito es el sistema de 'bomba de calor geotérmica' o '*Ground-Source Heat Pump, GSHP*'. Self et al. (2013) y Sarbu y Sebarchievici (2014) recogen una amplia descripción de estos sistemas, las diferentes tipologías, sus posibilidades de integración con otros conceptos sostenibles, así como algunas consideraciones ambientales y económicas. No obstante, cabe destacar que a parte de la propia bomba de calor como equipo generador capaz de salvar la diferencia de temperaturas entre el subsuelo y la demanda, la instalación del sistema GSHP está formada por las correspondientes unidades terminales de cara al edificio, y por un sistema de captación adecuado de cara al propio terreno. Dependiendo de las aplicaciones existen distintos tipos de captadores. Quizá los más extendidos son los intercambiadores geotérmicos verticales (*Borehole Heat-Exchangers, BHE*) [Capozza et al. 2012].

### **Energía de la biomasa**

La utilización de la biomasa para calentarse en los hogares es quizá uno de los aprovechamientos de los recursos naturales locales más antiguos en la historia de la humanidad, y sin duda el predominante hasta la llegada de la Revolución Industrial. Actualmente la explotación de este recurso con fines energéticos se ha visto como una alternativa sostenible, tanto en aplicaciones de generación térmica como eléctrica. En el ámbito de la edificación son numerosas las variantes tecnológicas disponibles para el abastecimiento de calefacción y agua caliente sanitaria, en función del tipo de combustible y los requerimientos de cada aplicación.

Las materias primas más empleadas en este ámbito son los residuos de las industrias agrícolas (cáscaras de frutos secos, paja de cereal, huesos de aceitunas, etc.) y forestales (astillas, serrines, etc.), así como los residuos de actividades silvícolas y de cultivos leñosos. En muchas ocasiones algunos de estos residuos se transforman en pellets y briquetas para facilitar el almacenamiento y manipulación, pero encareciendo el producto final [IDAE 2007].

Pese al desarrollo de distintos procesos de conversión como la gasificación o la pirolisis, la gran mayoría de aplicaciones en edificios se basan en la combustión directa de la biomasa para obtener energía térmica. Conviene citar aprovechamientos que van desde pequeñas calderas o estufas

individuales utilizadas tradicionalmente en los hogares, pasando por calderas de media potencia capaces de abastecer a todo un bloque residencial o un edificio terciario medio y equiparables a las calderas convencionales de gasóleo o gas natural, hasta calderas de gran potencia que centralizan la generación térmica para dar servicio a todo un distrito. En aplicaciones de gran, e incluso media potencia, el planteamiento de instalaciones de cogeneración o tri-generación basadas en la biomasa también ha adquirido relevancia en los últimos tiempos [Maraver et al. 2013].

La biomasa presenta, por lo tanto, una amplia gama de oportunidades para el abastecimiento eficiente de la demanda energética del sector edificios. Sin embargo, el concepto de sostenibilidad asociado a este recurso debe gestionarse con especial precaución. Por una parte, su utilización presenta una clara ventaja en el establecimiento de un balance casi neutro de emisiones de CO<sub>2</sub> a escala global, al cerrar el ciclo del carbono que comenzaron las plantas absorbiéndolo durante su crecimiento, y sólo emitiendo el CO<sub>2</sub> asociado a su procesado o transporte. En cambio, a escala local las emisiones producidas por la combustión de la biomasa son equiparables a las de los sistemas convencionales, incrementándose incluso en el caso de las partículas emitidas. Por ello, la afección sobre la calidad del aire del entorno cercano debe considerarse en los mismos términos. Por otra parte, más allá del aspecto 'emisiones', la biomasa supone otros beneficios socio-económicos interesantes, al propiciar el desarrollo rural y favorecer la adecuada gestión de distintos tipos de residuos. Sin embargo, su aprovechamiento debe aplicarse de forma razonable y no suponer que ha de ser sostenible de forma intrínseca (por ejemplo, no es razonable como concepto sostenible plantear una pequeña vivienda unifamiliar con una caldera de pellets que sea suministrada por transporte terrestre de forma periódica desde una planta de tratamiento y fabricación de pellets que se encuentra a más de 500 km de distancia). En este sentido, toman especial importancia los análisis de ciclo de vida.

### **Otros aprovechamientos de energías alternativas**

Energía solar, geotermia y biomasa constituyen las tres fuentes de energía alternativas más representativas en el ámbito de la edificación sostenible. Sin embargo, existen otros conceptos habitualmente menos mencionados que merece la pena comentar brevemente.

En primer lugar, otra posible opción para la generación eléctrica en el ámbito de la edificación pasa por el aprovechamiento de la energía cinética del viento a través de la tecnología mini-eólica. Los recientes avances en la potencia, el peso y el nivel de ruido generado por las turbinas han permitido desarrollar aplicaciones adaptadas al entorno urbano. En este sentido, existen importantes retos asociados a la explotación de los particulares perfiles de viento en áreas urbanas, la integración arquitectónica y la mejora de la eficiencia y viabilidad económica de estos sistemas. No obstante, actualmente existen numerosos diseños esencialmente clasificados en dos tipologías: mini-turbinas de eje horizontal y mini-turbinas de eje vertical (Figura I.25).



**Figura I.25.- Turbinas eólicas en el entorno urbano: diseño de eje horizontal en el aeropuerto Boston Logan (izquierda) y hélice de Gorlov de eje vertical (derecha). Fuente: [Ishugah et al. 2014]**

Conviene destacar además que en general la disponibilidad del recurso solar y del recurso eólico presenta ciertas características complementarias, lo cual ha sugerido diversos estudios acerca de soluciones híbridas para la generación autónoma de potencia [Li et al. 2013].

En siguiente lugar, en relación a la explotación del potencial energético del aire ambiente merecen especial atención las estrategias de enfriamiento gratuito o *'free-cooling'*. Existen aplicaciones y situaciones concretas a lo largo del año climático en que es necesario vencer cargas de refrigeración siendo más favorables para ello las condiciones del aire exterior que las del aire recirculado de los espacios interiores. Disponer de los sistemas adecuados, así como de los correspondientes controles, para gestionar de manera eficiente tales situaciones es la base del concepto planteado. Existen dos opciones fundamentales para su aplicación: emplear el aire exterior para ser impulsado directamente en un sistema por aire, o bien aprovechar ese aire para pre-enfriar agua en una torre de enfriamiento (en lugar de enfriarla completamente con un sistema mecánico convencional) y utilizarla en unidades terminales por agua o de nuevo para enfriar la corriente primaria de impulsión del sistema por aire [Tejero 2012].

Por último, se ha mencionado el concepto de aprovechamiento de flujos de energía residuales procedentes de procesos externos al edificio. Habitualmente esta oportunidad se presenta en el entorno de una industria, como resultado de la descarga al ambiente de energías de relativamente bajo contenido exergético en forma de gases de combustión, fluidos residuales de proceso, fluidos de enfriamiento, etc. [Fang et al. 2013]. La recuperación de esta energía para cubrir la demanda de uno o varios edificios cercanos puede resultar, en muchos casos, viable técnica y económicamente. En este sentido, cobra especial importancia la consideración de las redes de calefacción y refrigeración de distrito (*District Heating and Cooling*, DHC). Su estudio y el número de casos de aplicación práctica de este concepto se ha intensificado en los últimos tiempos como resultado del agravamiento de la problemática energética global, no sólo asociada a la recuperación de energías residuales, sino de forma autónoma como solución eficiente de generación centralizada de calor y frío [Rezaie y Rosen 2012].

Para concluir este apartado, conviene retomar la mencionada relevancia de los análisis de ciclo de vida en la utilización de la biomasa, y en general de cualquier fuente de energía alternativa. La idea de aprovechamiento de los recursos naturales del entorno inmediato parece claramente sostenible. Sin embargo, si en la obtención y adecuación de los medios necesarios para explotarlos (colectores solares térmicos, células PV, materias primas bioenergéticas, sondeos geotérmicos, turbinas mini-eólicas, etc.) se invierte una cantidad de recursos materiales y energéticos aún mayor que el propio aprovechamiento, su carácter sostenible ya no es tan obvio. De ahí la importancia de contemplar todos estos aspectos de forma global, pormenorizada y crítica para poder, en verdad, contribuir a través de estas estrategias a un desarrollo sostenible de la edificación.

### **I.3.3. Eficiencia energética de sistemas y procesos**

Una vez planteada la minimización de la demanda energética del edificio y el uso de fuentes de energía alternativas destinadas a cubrirla, aún es posible acercarse más a los objetivos de sostenibilidad en este ámbito a través de la aplicación de sistemas y procesos energéticos lo más eficientes posibles.

#### ***Adecuación de la demanda y la producción de energía***

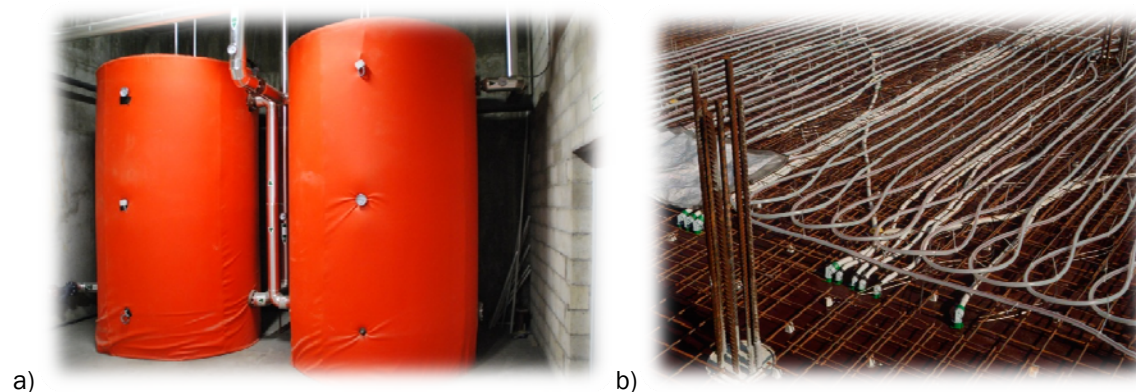
El primero de los conceptos a tener en cuenta está relacionado con ser capaces de ajustar al máximo la operación y producción de los sistemas energéticos a las necesidades del edificio en cada instante. Este objetivo pasa en primer lugar por plantear un dimensionado adecuado de todos los equipos e instalaciones (calderas, enfriadoras, bombas de circulación, ventiladores, etc.) y en segundo lugar por dotar dichas instalaciones de la capacidad de adaptar su funcionamiento en las situaciones

de carga variable que irremediablemente van a tener lugar a lo largo de su vida útil. Actualmente, la tecnología disponible ofrece soluciones muy eficaces a través de equipos de potencia modulante (p.ej. quemadores de calderas, etc.) o de velocidad variable a través de variadores de frecuencia integrados o externos. No obstante, si las necesidades de regulación abarcan un rango de variación muy grande o existen restricciones de otro tipo sobre el proyecto por las cuales la modulación no es viable, el 'fraccionamiento de potencia' sigue siendo un concepto fundamental de mínimos destinado a reducir este tipo de problemas. Habitualmente su aplicación es prescriptiva en determinadas situaciones de acuerdo a reglamentos técnicos como el RITE [España 2007b].

### **Almacenamiento de energía**

Sin embargo, existen aprovechamientos energéticos en los que no es posible lograr el objetivo anterior de forma directa a través de una producción de energía modulable. Es el caso por ejemplo de la utilización de fuentes alternativas de disponibilidad variable (p.ej. la energía solar). En tales aplicaciones es necesario plantear soluciones de almacenamiento de energía. Mención aparte merecen las tecnologías destinadas a la acumulación de energía eléctrica, de interés por ejemplo en ciertas instalaciones fotovoltaicas. Una recopilación de ellas se puede encontrar en [Fuchs et al. 2012]. Dentro del ámbito de la edificación sostenible y en especial en el contexto en el que se enmarca este trabajo, el foco de atención cabe ser situado en las opciones de almacenamiento de energía térmica (*Thermal Energy Storage*, TES).

Una característica particular de este tipo de sistemas es la enorme diversidad de los requerimientos específicos de estos según el tipo de aplicación, en términos de niveles térmicos, potencia necesaria, escala temporal de la acumulación e incluso tipo de fluido caloportador utilizado. Debido a esto, es igualmente amplia la gama de diseños y conceptos de acumulación térmica en sometidos a estudio en la actualidad. La Asociación Europea del Almacenamiento de Energía, EASE (2013) aporta una interesante visión con consideraciones relativas al estado del arte de las tecnologías TES, así como de sus necesidades y perspectivas de desarrollo en los próximos años. Atendiendo a los principios físicos en que se basan los distintos métodos existentes, es habitual clasificarlos en tres grupos: almacenamiento sensible, latente y termo-químico. Si bien, prácticamente las únicas soluciones comercialmente disponibles se refieren a la acumulación sensible.



**Figura I.26.- Ejemplos de sistemas de acumulación de energía térmica sensible en edificios: depósitos de inercia tradicionales (a) y sistema TABS (b)**

El medio de almacenamiento más utilizado en edificios es el agua, utilizada en depósitos de inercia aislados, como los presentados en Figura I.25a para un gran número de aplicaciones tanto en el ámbito residencial, como en edificios terciarios o en la industria. Del mismo modo, una alternativa ya comentada a lo largo de este capítulo y que es clave en el desarrollo de este trabajo, es el aprovechamiento de la propia estructura del edificio como medio sólido de almacenamiento térmico sensible (Figura I.25b). Este concepto se puede aprovechar de forma pasiva (ver sección 3.1.) o bien

activando la masa del edificio mediante sistemas de agua embebidos en ella (*Thermally Activated Building Systems*, TABS). El capítulo II presta una especial dedicación al tratamiento de este sistema.

Por su parte, el almacenamiento latente se encuentra en fases avanzadas de I+D, con soluciones comerciales para ciertas aplicaciones seleccionadas; mientras que la tecnología termoquímica se halla prácticamente aún en fase de laboratorio. En particular, dada la limitación de las posibilidades de los sistemas sensibles, la utilización de materiales de cambio de fase (*Phase Change Materials*, PCM) con mayor capacidad de almacenamiento asociada a la explotación del calor latente, se ha venido estudiando en los últimos tiempos también en el entorno edificatorio [Pomianowski et al. 2013].

Por otra parte, aplicaciones a gran escala para horizontes de tiempo estacionales (de varios meses) se han abordado a través del almacenamiento subterráneo, bien en medios sólidos o líquidos. Este aspecto resulta de especial importancia en el planteamiento de instalaciones geotérmicas con bomba de calor que deben funcionar preferentemente a lo largo de todo el año, acumulando calor en el terreno durante el verano y extrayéndolo en invierno. Existen varios casos prácticos en este sentido que han demostrado la viabilidad técnica y económica de esta tecnología a nivel de distrito [EINSTEIN 2014].

### Recuperación de energía

Finalmente, la recuperación de calor en procesos dentro de las propias instalaciones del edificio es una estrategia de sostenibilidad bastante consolidada actualmente. En este apartado se podrían considerar tanto el aprovechamiento de flujos de energía residual que de no ser recuperados serían descargados al ambiente (el ejemplo más típico es la recuperación de la energía de la corriente del aire de extracción), así como la transferencia de calor entre zonas del edificio que de forma simultánea registran distintas necesidades energéticas. Este último concepto está directamente relacionado con la aplicación de sistemas de volumen de refrigerante variable (VRF) [Rey y Velasco 2006]. Por su parte, los equipos de recuperación del calor residual son generalmente intercambiadores térmicos más o menos complejos, pudiendo darse en ellos tanto flujos de calor como de masa.

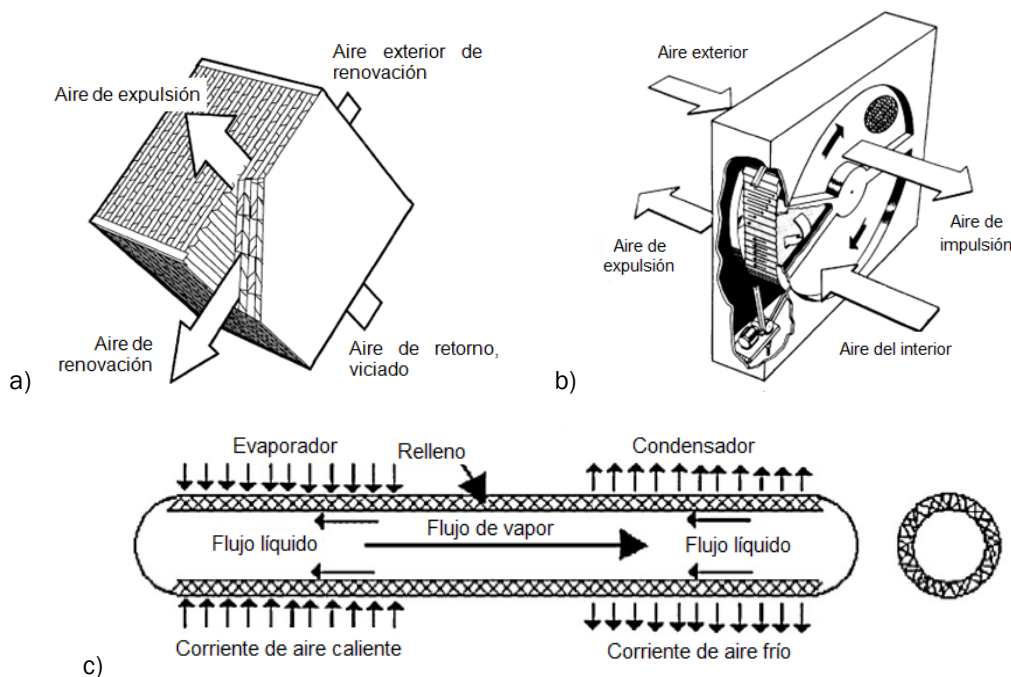


Figura I.27.- Distintos esquemas de equipos recuperadores de calor: a) de placas, b) rotativo y c) tipo 'heat-pipes'. Fuentes: [Tejero 2012] y [Mardiana y Riffat 2012].

En el ámbito de la climatización de edificios, el interés energético y económico de esta opción recae especialmente en aquellas aplicaciones que, bien trabajan con altos caudales de ventilación, o bien requieren operar durante muchas horas a lo largo del año, o bien presentan saltos térmicos elevados entre el aire exterior y el interior en condiciones de confort durante largos periodos.

A lo largo de las últimas décadas, diversos sistemas de recuperación de energía han sido estudiados y aplicados para el intercambio de calor entre las corrientes de aire de expulsión e impulsión. Es habitual plantear una clasificación atendiendo al tipo de construcción de estos equipos, considerando así recuperadores de placas, recuperadores rotativos o ruedas de recuperación, sistemas de dos baterías o 'run-around' y recuperadores tipo 'heat-pipe'. Una descripción más detallada de todas estas tecnologías es aportada de forma extensa en [Tejero 2012] y [Mardiana y Riffat 2012].

## I.4. REFERENCIAS

- [Afram y Sharifi 2014] Abdul Afram, Farrokh Janabi-Sharifi. 2014. *Theory and applications of HVAC control systems - A review of model predictive control (MPC)*. Building and Environment, 72, 343-355
- [ASHRAE 2009] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc. 2009. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. Atlanta
- [ASHRAE 55 2004] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc. 2004. *ANSI/ASHRAE Standard 55-2004. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. ISSN 1041-2336. Atlanta
- [Auliciems 1981] A. Auliciems. 1981. *Towards a Psycho-Physiological model of thermal perception*. International Journal of Biometeorology, 25 (2), 109-122
- [Autodesk 2014] Autodesk Education Community. [sitio web], 2014. (Consulta: 4-octubre-2014) Disponible en: <http://sustainabilityworkshop.autodesk.com/buildings/night-purge-ventilation>
- [Azadian y Radzi 2013] Farshad Azadian, M.A.M. Radzi. 2013. A general approach toward building integrated photovoltaic systems and its implementation barriers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 527-538
- [Barbosa e Ip 2014] Sabrina Barbosa, Kenneth Ip. 2014. *Perspectives of double skin façades for naturally ventilated buildings: A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 40, 1019-1029
- [Brager y de Dear 1998] Gail S. Brager, Richard J. de Dear. 1998. *Thermal adaptation in the built environment: a literature review*. *Energy and Buildings*, 27, 83-96.
- [BUILDUP 2014] BUILDUP Skills. Energy Training for Builders. [sitio web], 2014 (Consulta: 04-septiembre-2014). Disponible en: <http://www.buildupskills.eu/en>
- [CA EPBD 2014] Concerted Action. Energy Performance of Buildings [sitio web] 2014. (Consulta: 04-septiembre-2014). Disponible en: <http://www.epbd-ca.eu/>
- [Capozza et al. 2012] Antonio Capozza, Michele De Carli, Angelo Zarrella. 2012. *Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: A literature review, methodology comparison and analysis on the penalty temperature*. *Energy and Buildings*, 55, 369-379
- [Chapman 2014] Ian Chapman, 2014. *The end of Peak Oil? Why this topic is still relevant despite recent denials*. *Energy Policy* 64, 93-101.
- [CEN EN15251 2007] European Committee for Standardization - CEN, 2007. *EN 15251 - Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*. Brussels.
- [Corgnati y Gameiro 2011] S.P. Corgnati, M. Gameiro da Silva, 2011. *Indoor Climate Quality Assessment*. Federation of European Heating, Ventilation and Air-conditioning Associations (REHVA). Guidebook No.14. Brussels. ISBN 978-2-930521-05-3
- [CTE 2014] Código Técnico de la Edificación. [sitio web]. 2014. (Consulta: 5-septiembre-2014). Disponible en: <http://www.codigotecnico.org/web/cte/>

## Capítulo I: Uso de la energía y confort térmico en edificios sostenibles

- [Cuce y Riffat 2015] Erdem Cuce, Saffa B. Riffat. 2015. *A state-of-the-art review on innovative glazing technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 41, 695–714.
- [de Dear y Brager 1998] de Dear, R.J., G.S. Brager, 1998. *Towards an adaptive model of thermal comfort and preference*. ASHRAE Transactions, 104 (1), 145-167.
- [DGEnergy 2014] Directorate General Energy, European Commission [sitio web]. 2014. (Consulta: 28-agosto-2014). Disponible en: [http://ec.europa.eu/energy/index\\_en.htm](http://ec.europa.eu/energy/index_en.htm)
- [DoE 2014] U.S. Department of Energy [sitio web], 2014. (Consulta: 28-agosto-2014). Disponible en: <http://www.energy.gov/>
- [Domínguez 2013] Domínguez Martín, A. 2013. *EPBD implementation in Spain. Status at the end of 2012*. Report. In: 'Implementing the Energy Performance of Buildings Directive (EPBD)', ©ADENE, 341-348. ISBN: 978-972-8646-27-1
- [Dubois y Blomsterberg 2011] Marie-Claude Dubois, Åke Blomsterberg. 2011. *Energy saving potential and strategies for electric lighting in future North European, low energy office buildings: A literature review*. Energy and Buildings, 43, 2572-2582
- [EASE 2013] European Association for Storage of Energy, EASE. 2013. *Annex IV: Thermal Energy Storage*. In: *Technical Annex. Joint EASE/EERA recommendations for a European Energy Storage Technology Development Roadmap towards 2030*. Disponible en: [www.ease-storage.eu](http://www.ease-storage.eu)
- [EC 2010] European Commission, 2010. *Mandate to CEN, CENELEC and ETSI for the elaboration and adoption of standards for a methodology calculating the integrated energy performance of buildings and promoting the energy efficiency of buildings, in accordance with the terms set in the recast of the Directive on the energy performance of buildings (2010/31/EU)*. M/480 EN. Directorate General for Energy. Brussels.
- [EC 2014] European Commission, 2014. *Europa 2020* [sitio web]. 2014. (Consulta: 4-septiembre-2014). Disponible en: [http://ec.europa.eu/europe2020/index\\_es.htm](http://ec.europa.eu/europe2020/index_es.htm)
- [EC JRC 2014] European Commission. Joint Research Centre, 2014. *2013 Technology Map of the European Strategic Energy Technology Plan*. Report. Institute for Energy and Transport. Luxembourg. ISBN 978-92-79-34720-7
- [EINSTEIN 2014] Proyecto europeo 'EINSTEIN' (Effective INtegration of Seasonal Thermal Energy Storage Systems IN existing buildings). [sitio web]. 2014. (Consulta: 6-octubre-2014). Disponible en: [www.einstein-project.eu](http://www.einstein-project.eu)
- [España 2006] España. 2006. *REAL DECRETO 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación*. BOE núm. 74, 28 de marzo de 2006, 11816-11831.
- [España 2007a] España. 2007. *REAL DECRETO 47/2007, de 19 de enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción*. BOE núm. 27, 31 de enero de 2007, 4499-4507
- [España 2007b] España. 2007. *REAL DECRETO 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*. BOE núm. 207, 29 de agosto de 2007, 35931-35984
- [España 2009] España. 2009. *Real Decreto 1826/2009, de 27 de noviembre, por el que se modifica el Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio*. BOE núm. 298, 11 de diciembre de 2009, 104924-104927
- [España 2013a] España. 2013. *Real Decreto 235/2013, de 5 de abril, por el que se aprueba el procedimiento básico para la certificación de la eficiencia energética de los edificios*. BOE núm. 89, 13 de abril de 2013, 27548-27562
- [España 2013b] España. 2013. *Real Decreto 238/2013, de 5 de abril, por el que se modifican determinados artículos e instrucciones técnicas del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio*. BOE núm. 89, 13 de abril de 2013, 27563-27593
- [España 2013c] España. 2013. *Orden FOM/1635/2013, de 10 de septiembre, por la que se actualiza el Documento Básico DB-HE «Ahorro de Energía», del Código Técnico de la Edificación, aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo*. BOE núm. 219, 12 de septiembre de 2013, 67137-67209.

## Capítulo I: Uso de la energía y confort térmico en edificios sostenibles

- [Fang et al. 2013] Hao Fang, Jianjun Xia, Kan Zhu, Yingbo Su, Yi Jiang. 2013. *Industrial waste heat utilization for low temperature district heating*. Energy Policy, 62, 236–246.
- [Fanger 1972] P.O. Fanger, 1972. *Thermal Comfort. Analysis and applications in environmental engineering*. McGraw-Hill Book Company. United States. ISBN 0-07-019915-9
- [Fuchs et al. 2012] Georg Fuchs, Benedikt Lunz, Matthias Leuthold, Dirk Uwe Sauer. 2012. *Technology Overview on Electricity Storage. Overview on the potential and on the deployment perspectives of electricity storage technologies*. Report. On behalf of the Smart Energy for Europe Platform GmbH (SEFEP)
- [Gagge et al. 1941] Gagge, A. P., Burton, A.C., Bazett, H.C. 1941. *A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his environment*. Science, 94, 428-430.
- [Gajbert 2008] Helena Gajbert. 2008. *Solar thermal energy systems for building integration*. Report EBD-T–08/10. Lund University, Lund Institute of Technology, Department of Architecture and Built Environment, Division of Energy and Building Design. ISBN 978-91-85147-29-8
- [Gameiro 2008] Manuel Carlos Gameiro da Silva. 2008. *Aplicações computacionais para aviação do conforto térmico*. Revista Climatização, 56 (Ano VIII, Março/Abril) 56-68.
- [Givoni 1991] B. Givoni. 1991. *Performance and applicability of passive and low-energy cooling systems*. Energy and Buildings, 17, 177-199
- [Hogeling 2010] Hogeling J. 2010. *Standardisation work on EPBD CEN-standards towards better energy performance of buildings and their further development in CEN & ISO*. [slide presentation] Chair CEN BT TC 371 Program Committee on EPBD. Brussels
- [Hubbert 1956] M. K. Hubbert, 1956. *Nuclear energy and fossil fuels*. Publication No. 95 Shell Development Company. Exploration and production research division. Houston, Texas.
- [Humphreys 1978] M.A. Humphreys. 1978. *Outdoor temperatures and comfort indoors*. Building Research and Practice (Journal CIB), 6 (2), 92-105
- [IDAE 2007] Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (IDAE). 2007. *Energía de la Biomasa*. Manuales de Energías Renovables, 2. (Madrid)
- [IEA 2013] IEA, 2013. *Key World Energy Statistics 2013*. Report. International Energy Agency
- [IEA 2014] International Energy Agency: Statistics [sitio web], 2014. (Consulta: 29-agosto-2014). Disponible en: <http://www.iea.org/statistics/>
- [IPCC AR4 2007] Forster, P., V. Ramaswamy, P. Artaxo, T. Berntsen, R. Betts, D.W. Fahey, J. Haywood, J. Lean, D.C. Lowe, G. Myhre, J. Nganga, R. Prinn, G. Raga, M. Schulz and R. Van Dorland, 2007. *Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing*. In: *Climate Change 2007: The Physical Science Basis*. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Solomon, S., D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M.Tignor and H.L. Miller (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA
- [IPCC AR5 2013] IPCC, 2013. *Summary for Policymakers*. In: *Climate Change 2013: The Physical Science Basis*. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Stocker, T.F., D. Qin, G.-K. Plattner, M. Tignor, S.K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P.M. Midgley (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [ISO7730 2005] International Organization for Standardization, 2005. ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria
- [Ishugah et al 2014] T.F.Ishugah, Y.Li, R.Z. Wang, J.K. Kiplagat. 2014. *Advances in wind energy resource exploitation in urban environment: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 37, 613–626
- [Jelle 2011] Bjørn Petter Jelle. 2011. *Traditional, state-of-the-art and future thermal building insulation materials and solutions - Properties, requirements and possibilities*. Energy and Buildings, 43, 2549–2563
- [Jelle et al. 2012] Bjørn Petter Jelle, Christer Breivik, Hilde Drolsum Røkenes. 2012. *Building integrated photovoltaic products: A state-of-the-art review and future research opportunities*. Solar Energy Materials & Solar Cells, 100, 69–96
- [Kaynakli 2012] Omer Kaynakli. 2012. *A review of the economical and optimum thermal insulation thickness for building applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 415– 425



## Capítulo I: Uso de la energía y confort térmico en edificios sostenibles

- [Lapillone et al. 2012] Bruno Lapillonne, Karine Pollier, Carine Sebi. 2012. *Energy Efficiency Trends in Buildings in the EU*. Report. ODYSEE-MURE project.
- [Lapillone et al. 2014] Bruno Lapillonne, Karine Pollier, Nicolas Mairet, 2014. *Energy Efficiency Trends in Tertiary in the EU*. Report. Enerdata, ODYSEE-MURE project.
- [Lapillone y Pollier 2014] Bruno Lapillonne, Karine Pollier, 2014. *Energy Efficiency Trends for households in the EU*. Report. ODYSEE-MURE project.
- [Li et al. 2013] Danny H.W. Li, Liu Yang, Joseph C. Lam. 2013. *Zero energy buildings and sustainable development implications - A review*. *Energy*, 54, 1-10
- [Littlefair 2001] Paul Littlefair. 2001. Daylight, sunlight and solar gain in the urban environment. *Solar Energy*, 70 (3), 177-185.
- [LUCIA 2014] Edificio LUCIA. Universidad de Valladolid. [sitio web]. 2014. (Consulta: 4-octubre-2014). Disponible en: <http://edificio-lucia.blogspot.de/>
- [Maraver et al. 2013] Daniel Maraver, Ana Sin, Javier Royo, Fernando Sebastián. 2013. *Assessment of CCHP systems based on biomass combustion for small-scale applications through a review of the technology and analysis of energy efficiency parameters*. *Applied Energy*, 102, 1303-1313.
- [Mardiana y Riffat 2012] A.Mardiana-Idayu, S.B. Riffat. 2012. *Review on heat recovery technologies for building applications*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 1241- 1255.
- [MINETUR 2014] Energía y desarrollo sostenible. [sitio web]. 2014. (Consulta: 5-septiembre-2014). Disponible en: <http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/Paginas/Index.aspx>
- [Nicol y Humphreys 2010] Fergus Nicol, Michael Humphreys. 2010. *Derivation of the adaptive equations for thermal comfort in free-running buildings in European standard EN 15251*. *Building and Environment*, 45, 11-17.
- [ODYSEE-MURE 2014] ODYSEE-MURE project. [sitio web]. 2014. (Consulta: 1-septiembre-2014). Disponible en: <http://www.odyssee-mure.eu/project.html>
- [Oliveira et al. 2014] A.Virgílio M.Oliveira, Adélio R.Gaspar, Sara C.Francisco, Divo A. Quintela. 2014. *Analysis of natural and forced convection heat losses from a thermal manikin: Comparative assessment of the static and dynamic postures*. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 132, 66-76.
- [Pacheco et al. 2012] R. Pacheco, J. Ordoñez, G. Martínez. 2012. *Energy efficient design of building: A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 3559- 3573
- [Pérez-Lombard et al. 2008] Pérez-Lombard L., Ortiz J., Pout C., 2008. *A review on buildings energy consumption information*, *Energy and Buildings*, 40, 394-398.
- [Pomianowski et al. 2013] Michal Pomianowski, Per Heiselberg, Yinping Zhang. 2013. *Review of thermal energy storage technologies based on PCM application in buildings*. *Energy and Buildings*, 67, 56-69
- [Rey et al. 2000] Rey Martínez, F.J., San José Alonso, J.F., Velasco Gómez, E., Álvarez-Guerra Plasencia, M.A., 2000. *Recuperación de energía en sistemas de climatización. Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación, DTIE 8.01*. Edición a cargo de ATECYR. Editorial: El Instalador. ISBN: 84-921270-5-8.
- [Rey y Velasco 2006] Francisco Javier Rey Martínez, Eloy Velasco Gómez. 2006. *Curso Universitario de Ingeniería de Climatización*. G.I.R. Termotecnia. Dpto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Universidad de Valladolid. ISBN 84-933938-4-3
- [Rezaie y Rosen 2012] Behnaz Rezaie, Marc A. Rosen. 2012. *District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements*. *Applied Energy*, 93, 2-10
- [RHC 2013] European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling. 2013. *Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling*. Luxembourg. ISBN 978-92-79-30657-0. doi: 10.2790/88750
- [Riangvilakul y Kumar 2010] B. Riangvilakul, S. Kumar. 2010. *Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system*. *Energy and Buildings*, 42, 2241-2250
- [Ruiz 2012] Idoia Ruiz. diarioDESIGN [sitio web]. 2012. *ACXT Arquitectos proyecta la nueva sede del Grupo IDOM en Bilbao*. (Post: 15-febrero-2012, Consulta: 4-octubre-2014). Disponible en: <http://diariodesign.com/>

## Capítulo I: Uso de la energía y confort térmico en edificios sostenibles

- [Santamouris y Kolokotsa 2013] Mattheos Santamouris, Dionysia Kolokotsa. 2013. *Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art*. Energy and Buildings, 57, 74-94.
- [Sarbu y Sebarchievici 2014] Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici. 2014. *General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings*. Energy and Buildings, 70, 441-454
- [Self et al. 2013] Stuart J. Self, Bale V. Reddy, Marc A. Rosen. 2013. *Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options*. Applied Energy, 101, 341-348.
- [Sourbron y Helsen 2011] Maarten Sourbron, Lieve Helsen. 2011. *Evaluation of adaptive thermal comfort models in moderate climates and their impact on energy use in office buildings*. Energy and Buildings, 43, 423-432.
- [Tejero 2012] Ana Tejero, 2012. *Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrido carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire*. Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Escuela de Ingenierías Industriales. Universidad de Valladolid.
- [UE 2002] UE. 2002. *Directiva 2002/91/CE del Parlamento europeo y del Consejo de 16 de diciembre de 2002 relativa a la eficiencia energética de los edificios*. Diario Oficial de las Comunidades Europeas. L 1/65
- [UE 2010] UE. 2010. *Directiva 2010/31/UE del Parlamento europeo y del Consejo de 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios*. Diario Oficial de la Unión Europea. L 153/13
- [UE 2014] UE. 2014. *Reglamento (UE) No. 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014, sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) no. 842/2006*. Diario Oficial de la Unión Europea, L 150/195.
- [UN 1998] United Nations, 1998. *Kyoto protocol to the United Nations framework convention on climate change*.
- [UNEP 2012] Ozone Secretariat, United Nations Environment Programme (UNEP), 2012. *Handbook for the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer*. 9th ed. Nairobi, Kenya. ISBN: 978-9966-20-009-9
- [UNFCCC 2014] United Nations Framework Convention on Climate Change [sitio web], 2014. (Consulta: 27-agosto-2014). Disponible en: <http://unfccc.int/meetings/items/6240.php>
- [Velasco et al. 2010] E. Velasco Gómez, F.C. Rey Martínez, A. Tejero González. 2010. *The phenomenon of evaporative cooling from a humid surface as an alternative method for air-conditioning*. International Journal of Energy and Environment, 1, (1), 69-96.
- [Wang et al. 2006] Weimin Wang, Hugues Rivard, Radu Zmeureanu. 2006. *Floor shape optimization for green building design*. Advanced Engineering Informatics, 20, 363-378
- [Wang et al. 2015] Zhangyuan Wang, Wansheng Yang, Feng Qiu, Xiangmei Zhang, Xudong Zhao. 2015. *Solar water heating: From theory, application, marketing and research*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 41, 68-84.
- [White House 2014] President Obama's Plan to Fight Climate Change [sitio web]. 2014. (Consulta: 28-agosto-2014). Disponible en: <http://www.whitehouse.gov/share/climate-action-plan>
- [Yang et al. 2014] Liu Yang, Haiyan Yan, Joseph C. Lam, 2014. *Thermal comfort and building energy consumption implications - A review*. Applied Energy 115, 164-173
- [Yang y Li 2008] Lina Yang, Yuguo Li. 2008. *Cooling load reduction by using thermal mass and night ventilation*. Energy and Buildings, 40, 2052-2058.

# CAPÍTULO II:

## SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO POR DISIPACIÓN RADIANTE

II.1.	Principios generales del acondicionamiento radiante .....	54
II.1.1.	Reseña histórica y antecedentes de los sistemas actuales .....	54
II.1.2.	Fundamentos de transferencia de calor en sistemas radiantes .....	55
II.1.3.	Confort térmico y sistemas radiantes.....	58
II.1.4.	Consideraciones preliminares adicionales.....	59
II.2.	Sistemas radiantes. Tipologías .....	61
II.2.1.	Sistemas de paneles radiantes.....	63
II.2.2.	Sistemas superficiales embebidos.....	67
II.2.3.	Sistemas TABS (Thermally Activated Building Systems).....	68
II.3.	Integración con alternativas de generación de bajo consumo .....	75
II.3.1.	Aspectos generales.....	75
II.3.2.	Producción de agua fría en torres de enfriamiento .....	76
II.4.	Referencias.....	84



## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura II.1.- Ejemplos de algunos de los primeros sistemas de calefacción radiante: a) <i>ondol</i> originario de Corea [Bean et al. 2010a] y b) hipocausto romano [Atlas Ceramics 2013] .....	54
Figura II.2.- Procesos de transmisión de calor en un sistema radiante. Ejemplo de un techo radiante.....	56
Figura II.3. Paneles radiantes. Ejemplos. Fuente: [Babiak et al. 2009] (a) y [S&P Coil 2014] (b) .....	61
Figura II.4.- Configuraciones de sistemas superficiales embebidos (Fuente: [Babiak et al. 2009]) (a), y vista general de un sistema convencional de suelo radiante (Fuente: [BlueSky 2015]) (b).....	62
Figura II.5.- Configuración típica de un sistema TABS (Fuente: [Uponor 2014]).....	62
Figura II.6.- Ejemplos de uniones tubo-panel en distintos diseños. Fuente: [ASHRAE 2000] .....	64
Figura II.7.- Distintos diseños comerciales de paneles radiantes (Fuente: [TROX 2014] (a-c), [Uponor 2014] (d) y [Kyasol 2014] (e)).....	64
Figura II.8.- Prototipo de panel radiante aleteado presentado por Zhang et al. (2013). .....	65
Figura II.9.- Esquema de un panel radiante con incorporación de PCM. Fuente: [Koschenz y Lehmann 2004] .....	66
Figura II.10.- Sistemas superficiales embebidos sobre construcciones de madera. Fuente: [CEN EN15377 2005] .....	67
Figura II.11.- Ejemplos de TABS según el diseño del forjado. Fuente: Modificado de [Sourbron 2012] .....	68
Figura II.12.- Ciclo diario típico de operación de un sistema TABS. Fuente: [Lehmann et al. 2007].....	69
Figura II.13.- Máxima carga de calor admisible en el espacio interior (a) y potencia media requerida en el sistema de generación (b) con el uso de un sistema TABS concreto, en función de la temperatura de impulsión y el periodo de operación de bombas para la descarga de la losa . Fuente: [Lehmann et al. 2007].....	70
Figura II.14.- Esquema cualitativo de la reducción de cargas punta con el uso de TABS. Fuente: [Rijksen et al. 2010].....	70
Figura II.15.- Ejemplo de redes RC (en configuración de triángulo y de estrella) para el cálculo dinámico de sistemas TABS. Fuente: [Weber y Johansson 2005] .....	73
Figura II.16.- Esquema hidráulico para dos zonas térmicas con distribución a tres tubos y disposición de retornos separados . Fuente: [Lehmann et al. 2011].....	74
Figura II.17.- Volumen de control sobre el relleno de una torre de enfriamiento. Fuente: [Kloppers y Kröger 2005a] .....	77
Figura II.18.- Curva de operación de una torre de enfriamiento. Fuente: [Picardo y Variyar 2012] .....	78
Figura II.19.- Flujos de calor y masa en una torre de enfriamiento: a) Situación típica de una sección en la parte superior de la torre y b) idem en la parte inferior. ....	78
Figura II.20. Comparación de la evolución del aire en la torre según las teorías de Merkel y Poppe: a) Condiciones de entrada próximas a saturación y b) condiciones de entrada de no saturación. Fuente: [Kloppers y Kröger 2005a].....	82
Figura II.21. Gráfico de selección de torres de enfriamiento teórico representando las curvas de NTU requerido (rojo) para distintos acercamientos y NTU disponible (negro) para distintas alturas de relleno Z.....	84

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla II.1. Valores generales comúnmente aceptados en el diseño de sistemas de acondicionamiento por superficies radiantes. Fuente: Modificado de [Babiak et al. 2009].....	63
---	----



# CHAPTER II: RADIANT SURFACE HEATING AND COOLING SYSTEMS

## ABSTRACT

Nowadays, there is a wide variety of HVAC solutions available for building conditioning. Among them, those in which the energy exchange with the environment is based on heat radiation are addressed in this chapter since they have recently become more and more prominent. Also, water-based radiant systems are considered as low-exergy ('Low-Ex') solutions, as they can use fluids with thermal levels close to those of the indoor environment. According to this, the analysis of radiant technologies as well as of the processes that can efficiently provide suitable supply temperatures is needed.

Most countries of the European Union, due to their climate characteristics, present a dominant heating demand. There, it is already easy to find different alternatives of radiant conditioning to cover such requirements. Nevertheless, a breakthrough in the field of radiant systems is founded on the development of this technology to provide cooling in a viable and efficient way. In this sense, this doctoral thesis aims to contribute to such goal through the analysis of radiant system operation with and without storage capacity as well as of the integrated approach with efficient water cooling processes.

This chapter addresses the fundamentals of radiant heat exchange and briefly depicts the current state-of-the-art technologies on this field. Particularly, water-based radiant systems are classified into three different types, which are described in detail, according to their constructive features, thermal response and associated storage capacity. Moreover, aspects for proper application of such systems and their relation with those parameters affecting indoor thermal comfort conditions are reported.

Finally, this chapter is also devoted to the presentation of different low-energy generation alternatives, paying special attention to cold water production through open cooling towers. This option has a great potential of integration with radiant cooling systems since it can produce water at required thermal levels from the favorable temperature and humidity conditions of the outdoor environment at night, which take place, for instance, in continental regions of Southern Europe.

## II.1. PRINCIPIOS GENERALES DEL ACONDICIONAMIENTO RADIANTE

Dentro del contexto descrito en el Capítulo I, basado en la relevancia de la actual problemática energética y la búsqueda de un modelo de desarrollo sostenible, en este trabajo de tesis doctoral se muestran los sistemas de acondicionamiento radiante de ambientes interiores como una opción con un claro potencial. Como primer paso, es necesario establecer un estado del arte de la tecnología y sus fundamentos, que sirva de base de conocimiento para el desarrollo de los estudios posteriores.

Las instalaciones actuales de acondicionamiento por intercambio radiante habitualmente engloban aquellos sistemas de superficies emisoras de baja temperatura basados en la circulación de agua fría o caliente a niveles térmicos próximos al del ambiente, así como los sistemas por hilo eléctrico con superficies radiantes a alta temperatura. Adicionalmente, en ocasiones, para calefacción industrial en naves de gran altura se considera también un sistema de calefacción radiante por techo, constituido por paneles pintados sobre unas tuberías calefactoras por las que circula agua sobrecalentada, vapor, humos procedentes de un proceso de combustión u otros fluidos térmicos. Aunque algunos de los conceptos básicos son aplicables a todos ellos, este documento se centrará únicamente en los primeros.

### II.1.1. Reseña histórica y antecedentes de los sistemas actuales

Habitualmente se tiende a pensar que los predecesores de los actuales sistemas de acondicionamiento radiante son parte del legado cultural recibido de la época romana. Sin embargo, el concepto tiene su origen miles de años atrás (siglo XI a.C.), en las antiguas culturas orientales de China y Corea [Bean et al. 2010a]. A ellas pertenecen los restos de unos sistemas primitivos (*kang*, *dikang* y *ondol*) utilizados simultáneamente para cocinar y proporcionar calor al interior de la casa, haciendo pasar los humos de la combustión por la parte inferior de una fracción o de la totalidad de la superficie del suelo (Figura II.1a). Tales sistemas se han ido desarrollando progresivamente a lo largo de los siglos en estas regiones, llegando hasta nuestros días.

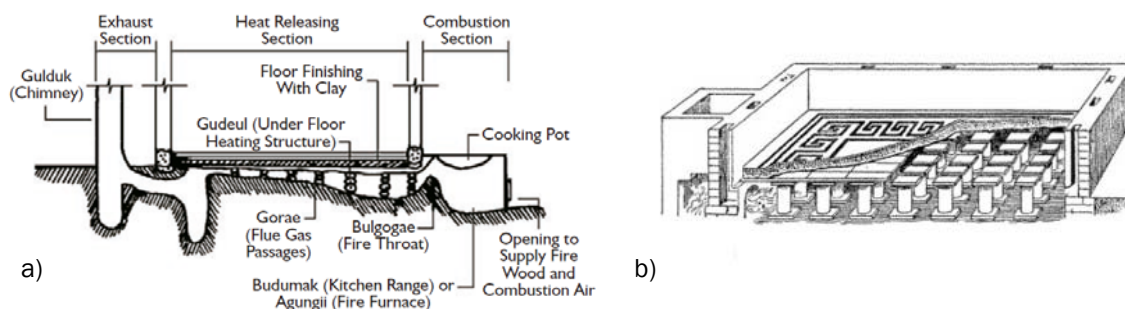


Figura II.1.- Ejemplos de algunos de los primeros sistemas de calefacción radiante: a) *ondol* originario de Corea [Bean et al. 2010a] y b) hipocausto romano [Atlas Ceramics 2013]

En Europa, el primer ejemplo de aplicación de la calefacción radiante se remonta al siglo III a.C., cuando los griegos, y posteriormente los romanos, desarrollaron el denominado '*hipocausto*'. Su planteamiento, en esencia similar al *ondol* coreano, se basaba en hacer un hogar en el exterior de la casa o en una zona adyacente destinada al efecto, haciendo discurrir directamente los humos calientes a través del espacio existente bajo un suelo elevado, así como por unos canales específicamente dispuestos por el interior de las paredes, antes de ser expulsados al exterior (Figura II.1b). Algunas variantes de este sistema se extendieron a zonas de Oriente Medio, si bien, en el continente europeo su utilización generalizada prácticamente desapareció durante siglos tras la caída



del Imperio Romano [Bean et al. 2010b]. Únicamente en algunas regiones como Castilla (España), se tiene constancia de la utilización de un sistema similar (la llamada 'gloria') desde la Edad Media hasta bien avanzado el siglo XX, especialmente en zonas rurales.

En cualquier caso, el germen de los sistemas de acondicionamiento radiante, ya en su versión moderna, no surgió hasta el siglo XIX. Este tuvo lugar con los avances científicos en el área de la transferencia de calor, así como con la aparición de los primeros ejemplos de distribución de agua caliente por tuberías. Finalmente, en 1908, todo ello desembocó en una patente del profesor británico Arthur H. Barker, quien ideó un sistema de calefacción eficiente basado en tuberías embebidas en yeso u hormigón. Dicha patente fue comprada por la empresa *R. Crittal & Company Limited* quien en los años sucesivos aplicó el sistema embebido en los techos de un hotel en Liverpool (Inglaterra) y en distintos edificios en Suiza y Alemania fundamentalmente [Bean et al. 2010b]. Estos primeros intentos resultaron fallidos con problemas asociados a las condensaciones y la utilización de acero en las tuberías, lo cual, de algún modo, hizo que su evolución se frenase.

Durante las décadas siguientes, los sistemas por aire fueron utilizados preferentemente en el acondicionamiento de edificios de oficinas. Si bien, hacia los años 80, la preocupación creciente por el bienestar a través de la mejora de la calidad de los ambientes interiores, así como por la reducción del consumo de energía, devolvió protagonismo a conceptos de acondicionamiento alternativos, entre ellos los sistemas radiantes [Kalz 2009]. Para entonces, el desarrollo de las tuberías de PEX (polietileno reticulado) y la experiencia en el control de la humedad interior hacían posible el comienzo de un desarrollo más sólido.

Feustel y Stetiu (1995) recogen los distintos tipos de sistemas radiantes existentes en el momento. Asimismo, en esa misma época, Meierhans (1993) presentaba uno de los artículos de referencia en el desarrollo de los sistemas TABS (*Thermally Activated Building Systems*) en su forma actual. A partir de entonces, diversos casos de estudio han servido para demostrar la aplicación de esta tecnología particular en edificios de oficinas [Sourbron 2012]. Su mayor evolución ha tenido lugar en países de Centro Europa. En Alemania, por ejemplo, a principios de 2001 existían más de 60 edificios equipados con TABS (~40000 m<sup>2</sup>), mientras que en Suiza, en 2007, se estimaba una superficie instalada en torno a 100000 m<sup>2</sup> [Kalz 2009].

Por su parte, el resto de tipologías radiantes han ido incrementando su penetración en el mercado mundial. En este sentido, por ejemplo, dado el arraigo de los sistemas radiantes como parte de su tradición cultural, se estima que el 95 % de edificios en el norte de China y el 85 % en Corea utilizan calefacción por suelo radiante [Bean et al. 2010b]. En Europa y otros países orientales desarrollados como Japón, tal crecimiento ha sido también muy evidente. No obstante, para concluir y como ejemplo opuesto, cabe señalar el caso de Norteamérica, donde la entrada en el mercado se viene produciendo de forma mucho más lenta [Karmann et al. 2014]

### **II.1.2. Fundamentos de transferencia de calor en sistemas radiantes**

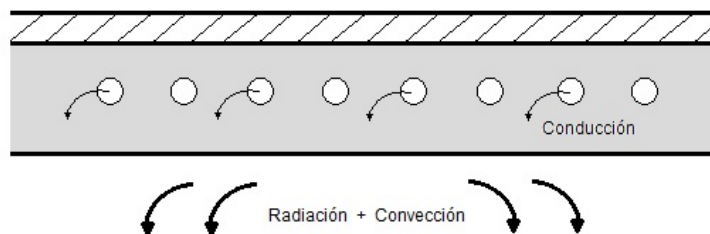
Como es ampliamente sabido, la transferencia de calor, entendida como la energía en tránsito asociada a una diferencia de temperaturas, puede tener lugar a través de tres mecanismos diferentes:

- **Conducción:** Se produce por el intercambio de energía interna de un cuerpo a otro o de una parte de este cuerpo a otra, mediante el intercambio de la energía cinética del movimiento de las partículas por contacto directo entre ellas.
- **Convección:** Es el mecanismo de transferencia de calor que tiene lugar entre una superficie y un fluido en movimiento a distinta temperatura. Se produce en el seno de un fluido cuando una parte de éste se mezcla con otra, a causa de los movimientos de su masa, ya sean forzados

(convección forzada) o como consecuencia de una diferencia de densidades (convección natural). El proceso real de la transmisión de energía de una partícula del fluido a otra, sigue ocurriendo por conducción, no obstante, la energía puede transportarse de un punto a otro del espacio por el desplazamiento del mismo fluido.

- Radiación térmica: Hace referencia al intercambio calorífico que ocurre debido a la radiación electromagnética emitida por la superficie de todo cuerpo excitado térmicamente, es decir, cuya temperatura es superior a 0 K.

En general, cada uno de estos tres modos de transmisión está presente en cualquier fenómeno o sistema cotidiano que se pretenda analizar. Sin embargo, habitualmente alguno de ellos es tan dominante que permite desprestigiar los efectos de los otros. En el caso de los sistemas HVAC convencionales, tradicionalmente se han venido empleando instalaciones por aire o unidades terminales cuya cesión de energía se efectúa mayoritariamente por convección (fan-coils, radiadores, difusores de aire, etc.). Aún así, en los últimos tiempos se ha retomado el interés por soluciones de acondicionamiento radiante basadas en la disposición de grandes superficies calientes o frías que intercambian energía con el ambiente interior (Figura II.2). El concepto de aprovechamiento de la radiación a través de estos sistemas conlleva una serie de ventajas en energía y confort que se analizarán detalladamente más adelante.



**Figura II.2.- Procesos de transmisión de calor en un sistema radiante. Ejemplo de un techo radiante**

Al igual que en los sistemas tradicionales, una parte del calor es transferida o retirada directamente del aire a través de fenómenos convectivos. La interacción energética entre superficie y fluido tiene lugar por convección libre o natural, debida únicamente al movimiento generado por efecto de la diferencia de densidades en el fluido en un espacio con muy bajas velocidades del aire. Excepcionalmente, puede ponerse de manifiesto la convección forzada en situaciones con mayores velocidades provocadas por un agente externo (por ejemplo al combinar los sistemas radiantes con ciertos tipos de ventilación). En cualquier caso, el flujo de calor intercambiado por convección está determinado por la ley de enfriamiento de Newton (Eq.II.1), que lo relaciona con un coeficiente convectivo ( $h_c$ ), el área de intercambio ( $A$ ) y la diferencia de temperaturas existente entre la superficie ( $T_s$ ) y el fluido sin perturbar ( $T_\infty$ )

$$Q_c = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad Eq. II.1$$

El principal problema en este sentido consiste en determinar el valor de este coeficiente de intercambio convectivo ( $h_c$ ) en las distintas condiciones de operación de la superficie radiante, aspecto sobre el cual se profundiza en el análisis experimental del capítulo III.

No obstante, la particularidad de estos sistemas, a diferencia de lo que ocurre con la mayoría de soluciones convencionales, estriba en que el calor intercambiado en forma de energía radiante con el resto de superficies del entorno supone una fracción muy importante del total. El fenómeno de la radiación térmica está asociado a la intensidad con que la materia emite energía como resultado de su temperatura finita (en longitudes de onda más cortas cuanto mayor es el nivel térmico), siendo el único mecanismo de transmisión que tiene lugar sin necesidad de un medio material. De este modo, incluso dos cuerpos colocados en el vacío establecen un intercambio de calor como resultado del balance neto de energía entre lo que emiten y lo que reciben en forma de radiación electromagnética.

Además, cabe mencionar que existen medios que son capaces de captar parte de la radiación que los atraviesa (medios absorbentes), como es el caso del CO<sub>2</sub> o el H<sub>2</sub>O, y otros que son medios transparentes a la radiación como es el caso del aire (medios no participativos). En base a todo ello, en aplicaciones de acondicionamiento radiante de ambientes interiores, la temperatura del aire interior no se ve afectada directamente por la radiación de la superficie del sistema en cuestión, sino que dicha radiación es emitida o absorbida por el resto de superficies del entorno, que posteriormente calientan o enfrían el aire de forma indirecta [Babiak et al. 2009].

La ley básica que rige la transferencia de calor por radiación es la ley de Stefan-Boltzmann, que puede deducirse de las leyes fundamentales de la termodinámica, y según la cual la energía radiante emitida por un cuerpo gris es directamente proporcional a la cuarta potencia de su temperatura.

$$e_g = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad \text{Eq. II. 2}$$

La emisividad de un cuerpo real (entendida como el ratio entre la radiación emitida por este y la que emitiría un cuerpo negro a igual temperatura) generalmente varía con la longitud de onda. Sin embargo, en múltiples ocasiones se puede asumir un modelo de cuerpo gris de emisividad constante dentro del rango de condiciones de operación, pudiendo considerar la ley de Stefan-Boltzmann generalizada según la expresión anterior (Eq. II.2). Habitualmente, los acabados superficiales de los materiales de construcción típicos dispuestos en ambientes interiores alcanzan valores de emisividad en torno a 0.9 para las longitudes de onda larga involucradas en el principal intercambio calorífico de los sistemas aquí tratados (radiación térmica). Dicho rango apenas se encuentra afectado por el color de las superficies, que sin embargo tiene gran incidencia en la emisividad de onda corta (radiación solar e iluminación) [Babiak et al. 2009]

Adicionalmente, para el análisis del intercambio radiante se precisa determinar el conocido como factor de visión o factor de forma, que determina la proporción de energía que alcanza a una superficie 'j' respecto del total que abandona otra superficie dada 'i' ( $F_{ij}$ ). En base a esto, una relación de interés en el análisis de radiación en espacios interiores es la expresión del intercambio radiante entre dos superficies grises cualesquiera de un recinto cerrado (Eq. II.3).

$$Q_{r,i-j} = \sigma \cdot (T_i^4 - T_j^4) \cdot \left( \frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i A_i} + \frac{1}{A_i F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j A_j} \right)^{-1} \quad \text{Eq. II. 3}$$

De acuerdo a lo anterior, una característica de la radiación térmica es el efecto que produce el nivel de las temperaturas de los cuerpos emisores. La cantidad de calor que se intercambia por radiación no es proporcional a la diferencia de temperaturas entre los cuerpos radiantes (como ocurre en la conducción y en la convección de calor asumiendo propiedades físicas constantes), sino a la cuarta potencia de las temperaturas absolutas de estos. Por lo tanto, para una diferencia de temperatura dada, el calor transmitido es mucho más elevado a niveles térmicos altos que a los bajos.

Como apunte final a esta introducción al estudio de la radiación térmica, cabe plantear la definición de un coeficiente de intercambio radiante equivalente al coeficiente convectivo dado para la ley de enfriamiento de Newton (Eq. II.4a). Mediante un desarrollo de la expresión en potencias cuartas para el intercambio radiante entre dos superficies 'i' y 'j', derivada de la ley de Stefan-Boltzmann, se puede escribir:

$$Q_{r,i-j} = h_r \cdot A \cdot (T_i - T_j) \quad \text{Eq. II. 4a}$$

$$Q_{r,i-j} \propto (T_i^4 - T_j^4) = (T_i^2 + T_j^2)(T_i^2 - T_j^2) = (T_i^2 + T_j^2)(T_i + T_j)(T_i - T_j) \quad \text{Eq. II.4b}$$

Por tanto, el coeficiente radiante equivalente depende de los valores de las temperaturas absolutas de las superficies, según:

$$h_r \propto (T_i^2 + T_j^2)(T_i + T_j) \quad \text{Eq. II. 5}$$

Nuevamente, en el capítulo III se presentarán análisis más exhaustivos relativos a las características de este coeficiente de transferencia radiante.

En definitiva, en el acondicionamiento radiante se ponen en juego dos mecanismos de transferencia de calor fundamentales: radiación y convección. La conducción de calor no interviene directamente en la interacción entre la superficie del sistema y su entorno. Sin embargo, su relevancia es especialmente notoria en medios sólidos, siendo clave en el análisis detallado del proceso de transferencia desde el medio caloportador hasta la superficie emisora de un sistema radiante (Figura II.2). La ley básica que gobierna la conducción de calor es la ley de Fourier (Eq. II.6), que muestra la relación entre el flujo de calor transferido y el campo de temperaturas en el medio material en función de las propiedades específicas del mismo.

$$Q_{cond} = -k \cdot A_{tr} \cdot \nabla T \quad Eq. II.6$$

A partir de ella y por aplicación de los correspondientes balances de energía es posible derivar una ecuación general que constituye la herramienta básica para el análisis de cualquier problema de conducción de calor. Considerando que no existen movimientos macroscópicos de la materia, ni se produce cambio de fase, su expresión en coordenadas cartesianas se incluye a continuación como referencia (Eq. II.7).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + g = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad Eq. II.7$$

El único término del segundo miembro de la igualdad hace alusión a la cantidad de calor acumulada en el sólido, o lo que es lo mismo, es el término que contempla los efectos transitorios del problema. Por su parte, el término  $g$  representa la posibilidad de que exista una generación de energía dentro del sólido. Finalmente, los tres primeros sumandos del primer miembro de la igualdad, expresados en derivadas parciales de la temperatura, proporcionan la tasa neta de calor por conducción en las tres direcciones del espacio. En función de los condicionantes e hipótesis asumibles en cada problema concreto, la ecuación anterior debe ser particularizada convenientemente, pudiendo trabajar habitualmente con variantes simplificadas de la misma. En algunas situaciones, se podrá llegar a una solución analítica del problema que permita conocer el campo de temperaturas, el flujo de calor en cada punto, etc. Tales soluciones para una gran cantidad de problemas pueden encontrarse en la mayoría de bibliografía específica sobre transferencia de calor [Incropera y DeWitt 1999] [Kreith y Bohn 2002]. Sin embargo, en muchas situaciones la complejidad física o geométrica del problema tratado no puede ser abordada de forma analítica y se ha de recurrir a métodos numéricos aproximados. Entre ellos, destacan los métodos de resolución basados en la discretización del problema por diferencias finitas (*FDM - Finite Differential Methods*) o por elementos finitos (*Finite Element Methods*).

Cabe señalar que dependiendo de la tipología de sistema radiante objeto de estudio (ver el apartado II.2), el papel que desempeña la conducción de calor así como su tratamiento son muy distintos, tanto en régimen estacionario como transitorio. En cualquier caso, consideraciones más detalladas en este sentido se irán presentando a lo largo del presente trabajo, fundamentalmente en los capítulos III y IV.

### II.1.3. Confort térmico y sistemas radiantes

Tradicionalmente, el tratamiento del confort térmico residía únicamente en el control de la temperatura del aire ( $T_a$ ). Sin embargo, tal como ya se ha presentado en el capítulo I, en la inmensa mayoría de las situaciones esto no es suficiente, sino que existen otros múltiples factores que influyen en la calidad de un determinado ambiente térmico y que deben ser tenidos en cuenta en el diseño de los sistemas de acondicionamiento.

Uno de esos factores es la temperatura media radiante ( $T_{mr}$ ) del entorno. Los ocupantes de ambientes interiores intercambian calor sensible mayoritariamente por convección con el aire y por radiación con cada una de las superficies que les rodean, lo cual, integrado en el balance de calor del cuerpo humano, está directamente relacionado con la percepción térmica del individuo [Fanger 1972]. En concreto, en el intervalo de temperaturas del ambiente de 20 a 28 °C, el cuerpo humano intercambia de forma natural aproximadamente un 30% de calor por convección, un 45% por radiación y un 25% por transpiración evaporativa [Rey y Velasco 2008]. En este sentido, los sistemas HVAC convencionales buscan un control de la temperatura del aire favoreciendo en exceso la fracción convectiva, mientras que los sistemas radiantes de baja temperatura abordan el control de la temperatura superficial, regulando la proporción asociada a la temperatura media radiante. Calentando o enfriando grandes superficies se logra aumentar la eficacia de los intercambios entre el cuerpo y el entorno, lo cual favorece una percepción térmica confortable.

Los niveles de confort proporcionados son incluso superiores en comparación con los obtenidos con sistemas tradicionales. En concreto, la velocidad del aire en aplicaciones radiantes no supera los 0.05 – 0.1 m/s por lo que se minimiza el riesgo de incomodidad por corrientes de aire, así como el arrastre de partículas de polvo hasta la zona ocupada. Además, se consigue una distribución de temperatura más homogénea en el espacio ocupado y las asimetrías radiantes provocadas por zonas con grandes ventanales pueden ser compensadas con un aumento de la densidad de tuberías en las zonas perimetrales.

Por otro lado, a partir del control de las temperaturas superficiales para satisfacer los requisitos de confort se derivan directamente ciertas ventajas de cara al ahorro energético. Según la expresión Eq. I.5, la temperatura operativa del ambiente ( $T_{op}$ ) refleja el efecto combinado de  $T_a$  y  $T_{mr}$ , con una importancia relativa equivalente de cada una a la hora de determinar el nivel de confort térmico en espacios típicos con bajas velocidades de aire (< 0.2 m/s). De acuerdo con ello, a través del nivel térmico de las grandes superficies de intercambio, los sistemas radiantes permiten obtener valores de  $T_{mr}$  más elevados en invierno y más reducidos en verano, alcanzando los requisitos de temperatura operativa con niveles de temperatura del aire más moderados. Las pérdidas por transmisión a través de cerramientos apenas variarán con el uso de sistemas radiantes, ya que dependen de la diferencia térmica entre el interior y el exterior del espacio considerado, en base a un valor de referencia interior más próximo a la temperatura operativa que la temperatura del aire en la mayoría de situaciones [Babiak et al. 2009]. Sin embargo, la demanda por aire de ventilación, e infiltraciones en su caso, se verá reducida debido a la menor diferencia de temperaturas asociada a la renovación de aire. Tal efecto será más importante cuanto mayores sean los caudales de ventilación requeridos (por ejemplo en espacios industriales, hangares, pabellones deportivos, etc.)

### II.1.4. Consideraciones preliminares adicionales

A continuación se incluyen algunos comentarios adicionales relativos a las ventajas e inconvenientes que ofrece el acondicionamiento por superficies radiantes, más allá de los procesos fundamentales de transferencia de calor y la garantía de un adecuado confort térmico.

En primer lugar, cabe insistir en los beneficios de estos sistemas en términos de eficiencia y sostenibilidad en el uso de la energía. El ahorro energético que produce un sistema radiante en comparación con otros que usan el mismo tipo de energía primaria se debe principalmente a dos aspectos aún no comentados. Primeramente, la utilización de agua como fluido caloportador reduce considerablemente el consumo asociado al transporte y distribución de la energía.

En segundo lugar, las grandes áreas de intercambio dispuestas permiten trabajar con diferencias de temperatura menores y por tanto, con niveles térmicos más próximos al del ambiente. La distribución de agua a dichos niveles hace que la generación de energía sea mucho más eficiente y que incluso se pueda plantear el aprovechamiento de recursos alternativos que de otro modo no

serían aplicables (energía geotérmica, energía del aire ambiente para enfriar agua en torres de refrigeración en periodos favorables, energías residuales, etc.). En este sentido, se trata de una tecnología englobada dentro de un concepto más general constituido por los llamados sistemas de baja exergía o 'Low-Ex' [Ala-Juusela 2003]. Estos hacen un uso más racional de la energía al aprovechar flujos energéticos de baja calidad adaptados a los requisitos de cada aplicación de acondicionamiento, evitando así las ineficiencias asociadas a la obtención y posterior utilización de energías 'sobre-cualificadas' de alto nivel exergético.

Por otra parte, no pueden entenderse los sistemas radiantes de forma aislada, sino en combinación con la operación de los correspondientes sistemas de ventilación. La estrategia lógica reside en el acoplamiento de esquemas de ventilación que garanticen los niveles de IAQ y cubran las cargas latentes (y puntualmente parte de las sensibles) del espacio a acondicionar, con sistemas radiantes que se ocupen del total (o del resto) de las cargas sensibles [Feustel y Stetiu 1995]. Son numerosos los estudios dedicados a estudiar y optimizar este funcionamiento conjunto. Behne (1999) evaluó las ventajas e inconvenientes de emplear esquemas de ventilación por desplazamiento o por mezcla. Si bien, más recientemente ha existido una mayor focalización en el análisis del potencial de aplicación de los primeros en combinación con sistemas radiantes tanto de techo [Novoselac y Srbric 2002] [Klebawi et al. 2009] como de suelo [Causone et al. 2010].

En esta misma línea, la posibilidad de separar la ventilación y el acondicionamiento sensible a través de sistemas radiantes proporciona ciertas ventajas de interés en el ámbito de la salud. Al minimizar las corrientes de aire, los movimientos de partículas son muy reducidos, se mejora la calidad del aire interior y en consecuencia se disminuye la probabilidad de contraer afecciones respiratorias. Además, una buena aplicación de las configuraciones disponibles elimina la estratificación vertical de temperaturas, lo cual evita el riesgo de sufrir dolor de cabeza a causa de la acumulación de aire excesivamente caliente en la zona superior de la estancia [Rey y Velasco 2008].

En relación a aspectos menos técnicos, cabe reseñar que la ausencia en paredes y techos de emisores de calor aumenta el espacio disponible y la estética de la estancia a acondicionar.

Sin embargo, también han de indicarse ciertos inconvenientes de los sistemas radiantes asociados fundamentalmente a la posibilidad de fugas, cuya reparación es mucho más costosa que en otras alternativas. Además el hecho de que las configuraciones más habituales sean horizontales puede plantear problemas de purga de aire, así como dificultades en el vaciado de la instalación. Por estos motivos se debe poner especial cuidado no sólo en el cálculo de la instalación, sino en el montaje adecuado del sistema.

Otro aspecto importante que no debe descuidarse en la aplicación en régimen de refrigeración corresponde al riesgo de aparición de condensaciones por la existencia de superficies demasiado frías. En este sentido, el límite de temperatura superficial viene impuesto por las condiciones del punto de rocío de cada situación particular, si bien se pueden señalar 19 °C como un valor recomendado de referencia a tener en cuenta de forma general [CEN EN15377 2005]. En cualquier caso, aunque la aplicación de sistemas radiantes de refrigeración no es muy recomendable en ambientes con contenidos de vapor de agua elevados (bien por el efecto de una climatología húmeda o bien por características particulares de alta carga latente), habitualmente el problema de las condensaciones puede ser fácilmente controlado por medio de una planificación adecuada de la ventilación y/o de un control de humedad.

Finalmente, resulta interesante comentar un par de puntos relacionados con la calidad del ambiente acústico y el nivel de ruido. Por un lado, la aplicación de sistemas radiantes para tratar las cargas sensibles hace que se reduzcan las necesidades de caudales de aire de los sistemas HVAC convencionales, pudiendo adaptar las dimensiones de los conductos y las velocidades de los flujos a un mejor control del ruido de la instalación. Sin embargo, la necesidad de disponer de amplias superficies en contacto directo con el ambiente, limita las posibilidades de cara al diseño de

elementos de absorción acústica (paneles suspendidos, capas absorbentes adicionales sobre los cerramientos, alfombras, moquetas, etc.) debiendo encontrar un equilibrio entre estos y los requisitos de capacidad de disipación [Babiak et al. 2009]

## II.2. SISTEMAS RADIANTES. TIPOLOGÍAS

Tal como ya se ha avanzado, este trabajo se centra en el estudio de sistemas de acondicionamiento radiante que se sirven de la circulación de un fluido caloportador (agua) a través de tubos, para transportar hasta la superficie emisora la energía que a su vez es intercambiada con el ambiente. De forma general, se trata de una tecnología ampliamente extendida por el centro y el norte de Europa, con una menor y posterior penetración en el ámbito norteamericano [Mumma 2001a], así como en climatologías más cálidas, debido a consideraciones relacionadas con el riesgo de condensaciones y la limitación de capacidad en modo frío especialmente. En cualquier caso, con las configuraciones adecuadas, dichos sistemas pueden disponerse en aplicaciones tanto de calefacción como de refrigeración, siendo abastecidos con un fluido a niveles térmicos moderados próximos a los del ambiente.

Más allá de esta definición básica y de las generalidades presentadas en el apartado II.1, en relación a la interacción superficie-ambiente, no es posible profundizar en el análisis de estos sistemas sin antes realizar una adecuada clasificación de las diversas tipologías existentes. Para ello, Babiak et al. (2009) establecieron un criterio en base al grado de acoplamiento térmico del sistema con los propios elementos estructurales del edificio, así como a su tiempo de respuesta y/o capacidad de acumulación. Así, la mayoría de diseños de sistemas radiantes responden a tres tipologías fundamentales:

- **Paneles radiantes** (Figura II.3) sobre los que se dispone una malla de conductos de agua y que son incorporados en los falsos techos o instalados mediante configuraciones colgantes. Habitualmente están formados por superficies metálicas (aluminio preferentemente) o placas de yeso. Se aplican fundamentalmente en techos de grandes espacios abiertos de oficinas, almacenes, etc. o como sistemas de apoyo de sistemas embebidos para permitir un comportamiento dinámico más rápido. Por lo tanto, son sistemas desacoplados del edificio en sí y con una capacidad de acumulación muy pequeña y un tiempo de respuesta relativamente rápido.

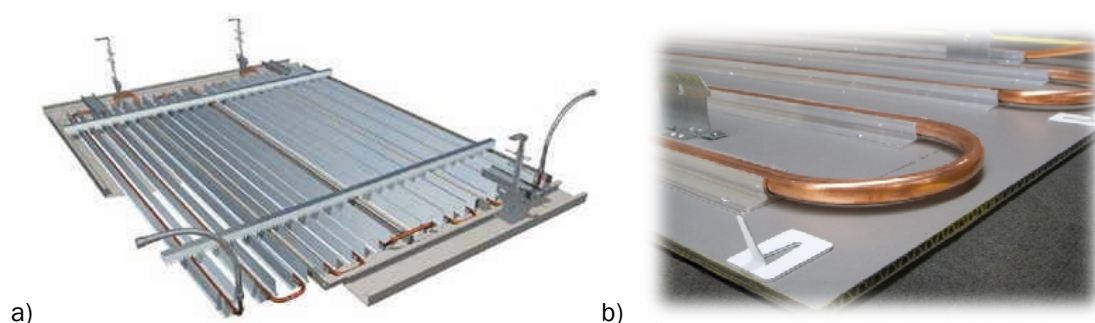


Figura II.3. Paneles radiantes. Ejemplos. Fuente: [Babiak et al. 2009] (a) y [S&P Coil 2014] (b)

- **Sistemas superficiales embebidos** montados sobre la estructura del edificio pero desacoplados térmicamente de esta mediante una capa de aislamiento. Existen distintas variantes en función de la composición de las capas del sistema y la posición de los tubos, entre las que cabe destacar las tipologías A, B y C, descritas en [CEN EN15377 2005] (Figura II.4a). De acuerdo con ello, las configuraciones más habituales se basan en aquellos sistemas de suelo con los tubos embebidos en una capa niveladora de mortero, o bien colocados directamente sobre el aislante bajo dicha

capa. En definitiva, el sistema convencional de suelo radiante es el ejemplo más frecuente de esta tipología (Figura II.4b).

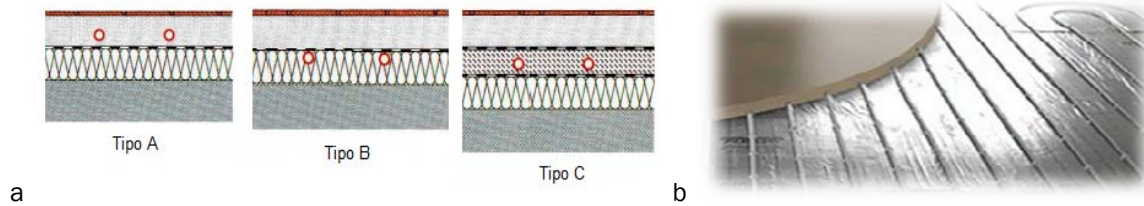


Figura II.4.- Configuraciones de sistemas superficiales embebidos (Fuente: [Babiak et al. 2009]) (a), y vista general de un sistema convencional de suelo radiante (Fuente: [BlueSky 2015]) (b)

- **Elementos estructurales activados** (Figura II.5) (en inglés *TABS*, *Thermal Activated Building Systems*) basados en conductos de agua embebidos directamente en la propia estructura edificatoria, lo cual provoca un fuerte acoplamiento térmico entre sistema y edificio. Sus características permiten separar la producción y la demanda energética empleando la estructura como elemento de almacenamiento térmico. Esta gran inercia térmica es aprovechada para reducir los picos de demanda y optimizar las prestaciones de eficiencia en los sistemas de generación.

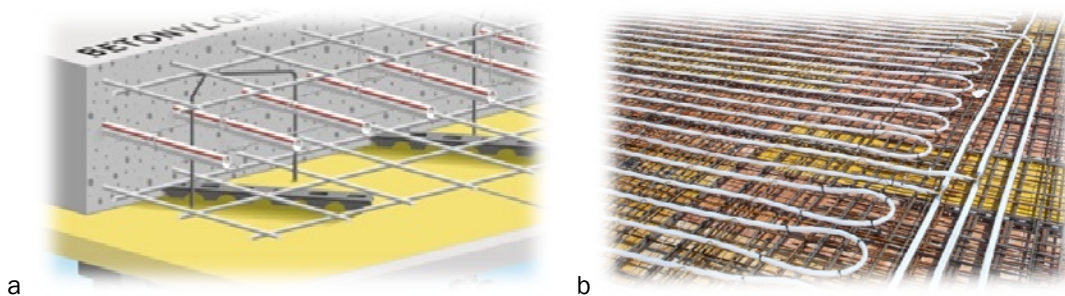


Figura II.5.- Configuración típica de un sistema TABS (Fuente: [Uponor 2014])

En cualquier caso, las diferencias entre los tres tipos anteriores residen en el modo en que se da la transferencia de calor desde el fluido hasta la superficie emisora, y las consecuencias que de él se derivan. Si bien, previamente, ha de remarcarse que todas ellas se rigen por los mismos fenómenos físicos en lo que se refiere a la transferencia de calor desde las superficies radiantes hacia el ambiente ocupado. De uno u otro modo se dispone de una superficie fría o caliente en el suelo, techo o paredes del habitáculo, que en función de su temperatura y de las condiciones de su entorno (tanto del aire como del resto de superficies), proporciona una determinada capacidad de disipación térmica. Según la norma europea EN15377 (2005), es posible considerar una curva característica para determinar la energía transferida desde una superficie radiante, independientemente de la tipología de sistema considerada.

A continuación se muestran las correlaciones comúnmente aceptadas que se emplean en el cálculo de la potencia transferida en función de la diferencia de temperaturas entre la superficie radiante y el ambiente. No obstante, algunos aspectos de las mismas serán analizados de forma más específica en el capítulo III.

$$\text{Suelo radiante o techo frío: } q = 8,92 \cdot (|T_{op} - T_{s,m}|)^{1,1} \quad \text{Eq.II.8a}$$

$$\text{Pared caliente o fría: } q = 8 \cdot (|T_{op} - T_{s,m}|) \quad \text{Eq.II.8b}$$

$$\text{Techo caliente: } q = 6 \cdot (|T_{op} - T_{s,m}|) \quad \text{Eq.II.8c}$$

$$\text{Suelo refrescante: } q = 7 \cdot (|T_{op} - T_{s,m}|) \quad \text{Eq.II.8d}$$

La aplicación de dichas expresiones puede emplearse para estimar las limitaciones de capacidad del sistema en base a las temperaturas superficiales admisibles según requisitos de



confort y riesgo de condensaciones (Tabla II.1). Asimismo, la curva característica se podrá utilizar posteriormente en el cálculo de otros parámetros de diseño particulares del sistema radiante concreto. Según la tipología del sistema es habitual recurrir al procedimiento de dimensionado recogido en [CEN EN1264 2008] o bien a simulaciones computacionales, especialmente si es necesario predecir el comportamiento transitorio del mismo.

**Tabla II.1. Valores generales comúnmente aceptados en el diseño de sistemas de acondicionamiento por superficies radiantes. Fuente: Modificado de [Babiak et al. 2009]**

	Coeficiente de transferencia combinado* (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )		Temperaturas superficiales admisibles (°C)		Máxima capacidad de disipación** (Wm <sup>-2</sup> )	
	Calefacción	Enfriamiento	Máximo (calefacción)	Mínimo (enfriamiento)	Calefacción	Enfriamiento
Suelo (Zona ocupada)	11	7	29	19	88	42
Suelo (Zona perimetral)	11	7	35	19	163	42
Pared	8	8	~40	17	160	64
Techo	6	11	~27	17	42	88

(\*) El coeficiente combinado tiene en cuenta aquí la transmisión de calor convectiva y radiante tomando como temperatura de referencia la temperatura operativa, i.e.  $q = h_{comb} \cdot |T_{op} - T_s|$

(\*\*) Los valores máximos de capacidad de disipación en cada caso están referidos a una temperatura operativa de 21 °C en calefacción y 25 °C en refrigeración.

## II.2.1. Sistemas de paneles radiantes

Los paneles radiantes, dispuestos habitualmente en configuraciones de techo dada la mayor disponibilidad de espacio libre y las menores exigencias de resistencia mecánica, constituyen la tipología que más se asemeja a los sistemas HVAC convencionales de entre las consideradas anteriormente. Tal como se ha señalado, se trata de sistemas relativamente ligeros desacoplados de la propia estructura del edificio y con una respuesta térmica notablemente rápida, que hacen aplicables la mayoría de fundamentos de operación y control tradicionales [ASHRAE 2000]. Sin embargo, sus posibilidades de cara a la mejora de las condiciones de confort y el uso eficiente de la energía son claramente diferentes y de un evidente interés. Así, especialmente a partir de la década de 1990, el potencial de este tipo de sistemas generó una atracción fuertemente creciente por parte de la comunidad científica.

En este sentido, entre otros, Imanari et al. (1999) corroboraron las elevadas prestaciones de confort térmico provistas por los sistemas radiantes de paneles en consonancia con lo descrito en el apartado I.1.2. Asimismo, Stetiu (1999) y Niu et al. (1995) estudiaron el potencial de ahorro energético de esta tecnología empleando distintas herramientas de simulación. En función del ámbito climático, sus resultados mostraron la posibilidad de obtener reducciones aproximadas del consumo energético del 30 % en comparación con los sistemas todo-aire convencionales. Además, dicho potencial demostró ser susceptible de ampliarse mediante el aprovechamiento de técnicas evaporativas.

### Aspectos generales de diseño

Feustel y Stetiu (1995) presentaron una completa evaluación preliminar de la tecnología radiante, abordando diversos aspectos clave en relación a su diseño y aplicación. De acuerdo con ella, en los sistemas de paneles la conexión entre los tubos y la superficie emisora (generalmente metálica) representa un determinante que debe minimizar la resistencia térmica asociada, de forma que la diferencia de temperatura entre fluido y superficie sea la menor posible. Dicha resistencia térmica puede variar notablemente entre distintos diseños (Figura II.6), y con el paso del tiempo

puede verse afectada por efectos de corrosión o adhesión de suciedad, partículas, etc. Por ello, es recomendable determinar su valor de forma experimental o remitirse a datos del fabricante en caso de estar disponibles.

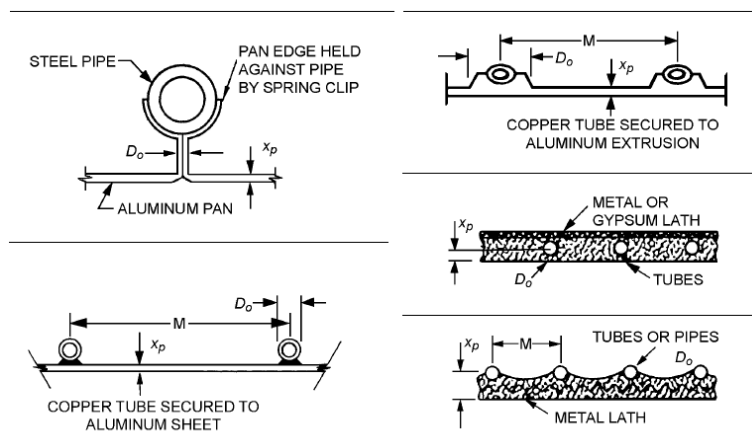


Figura II.6.- Ejemplos de uniones tubo-panel en distintos diseños. Fuente: [ASHRAE 2000]

Otro punto relevante en el diseño de estos sistemas son las pérdidas (en calefacción) o ganancias (en refrigeración) por la parte posterior y bordes del panel en cuestión. Por tanto, es habitual disponer del suficiente aislante que permita mantener su valor dentro de unos márgenes razonables. Se estima que la configuración habitual de paneles colgantes aporta en torno a un 93 % de su potencia a la estancia en que se encuentra, mientras que solo el 7 % restante se ‘pierde’ hacia la estancia contigua.

En base a estas consideraciones, ASHRAE (2000) contemplaba tres soluciones diferentes fundamentales de paneles radiantes. Sin embargo, la variedad de modelos y diseños comerciales existentes actualmente se ha extendido enormemente, abarcando opciones más o menos integradas, con superficies metálicas o en yeso, etc., y adaptados a los requerimientos de estética decorativa de espacios interiores. Algunos ejemplos se muestran en las Figs. II.7a - II.7e. De todas formas, la investigación y el desarrollo de este tipo de sistemas de paneles se encuentra aún de actualidad, tal como demuestra el trabajo de Zhang et al. (2013) en el que se analiza el comportamiento de un diseño innovador con aletas inclinadas capaz de proporcionar una capacidad de enfriamiento un 19 % superior al de paneles colgantes convencionales (Figura II.8a - II.8b).

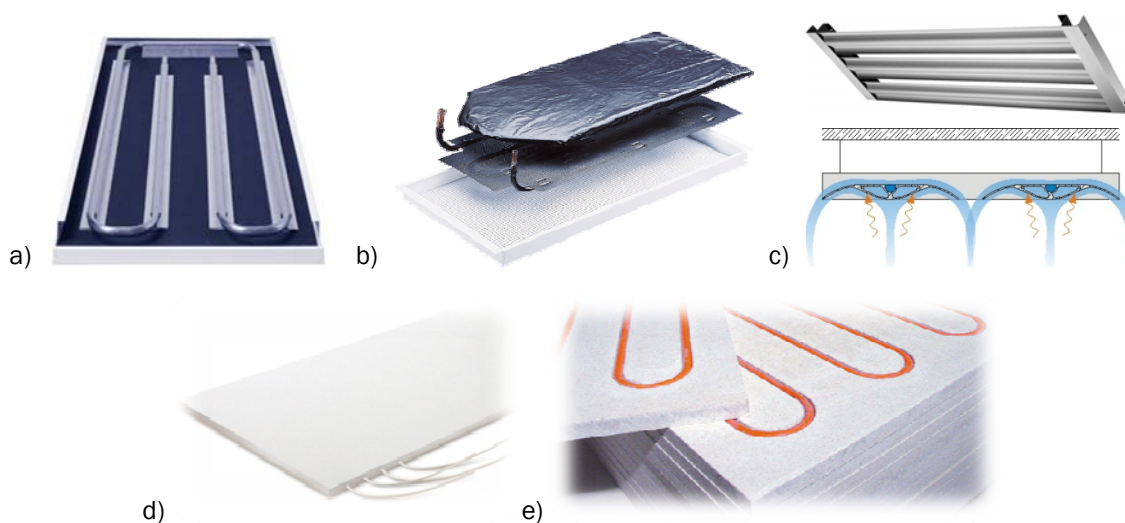
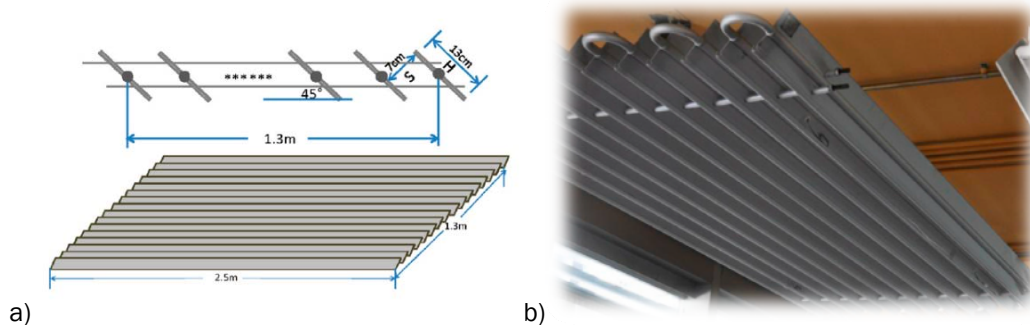


Figura II.7.- Distintos diseños comerciales de paneles radiantes (Fuente: [TROX 2014] (a-c), [Uponor 2014] (d) y [Kyasol 2014] (e))



**Figura II.8.- Prototipo de panel radiante aleteado presentado por Zhang et al. (2013).**

Por otra parte, de acuerdo con las recomendaciones de ASHRAE (2000), la integración de los paneles radiantes en la instalación global HVAC se adecúa generalmente a conceptos tradicionales, pudiendo emplearse en esquemas de distribución a dos o cuatro tubos. El diseño de dicha instalación considera saltos térmicos en torno a 10 C en calefacción y 3 C en refrigeración, y requiere determinar el tipo de paneles, su superficie, el esquema de interconexión entre ellos, la temperatura del agua de impulsión y el flujo másico. Además, dado que el estado del aire en contacto con los paneles influye directamente en el rendimiento del sistema, las condiciones de diseño interiores son de especial importancia. A modo de ejemplo, un enfoque práctico de la metodología de diseño de una instalación con paneles radiantes se puede consultar en [Uponor 2011].

### **Modelización de sistemas de paneles radiantes**

Pese a regirse por unas pautas de dimensionado más o menos estándares, la optimización del aprovechamiento de los paneles radiantes, tanto en términos de eficiencia energética como de confort térmico proporcionado, requiere la modelización y simulación de su comportamiento bajo distintos condicionantes como herramienta fundamental. Dicho aspecto es de especial importancia a la hora de analizar la integración del sistema dentro de la dinámica general del edificio y en combinación con otros equipos terminales y de generación, con el fin de evaluar y proponer estrategias de operación óptimas.

Por esta razón, en los últimos tiempos, se han dedicado numerosos esfuerzos al desarrollo de este tipo de modelos, tal como recogen las revisiones incluidas en la literatura [Laouadi 2004] [Jeong y Mumma 2004]. En la década de 1990, Kilkis et al. (1994) presentaron uno de los trabajos pioneros en este ámbito, al proponer un modelo analítico simplificado para el diseño y simulación de sistemas radiantes en estado estacionario. Posteriormente, distintas modificaciones y enfoques se fueron añadiendo a su idea. Laouadi (2004) desarrolló un detallado modelo 2D semi-analítico capaz de ser acoplado con software de simulación energética 1D. Asimismo, Jeong y Mumma (2004 y 2007) plantearon un método práctico para estimar la capacidad de los sistemas de paneles de techo empleando otro modelo analítico desarrollado a través de procedimientos estadísticos. Más recientemente, Fonseca et al. (2010) propusieron un modelo dinámico teniendo en cuenta la interacción del sistema con su entorno térmico.

Además, los principales software comerciales de simulación energética de edificios también incorporan capacidades de simulación de sistemas RCP (*Radiant Ceiling Panels*). Es el caso, por ejemplo, del modelo de resistencias integrado en TRNSYS 17 [Klein et al. 2010], desarrollado y validado en base a información experimental de ensayos realizados de acuerdo a los procedimientos descritos en el estándar DIN 4715 (1993).

### **Consideraciones adicionales**

En su naturaleza de tipología específica dentro del grupo de sistemas de acondicionamiento radiante, los sistemas de paneles han sido igualmente asociados con las ya mencionadas limitaciones

de capacidad y riesgo de condensaciones. Sin embargo, Mumma (2001a y 2001b) argumentó, específicamente para este tipo de sistemas, que tales preocupaciones pueden ser desechadas a través de la adecuada aplicación del sistema RCP en combinación con un sistema DOAS (*Dedicated Outdoor Air System*), esto es, un sistema dedicado específicamente al tratamiento del aire de ventilación. En esta solución híbrida, el sistema DOAS se ocupa de toda la carga latente en condiciones de diseño, lo cual, sin embargo, no se garantiza estrictamente en posibles condiciones transitorias extremas. Pese a ello, se puede comprobar que incluso en las situaciones más desfavorables la probabilidad de tener condensaciones de una magnitud significativa es remota. Además, un sencillo análisis cuantitativo utilizando valores de diseño comúnmente aceptados permite afirmar que el apoyo del DOAS hace que los paneles radiantes deban cubrir una carga sensible que se encuentra ampliamente dentro del rango de su capacidad.

Por otra parte, el análisis económico de esta solución híbrida (tanto en costes de inversión como de operación) resulta favorable frente a los sistemas convencionales [Mumma 2001b], más aún quizá teniendo en cuenta el abaratamiento de la tecnología radiante conforme su desarrollo se ha hecho más firme en los últimos años. En este sentido, Jeong et al. (2003) argumentaron tal potencial a través de la simulación detallada de un caso de estudio, concluyendo que la combinación de paneles radiantes con un sistema DOAS es capaz de reducir en un 42 % el consumo de energía eléctrica anual asociado a un sistema convencional VAV con free-cooling. En definitiva, estos trabajos reafirman la importancia de considerar un enfoque integrado DOAS/sistemas radiantes, y no pensar en los segundos como soluciones en operación aislada.

Finalmente, conviene destacar un último punto a favor de los sistemas de paneles radiantes como alternativa de acondicionamiento sostenible adecuada a las estrategias de rehabilitación energética en la edificación. Este aspecto no es menos interesante, dado que los actuales requerimientos de eficiencia energética en el sector deberán ser fundamentalmente abordados a través de acciones de renovación sobre los edificios existentes [Ma et al. 2012].

En ese mismo contexto, existen investigaciones para incorporar materiales de cambio de fase (Phase Change Materials, PCM) en la propia configuración del panel [Koschenez y Lehmann 2004], [Pomianowski et al. 2012].

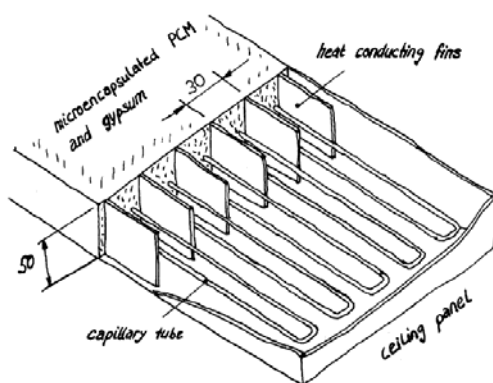


Figura II.9.- Esquema de un panel radiante con incorporación de PCM. Fuente: [Koschenez y Lehmann 2004]

De este modo, se sigue disponiendo de elementos relativamente ligeros, aptos para ser empleados en la rehabilitación de edificios, pero que añaden al sistema una inercia térmica susceptible de aprovechar de forma ventajosa su particular comportamiento dinámico. Tales beneficios son similares a los relacionados con la aplicación de TABS, que son descritos en el apartado 2.3. Si bien, los paneles con PCM integrados, se encuentran aún en fases iniciales de desarrollo y sus costes de inversión actuales son en todo caso elevados.

## II.2.2. Sistemas superficiales embebidos

Este segundo tipo dentro de la tecnología de acondicionamiento radiante, representado mayoritariamente por los sistemas de suelo radiante, no es tampoco el objeto específico de un estudio detallado en este trabajo de tesis.

Por un lado, se trata quizá de la variante más extendida y desarrollada, con una implantación sólida en el mercado europeo desde hace años. Por tanto, su estudio en profundidad carece de una motivación clara en este contexto. Por otro lado, su utilización se centra especialmente en aplicaciones de calefacción, lo cual la hace de interés en edificios de todo tipo en climas fríos (con demanda de calefacción dominante), e incluso en el sector residencial en países con climatologías más cálidas (Sur de Europa). En estas últimas áreas geográficas, sin embargo, los edificios de oficinas y comerciales presentan habitualmente un claro predominio de la demanda de refrigeración a lo largo de todo el año, constituyendo aún los sistemas HVAC por aire la solución de referencia. Por esta razón, es en este ámbito particular donde la adaptación y el aprovechamiento de los beneficios de los sistemas radiantes suponen un verdadero reto aún por abordar, siendo los paneles y los TABS las opciones más atractivas para ello.

En consecuencia, se ha creído conveniente no profundizar en este apartado. Las características fundamentales de los sistemas superficiales embebidos ya se han comentado al introducir cada una de las tres tipologías radiantes. Si bien, con el fin de presentar unos contenidos del capítulo más completos y coherentes, cabe incluir a continuación una breve referencia a la información disponible relativa a aspectos específicos de diseño y aplicación.

En ese sentido, resulta de especial interés la recopilación de Babiak et al. (2009). En ella, se describe con mayor detalle la composición de las posibles variantes existentes dentro de esta tipología, tanto asociadas a las construcciones habituales de hormigón (Figura II.4a) como a aquellas de madera quizá menos habituales (Figura II.10).

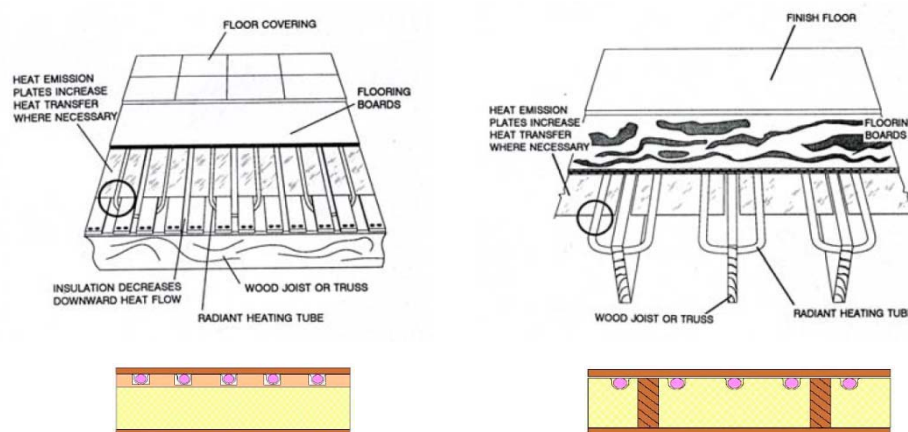


Figura II.10.- Sistemas superficiales embebidos sobre construcciones de madera. Fuente: [CEN EN15377 2005]

De acuerdo a los criterios de la norma EN15377 (2005), el diseño de tales sistemas ha de fundamentarse en la estimación de la capacidad de calefacción o refrigeración del mismo, para lo cual se plantean dos alternativas. Por un lado, existe un procedimiento estándar, detallado en [CEN EN1264 2008], basado en la estimación de la transferencia de calor a través de una función potencial que tiene en consideración los distintos parámetros geométricos y constructivos del sistema particular. Esta metodología es aplicable solamente para las variantes Tipo A-D, de acuerdo a la siguiente función principal de cálculo (Eq.II.9), donde  $B$  es un coeficiente global de transferencia de referencia, los términos  $a_i^{m_i}$  son valores correctivos dependientes los parámetros geométricos del

tubo y del recubrimiento superficial del sistema, y  $\Delta T_{DMLT}$  es la diferencia media logarítmica de temperaturas entre el fluido y la estancia a acondicionar.

$$q = B \prod_i (a_i^{m_i}) \Delta T_{DMLT} \quad \text{Eq. II. 9}$$

Babiak et al. (2009) incluyen diagramas de diseño derivados de la aplicación de este método a algunas de las configuraciones de sistemas superficiales embebidos más comunes.

Por otra parte, la segunda alternativa consiste en el establecimiento de una red equivalente de resistencias entre los niveles térmicos del fluido y el entorno, capaz de representar de forma adecuada la transferencia de calor a través del sistema. Este enfoque es requerido para el cálculo de sistemas superficiales embebidos en estructuras de madera (Tipo G) y es apto también para el análisis de sistemas TABS, tal como se detallará en futuros apartados de este trabajo.

Como último punto, cabe mencionar la recopilación de diversas recomendaciones y prácticas habituales, realizada por Rey y Velasco (2008), en relación a las especificaciones técnicas de los distintos componentes del sistema, así como a aspectos de instalación y operación del mismo.

### II.2.3. Sistemas TABS (Thermally Activated Building Systems)

La tercera de las tipologías de acondicionamiento radiante mencionadas hace alusión a los sistemas basados en elementos estructurales activados. Se trata de un concepto al que diversos autores se han referido con distintas denominaciones, a saber: TABS (*Thermally Activated Building Systems*) [Lehmann et al. 2007], TACS (*Thermo-Active Core Systems*) [Koschenez y Dorer 1999], TMA (*Thermal Mass Activation*) [Kolarik 2006], CCA (*Concrete Core Activation*) [Sourbron 2012], CCC (*Concrete Core Conditioning*) [Güntensperger et al. 2005], etc. Si bien, quizá TABS sea el término más extendido y el que consecuentemente será empleado en adelante en este trabajo.

Tal como ya se ha avanzado previamente, los sistemas TABS consisten en una malla de tubo embebida en el hormigón estructural del propio edificio (Figura II.5), a través de la cual circula un fluido calo-portador que absorbe o cede energía. Dados los distintos diseños de losas existentes, es posible considerar distintas disposiciones de TABS asociadas a cada uno de ellos. La Figura II.11 muestra algunos ejemplos. No obstante, salvo que se especifique lo contrario, cualquier análisis general de estos sistemas hace referencia al comportamiento con losas macizas.

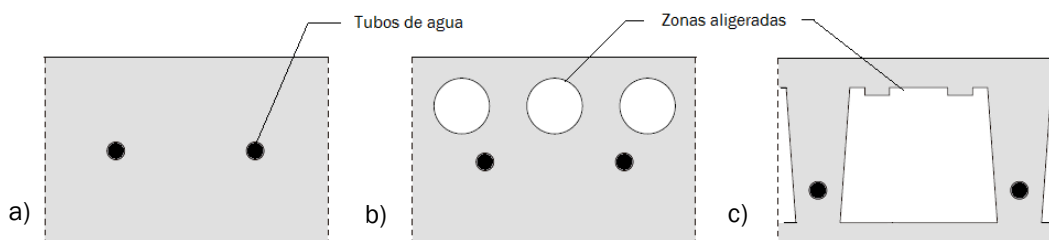


Figura II.11.- Ejemplos de TABS según el diseño del forjado. Fuente: Modificado de [Sourbron 2012]

El concepto TABS integra simultáneamente el desempeño de dos funciones diferenciadas dentro del edificio. Por un lado forma parte de los propios elementos estructurales proporcionando la resistencia y rigidez necesarias, mientras que por otro, gracias a la activación térmica a través de los tubos embebidos, actúa como un sistema HVAC más. De acuerdo con ello, se establece un fuerte acoplamiento térmico entre la superficie emisora y la estructura, que es obligada a ser contemplada dentro de la estrategia energética global del edificio. Además, este se convierte en un gran almacén de energía y el sistema TABS es dotado de un comportamiento dinámico con una inercia muy superior a la de otras tipologías radiantes descritas hasta ahora.

Todo esto, constituye la principal característica diferenciadora de este sistema, cuyas implicaciones en su diseño y en sus posibilidades de aprovechamiento requieren cuidar aspectos que en cierto modo han podido ser ignorados tradicionalmente.

### Fundamentos de diseño y aplicación

En primer lugar, cabe indicar que los sistemas TABS pueden ser empleados tanto para calefacción como para refrigeración, dispuestos típicamente en techos o suelos de edificios del sector secundario. Si bien, la implementación actual de medidas para la reducción de la demanda energética a través de actuaciones en la envolvente, diseño pasivo, etc. (ver capítulo I) y los perfiles de alta carga interna de tales edificios, hacen que estos tengan habitualmente necesidades de refrigeración a lo largo de todo el año. Por tanto, de forma genérica la consideración del sistema TABS es comúnmente asociada a sistemas de enfriamiento a través de techos.

Así, en un ciclo de operación diario típico (Figura II.12), el TABS se carga durante el día como consecuencia de la combinación de las solicitaciones internas y externas, produciéndose un aumento en la temperatura de la losa. Al finalizar el horario de uso del edificio comienza el periodo de descarga del sistema evacuando el calor hacia el agua que se hace circular por los tubos embebidos. De esta forma, la losa se enfría hasta la temperatura adecuada para reiniciar el ciclo al día siguiente.

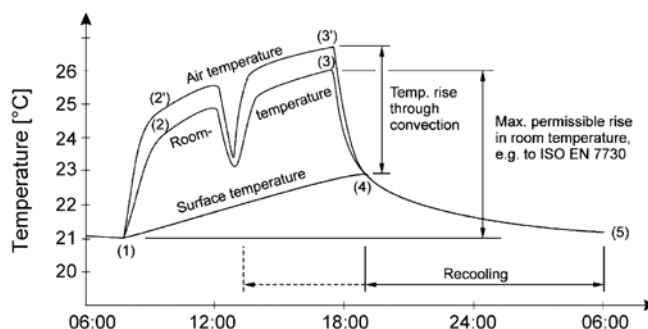


Figura II.12.- Ciclo diario típico de operación de un sistema TABS. Fuente: [Lehmann et al. 2007]

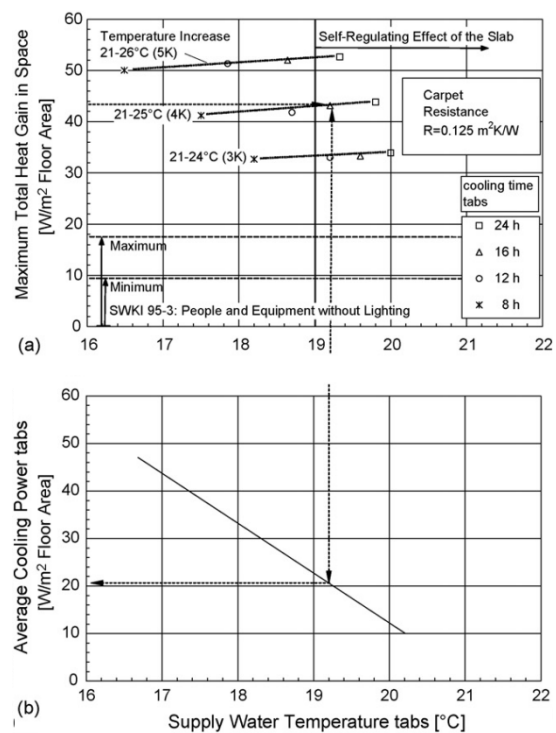
De acuerdo con este proceso, la temperatura del aire interior no se mantiene fija en una determinada consigna como ocurre en sistemas convencionales, sino que también experimenta una evolución creciente a lo largo del día a un ritmo en torno a 0.5 y 1 K/h [Olesen 2012]. Si no ocurriese así, la capacidad de acumulación del sistema sería desaprovechada. No obstante, oscilaciones de la temperatura de hasta 4 K/h se consideran aceptables siempre que sucedan dentro de la zona de confort [Kolarik et al. 2011].

A la vista de este funcionamiento, a la hora de diseñar un sistema TABS es necesario conocer si la capacidad del mismo para una temperatura del agua de impulsión dada, permite mantener la temperatura del ambiente interior dentro de la zona de confort térmico durante el horario de ocupación. Cabe destacar en este sentido, que el propio sistema demuestra un efecto de autorregulación incrementando la potencia disipada cuando la temperatura del aire interior tiende a subir en momentos de mayor demanda. En cualquier caso, para conseguir que este efecto sea suficiente para evitar exceder los límites de confort, se deben manejar diversos aspectos determinantes como la capacidad de acumulación del sistema, su máxima potencia de disipación, así como el periodo de funcionamiento y la máxima carga asociados a los sistemas de producción [Koschütz y Dorer 1999]. Asimismo, algunos de los principales parámetros de diseño que han de calcularse son la temperatura del agua, el flujo másico, el paso de tubo del circuito embebido y su posición en la losa, los tiempos de operación necesarios para la descarga de la losa, etc. Si bien, en el capítulo IV se presentará un análisis más exhaustivo de cómo afectan estas y otras magnitudes al comportamiento del sistema.

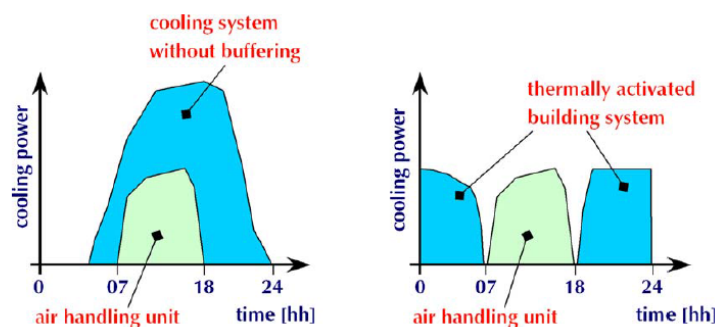
De acuerdo con los principios de operación descritos anteriormente, Lehman et al. (2007) plantearon un detallado estudio de simulación para dar respuesta a algunas de las consideraciones de diseño mencionadas. A través de sus resultados (Figura II.13), concluyeron que en un sistema TABS los procesos de transferencia entre la superficie y el aire apenas se encuentran afectados por la transferencia de calor desde el agua a la losa. Por lo tanto, la máxima carga de calor que puede manejar el sistema (cargas internas y cargas solares conjuntamente) es prácticamente independiente de la estrategia escogida para realizar la descarga térmica de la losa. En realidad, esta depende fundamentalmente de la máxima variación admisible en la temperatura del aire a lo largo del día.

En cualquier caso, pese a la utilidad de estas directrices generales, así como de los métodos de dimensionado simplificados descritos en [ISO 11855 2012], cualquier proceso de diseño detallado de un sistema TABS específico debe recurrir a la estimación dinámica de su capacidad de disipación a través de métodos de diferencias finitas (FDM), elementos finitos (MEF) o de modelos adaptados para la simulación dinámica de edificios, tal como se ampliará más adelante.

Por otra parte, como se ha visto, la gran inercia térmica del sistema TABS plantea una deslocalización de la demanda de energía. Esto posibilita cubrir las necesidades de los espacios interiores con una producción más uniforme prolongada en periodos más largos que los estrictamente asociados a dicha demanda (Figura II.14). Por tanto, se reducen las cargas punta del sistema, lo cual favorece el dimensionado de equipos de generación más pequeños y el establecimiento de contratos eléctricos más favorables (con un menor término de potencia, así como un aprovechamiento de precios más bajos por la operación en horarios 'valle', en los que la eficiencia de los equipos generadores es también mayor). En definitiva, la reducción de los picos de demanda supone un importante ahorro de costes [Rijksen et al. 2010]



**Figura II.13.- Máxima carga de calor admisible en el espacio interior (a) y potencia media requerida en el sistema de generación (b) con el uso de un sistema TABS concreto, en función de la temperatura de impulsión y el periodo de operación de bombas para la descarga de la losa . Fuente: [Lehmann et al. 2007]**



**Figura II.14.- Esquema cualitativo de la reducción de cargas punta con el uso de TABS. Fuente: [Rijksen et al. 2010]**



Sin embargo, aparte de las ventajas derivadas de la particular dinámica del sistema, esta implica mayores dificultades a la hora de establecer estrategias de control [Gwerder et al. 2009]. La respuesta lenta del TABS ante posibles acciones de control (modificación de la temperatura del agua, cierre de válvulas, etc.) conlleva un riesgo de que tengan lugar periodos transitorios con calentamientos o enfriamientos excesivos o se produzcan alternancias de inyección y extracción de energía de la losa de forma ineficiente [Sourbron et al. 2009a]. Además, mantener los niveles de confort en estancias con distintos perfiles de carga asociadas a una misma zona hidráulica puede resultar especialmente complejo con este tipo de sistemas.

### **Control de los sistemas TABS**

El control de sistemas de acondicionamiento radiante se ha llevado a cabo tradicionalmente a través de la acción coordinada de dos mecanismos diferentes. Por un lado, se establece un control central ocupado de definir la temperatura de impulsión del agua como función del clima exterior teniendo en cuenta ciertas características del edificio; y por otra parte, se dispone un control individual on-off que permite o impide la circulación de agua por el sistema en base a una consigna de temperatura para cada estancia

Sin embargo, dadas las particularidades del sistema TABS, el control individual de esta tipología no resulta tan efectivo, por lo que generalmente se ha recomendado definir únicamente controles centrales de la temperatura de impulsión agrupando las distintas estancias según una adecuada zonificación del edificio (de acuerdo por ejemplo a orientaciones, perfiles de uso, etc.) [Babiak et al. 2009]. En este sentido, Olesen (2011) analizó la utilización de distintas opciones para el control de la temperatura del agua. Además, cabe señalar que en este enfoque comúnmente utilizado, la elección entre los modos de calefacción o refrigeración se realiza en base a criterios estacionales o de temperatura externa, y normalmente no se emplea ninguna variable de zona como 'feedback', asumiendo que la auto-regulación del TABS mantendrá los niveles requeridos de confort [Gwerder et al. 2008].

En general, la aplicación de esta estrategia convencional permite controlar la operación del sistema TABS para mantener unas condiciones de confort adecuadas [Sourbron 2012]. Sin embargo, conlleva una serie de desventajas asociadas fundamentalmente a las diferencias en las funciones de control para cada modo de operación (calor o frío), la escasa automatización del cambio de uno a otro, y los consumos de energía innecesarios debidos a la operación de los equipos de bombeo [Gwerder et al. 2009].

En este contexto, investigadores de los laboratorios EMPA, (*Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research*) y del grupo de tecnologías para la edificación de la empresa Siemens, en Suiza, han presentado recientemente un concepto que constituye una referencia en el ámbito del control de sistemas TABS. El método planteado, denominado UBB (*Unknown-But-Bounded*), se fundamenta en una estrategia de control base de impulsión continua de agua a un nivel térmico que es función de la temperatura exterior. Si bien, tiene en cuenta las características del edificio, las consignas de confort térmico, y especialmente, los perfiles de las ganancias de calor (internas y solares), que pese a ser desconocidos y variables, habitualmente pueden ser acotados entre unos límites superior e inferior. Este procedimiento, que se sirve de la modelización del sistema y el estudio de su respuesta dinámica es descrito en detalle en [Gwerder et al. 2008]. Su aplicación permite determinar las curvas de calefacción y refrigeración, y establecer un criterio para la operación automática del sistema TABS a lo largo del año, garantizando los requisitos de confort.

En el mismo sentido, Gwerder et al. (2009) también analizaron la utilización de la modulación de la amplitud de pulsos (*Pulse Width Modulation, PWM*) de cara a mejorar la eficiencia energética del TABS y de su concepto de control. En base a ello, la circulación de agua ya no es continua, sino que se produce de forma intermitente inyectando o extrayendo energía de la losa solamente durante una parte del ciclo de operación considerado. Nótese que la ya comentada operación eficiente de TABS

con un traslado de la producción de energía a periodos nocturnos fuera de las horas de demanda, no es más que un caso particular de aplicación del concepto PWM en un periodo de 24 horas. Bajo operación PWM, la temperatura de impulsión del agua debe ser más elevada en calefacción y más baja en refrigeración para poder compensar los periodos en que no hay circulación de fluido. De esta forma, para una temperatura dada, el tiempo durante el cual las bombas deben estar accionadas se puede calcular conforme a los correspondientes balances de energía.

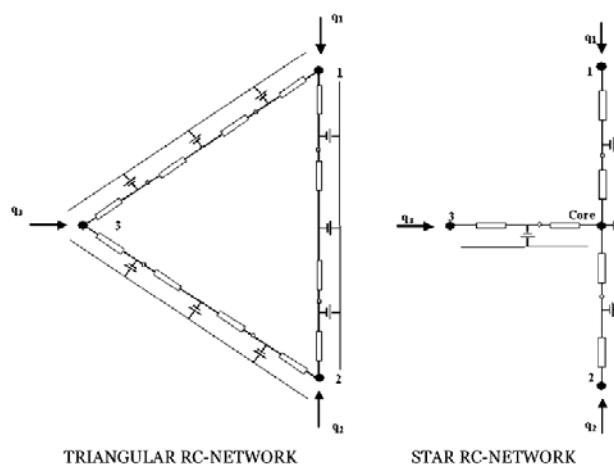
En cualquier caso, otras alternativas más simples, que corrigen igualmente algunas de las carencias de la opción convencional, también han demostrado proporcionar resultados interesantes. Es el caso del enfoque empleado por Sourbron y Helsen (2010) para analizar distintos aspectos del comportamiento del sistema TABS controlado mediante una sencilla estrategia on-off con 'feedback' (o retroalimentada) y temperatura de impulsión constante. A través de él, destacaron la importancia de que la variable de realimentación del controlador sea una magnitud medible en cualesquiera condiciones de operación y que su medición esté afectada lo menor posible por la posición del sensor. En este sentido, la temperatura superficial del TABS se muestra como la elección óptima. Asimismo, su estudio aporta un valioso análisis de cara a la selección de los niveles térmicos de impulsión y las consignas de la variable controlada, y demuestra el efecto positivo de establecer un setback nocturno en dichas consignas, así como de utilizar el apoyo de la temperatura de la ventilación para controlar el confort en las primeras horas de la mañana.

Por último, cabe reseñar un reciente incremento en la aplicación en el ámbito de la edificación de estrategias de control predictivo on-line apoyadas en modelos matemáticos (*Model Predictive Control*, MPC) [Privara et al. 2011]. A través de ellas es posible anticipar las acciones de control necesarias como respuesta a la predicción de futuras solicitudes que afecten al edificio, tales como condiciones climatológicas o patrones de ocupación, iluminación, etc. Sin embargo, esto requiere un importante esfuerzo de modelado matemático y capacidad de cálculo para poder estimar en tiempo real cómo se va a comportar el edificio en el siguiente horizonte temporal considerado. Adicionalmente, la implementación de estos esquemas de control requiere tener en consideración otros aspectos no menos importantes relativos al tratamiento de datos, protocolos de comunicación entre el controlador y el edificio, servicios de predicción, algoritmos de optimización, etc. En particular, se pueden encontrar diversas referencias MPC aplicadas al control de sistemas TABS [Sourbron 2012] [PEBBLE 2012], [Záčková et al. 2014], [Feng et al. 2015].

### **Modelización de sistemas TABS**

Los procesos de transferencia de calor en la losa activa de un sistema TABS involucran el intercambio energético entre al menos tres niveles térmicos diferentes (fluido caloportador, estancia superior y estancia inferior), así como la capacidad de almacenamiento asociada a la masa térmica de la propia losa. Para este tipo de problema no existe una solución analítica, por lo que es necesario recurrir a métodos numéricos aproximados (FDM o FEM) o a modelos simplificados alternativos.

La aplicación de métodos numéricos por Diferencias Finitas o Elementos Finitos resulta útil para realizar cálculos de diseño estacionarios con condiciones de contorno fijas. Sin embargo, para satisfacer las necesidades de análisis dinámico del sistema TABS, estos procedimientos han de ser integrados en entornos de simulación globales, lo cual genera ciertos problemas de estabilidad y supone una opción computacionalmente muy costosa. Por esta razón, en los últimos años, la tendencia generalizada para el cálculo dinámico de sistemas TABS se ha basado en el desarrollo de modelos más simples como son las redes RC que utilizan el símil eléctrico para resolver la transferencia de calor a través de redes equivalentes de resistencias y condensadores (Figura II.15), o los métodos de funciones de transferencia. En este sentido, en la literatura [Weber y Johansson 2005], [Sourbron 2012] es posible encontrar una interesante revisión de los modelos más destacados, muchos de los cuales constituyen la base de cálculo de sistemas TABS dentro de los actuales paquetes de software de simulación energética de edificios.



**Figura II.15.- Ejemplo de redes RC (en configuración de triángulo y de estrella) para el cálculo dinámico de sistemas TABS. Fuente: [Weber y Johansson 2005]**

Dentro del método de funciones de transferencia para el cálculo de la conducción de calor no estacionaria es posible considerar el elemento activo del sistema TABS a través de un término adicional asociado a una fuente o sumidero de calor [Strand 1995], [Strand y Pedersen 2002], siendo este el enfoque adoptado por el programa de simulación EnergyPlus [Crawley et al. 2000]

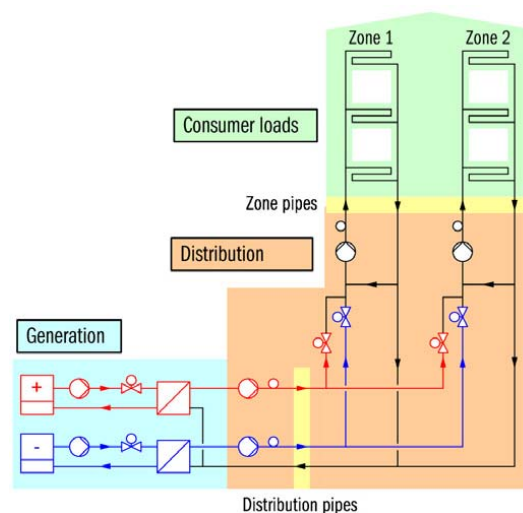
Por su parte, diversos modelos basados en el planteamiento de redes RC han sido desarrollados en los últimos años. Uno de los trabajos pioneros en este sentido fue presentado por Koschenz y Dorer (1999). En él sentaron las bases del modelo 1D implementado en el software de simulación TRNSYS, el cual será utilizado y descrito con mayor detalle en capítulos posteriores de este trabajo de tesis. La introducción del concepto de temperatura de núcleo (*core temperature*) como una referencia virtual que representa la temperatura media del plano activo de la losa, permitió plantear la combinación de una unión resistiva capaz de describir la transferencia de calor desde el fluido hasta el núcleo, con el enfoque clásico de funciones de transferencia utilizado por el programa de simulación para calcular los flujos de calor desde el núcleo hacia las estancias contiguas. Además, la influencia de la transferencia de calor sobre la temperatura de salida del fluido también puede ser contemplada a través de dicho enfoque.

Posteriormente, Weber et al. (2005) y Weber y Johansson (2005) analizaron el comportamiento y la posición de las distintas resistencias y capacidades en redes modificadas más complejas capaces de abarcar un rango de aplicación más amplio, mientras que Sourbron (2012) planteó un análisis exhaustivo de modelos RC similares de mayor y menor orden de complejidad con vistas a su aplicación práctica en algoritmos de control avanzados. Finalmente, cabe citar el trabajo de Liu et al. (2011) en el que se realiza una propuesta metodológica para establecer de forma sistemática los valores de capacidad y resistencia térmicas aplicables a un modelo de red RC en estrella, a partir de parámetros característicos puramente constructivos y geométricos.

### **Consideraciones adicionales**

Normalmente, en un edificio pueden considerarse al menos dos zonas diferenciadas en base a las características de las solicitaciones internas y externas, así como de los requerimientos de confort de las distintas estancias. Según esto, el manejo de la elevada inercia térmica del sistema TABS de cara a hacer posible un funcionamiento energéticamente eficiente de la instalación satisfaciendo simultáneamente las diferentes necesidades de tales zonas, no depende solamente de la capacidad de plantear estrategias de control adecuadas. Estas solo serán efectivas si están acompañadas de un cuidado diseño del esquema hidráulico [DeWit y Wisse 2012].

En este sentido, Lehmann et al. (2011) propusieron un esquema con tres tuberías de distribución y retornos de zona separados como una opción muy interesante (Figura II.16). Por un lado, se establece una solución de compromiso entre las limitaciones de flexibilidad de la distribución a dos tubos y el excesivo coste de la instalación a cuatro tubos. Por otro, se limita la interacción térmica entre ambas zonas. En concreto, este esquema permite trabajar con distintas consignas de impulsión en cada zona del edificio dentro de un mismo modo de operación (frío o calor), sin dar lugar a pérdidas indeseadas por mezcla del retorno. Esto, a su vez, facilita garantizar los requisitos de confort térmico y hace que los costes de inversión adicionales sobre una alternativa con retorno común resulten despreciables, teniendo en cuenta los ahorros energéticos (20 - 30 %) alcanzables.



**Figura II.16.- Esquema hidráulico para dos zonas térmicas con distribución a tres tuberías y disposición de retornos separados . Fuente: [Lehmann et al. 2011]**

En otro orden de cosas, estudios adicionales han corroborado que la utilización de sistemas TABS es capaz de proporcionar una adecuada percepción del ambiente térmico [Zeiler y Boxem 2009], haciendo frente a distintos perfiles de comportamiento de los usuarios [Saelens et al. 2011].

No menos importantes resultan las consideraciones relacionadas con la instalación y mantenimiento del sistema [Babiak et al. 2009]. Aunque puede disponerse de sistemas TABS en módulos prefabricados, habitualmente son montados in situ durante el propio proceso constructivo de los forjados. Por lo tanto, su instalación no supone un esfuerzo adicional ni costes asociados excesivos. Además, dado que los tubos del agua quedan embebidos en la estructura de hormigón, no existen prácticamente requerimientos de mantenimiento.

Por otra parte, cabe señalar que los TABS son empleados habitualmente en edificios con múltiples plantas, aprovechando al máximo la transferencia de calor desde la estructura a los espacios interiores tanto superior como inferior. Además, tal como ya se ha comentado al presentar otras tipologías radiantes, su utilización permite reducir notablemente las instalaciones de aire, y en este caso, los paneles suspendidos, falsos techos, etc. son eliminados. Esto permite disminuir considerablemente la altura de cada planta, suponiendo igualmente un ahorro en materiales de construcción, ejecución de obra, etc. [Olesen 2012]

Por último, la posibilidad de alimentar el sistema a niveles térmicos moderados, muy próximos al del ambiente, así como el desacoplamiento de la generación y la demanda térmica, hacen de los TABS un sistema especialmente idóneo de cara al aprovechamiento de focos energéticos naturales como son el terreno o el aire exterior. El planteamiento y optimización de soluciones integradas que sigan esta línea es además uno de los principales retos asociados a esta tecnología en la actualidad [Kolarik 2006]. Por esta razón, se ha creído conveniente tratar este punto con más detalle en el siguiente apartado.

## II.3. INTEGRACIÓN CON ALTERNATIVAS DE GENERACIÓN DE BAJO CONSUMO

### II.3.1. Aspectos generales

Tal como se avanzó en la sección II.1.4, la utilización de sistemas de acondicionamiento radiante de baja temperatura en calefacción y alta temperatura en refrigeración, permite mejorar el rendimiento de las soluciones de generación convencionales, así como aprovechar recursos sostenibles que de otro modo resultaría inviable considerar [Xu et al. 2010]. Además, estas posibilidades son incluso más amplias al explotar el potencial asociado a la inercia térmica y deslocalización de la demanda en sistemas TABS. De acuerdo con esto, a continuación se recoge una relación de las principales fuentes disponibles para la producción del agua caliente o fría que es impulsada al sistema.

En aplicaciones de calefacción la solución convencional se basa en la utilización de una caldera. Si bien, las temperaturas de impulsión requeridas (25 - 40 °C) hacen posible la optimización del rendimiento ofrecido por tecnologías de baja temperatura y de condensación. Por la misma razón, la tecnología de bomba de calor, poco eficiente cuando se requieren niveles térmicos de impulsión elevados (condensador), se convierte en una opción capaz de cubrir la diferencia de temperaturas entre la demanda y distintos focos de energía naturales con rendimientos adecuados. Entre dichos focos cabe destacar el aprovechamiento de la energía del subsuelo (tanto el terreno como los acuíferos subterráneos) mediante bombas de calor tierra-agua o agua-agua, así como la utilización del aire del ambiente exterior (aeroterminia) a través de bombas aire-agua. Adicionalmente, en ciertas aplicaciones fundamentalmente en el ámbito industrial es posible plantear la recuperación de flujos de energía residuales de baja calidad o bajo contenido exergético. Por último, pese a ser una opción menos extendida, la utilización de sistemas radiantes también admite la integración de energía solar, especialmente a través de bombas de calor accionadas térmicamente (tecnología de absorción) [Babiak et al. 2009].

Por su parte, en aplicaciones de refrigeración las posibles fuentes de energía disponibles son muy similares, si bien presentan ciertas particularidades de mayor potencial. La solución convencional para la producción de agua fría está marcada por el uso de máquinas de refrigeración por compresión mecánica cuyo rendimiento se verá igualmente beneficiado de acuerdo a los argumentos anteriormente ya expuestos. Estos equipos suelen estar condensados bien por aire, o bien por agua procedente de una torre de refrigeración, explotando directa o indirectamente el potencial de enfriamiento del aire ambiente. Asimismo, en base al mismo concepto, será posible plantear la utilización de bombas de calor reversibles, incluyendo la opción de disponer de equipos acoplados térmicamente al terreno que utilicen el subsuelo como foco de evacuación de energía.

Pese a que en comparación con la demanda general del edificio (iluminación, equipamiento, ventilación, etc.) cualquiera de estas opciones supone ya de por sí una importante reducción del consumo energético, la diferencia fundamental en el aprovechamiento de estos recursos de energía naturales (terreno y aire exterior) en aplicaciones de refrigeración, reside en que bajo multitud de condiciones de operación, este puede realizarse de forma directa sin necesidad de disponer de una bomba de calor intermedia. La conexión entre la producción (intercambiador geotérmico o torre de refrigeración) y la demanda, se realiza únicamente a través de un intercambiador agua-agua que separa los circuitos primario y secundario, dando lugar a modos de funcionamiento habitualmente referidos como 'free-cooling'.

No obstante, el potencial de estas alternativas dependerá por una parte de la tipología de sistema radiante planteada. El sistema TABS es, a priori, el más ventajoso, en tanto que permite

aprovechar las condiciones favorables fuera del periodo de demanda, así como trabajar con niveles térmicos aún más moderados, que resultan más asequibles para un abastecimiento directo desde la producción. Asimismo, un segundo aspecto importante será el asociado a la localización particular de cada edificio y el potencial climático de tal emplazamiento [Lehmann et al. 2011].

La integración de la energía geotérmica con sistemas radiantes TABS, tanto en aplicaciones de calefacción como de refrigeración, ha sido objeto de un reciente proyecto coordinado a nivel europeo [GEOTABS 2013] en el que se han abordado aspectos de análisis, diseño, monitorización, simulación, control y confort térmico en edificios equipados con esta tecnología. Entre sus resultados es posible consultar una base de datos con más de 10 ejemplos de demostración situados fundamentalmente en Centro-Europa.

En cambio, el potencial de utilización del enfriamiento evaporativo para la producción del agua fría requerida por los sistemas radiantes no ha sido estudiado con la misma profundidad. Feng y Bauman (2013) plantearon un estudio preliminar del potencial climático de los Estados Unidos para la aplicación combinada de TABS y enfriamiento evaporativo. Asimismo, Lehmann et al. (2011), incluyeron esta alternativa de generación entre las opciones estudiadas en un trabajo de simulación más general planteado para Zúrich (Suiza), dejando abierta la investigación a una evaluación más detallada de la influencia de distintas condiciones climáticas. Por su parte, Costelloe y Finn (2003, 2007 y 2009) centraron sus investigaciones en la optimización del diseño del sistema de producción (torre de enfriamiento) para lograr el máximo aprovechamiento del potencial de enfriamiento del aire ambiente en climas templados.

En cualquier caso, se trata de un ámbito con numerosos aspectos susceptibles de ser analizados con mayor detalle, por lo que se ha planteado dentro de los objetivos específicos del presente trabajo de tesis (ver Capítulo VII). En este sentido, a continuación se presenta una breve revisión de los conceptos fundamentales en el análisis de torres de enfriamiento, que servirán de base para posteriores consideraciones.

### **II.3.2. Producción de agua fría en torres de enfriamiento**

La producción de agua fría en torres de enfriamiento para abastecer los sistemas de acondicionamiento de los edificios se ha presentado como una interesante alternativa de cara a un uso racional y sostenible de la energía. Sin embargo, su capacidad de enfriamiento es limitada y está claramente ligada a las características del aire ambiente a través del límite físico impuesto por la temperatura de saturación adiabática o la temperatura de bulbo húmedo de este. Por esta razón, el éxito de esta tecnología pasa por ser capaz de producir agua fría en un circuito indirecto a una temperatura muy próxima a dicho límite. Costelloe y Finn (2003) apuntaron la viabilidad técnica de esta tarea obteniendo acercamientos entre 1 K y 4 K, en una torre experimental específicamente diseñada trabajando en el rango de operación de sistemas radiantes. A partir de ello, utilizando un acercamiento de 3 K plantearon un estudio preliminar que revela un potencial de aprovechamiento heterogéneo entre distintas localidades de climatología templada.

No obstante, como se ha apuntado ya, para poder desarrollar análisis más amplios y detallados es recomendable establecer los fundamentos de diseño y operación de las torres de enfriamiento, así como disponer de modelos que permitan integrar de forma eficiente el comportamiento de estos equipos dentro de simulaciones dinámicas completas de todo el entorno del edificio. A continuación se abordan estos aspectos.

En relación al diseño de las torres de enfriamiento, estas pueden clasificarse de acuerdo a distintos criterios tales como el mecanismo de transporte del aire (tiro natural o mecánico, y dentro de estas, tiro forzado o inducido), el movimiento relativo del aire respecto del agua (flujo en contracorriente o flujo cruzado) y el diseño de la superficie de intercambio (torres abiertas, torres cerradas y torres híbridas) [ASHRAE 2000]. En las torres abiertas el flujo de agua a enfriar es puesto

en contacto directo con el aire ambiente, mientras que en las torres cerradas no existe tal contacto, sino que el flujo primario atraviesa un intercambiador de calor dispuesto en el interior de la torre. En aplicaciones HVAC en edificios se emplean tanto diseños abiertos como cerrados, si bien los primeros resultan más restrictivos de cara al cumplimiento de los requisitos de seguridad sanitaria asociados a la prevención y control de la proliferación de 'legionella' en las instalaciones de acondicionamiento [España 2003]. En cualquier caso, siguiendo el enfoque más comúnmente utilizado, el principio de funcionamiento de las torres y las sucesivas observaciones presentadas a continuación, se basan en un diseño de torre abierta en contracorriente. Para otras configuraciones sería posible derivar análisis semejantes [Miranda y Rufes 1997], [Facão y Oliveira 2000] que caen fuera del objetivo de este apartado.

### Balances de masa y energía en una torre de enfriamiento en contracorriente

En la Figura II.17 se representan de forma esquemática los flujos de materia a través del relleno de una torre que opera en contracorriente. En lo sucesivo se ha representado con  $L$  ( $m_w/A_{fr}$ ) y  $G$  ( $m_a/A_{fr}$ ), respectivamente, las densidades de flujo másico ( $kg/(s \cdot m^2)$ ) del líquido descendente y del aire seco ascendente. Por su parte ' $\omega$ ' hace referencia a la humedad específica del aire ( $kg_v/kg_{a,s}$ ) e ' $i$ ' representa su entalpía específica ( $kJ/kg_{a,s}$ )

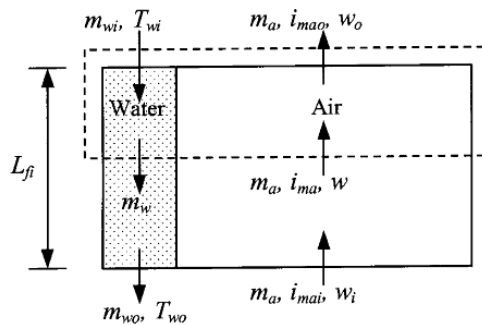


Figura II.17.- Volumen de control sobre el relleno de una torre de enfriamiento. Fuente: [Kloppers y Kröger 2005a]

Efectuando un balance de masa al agua sobre el conjunto de la torre se obtiene la expresión Eq. II.10. Esta permite determinar las pérdidas de agua por evaporación durante el proceso de enfriamiento, que usualmente varían entre el 1.5 % y el 4 % del caudal de agua recirculada. En base a esto, es obvio que la relación  $L/G$  es variable a lo largo de la altura de la torre. No obstante, esta variación es pequeña (siempre inferior a un 5 %), por lo que a efectos de dimensionado se puede asumir constante.

$$L_{in} + G \cdot \omega_{in} = L_{out} + G \cdot \omega_{out} \quad Eq. II. 10a$$

$$L_{in} - L_{out} = G \cdot (\omega_{out} - \omega_{in}) \quad Eq. II. 10b$$

Por otra parte, efectuando un balance de energía sobre el conjunto de la torre y sustituyendo el balance material anterior, se obtiene la expresión Eq. II.11.

$$L_{in} \cdot c_w \cdot T_{w,in} + G \cdot i_{in} = L_{out} \cdot c_w T_{w,out} + G \cdot i_{out} \quad Eq. II. 11a$$

$$G = \frac{L_{in} \cdot c_w \cdot (T_{w,in} - T_{w,out})}{(i_{out} - i_{in}) - c_w \cdot T_{w,out} \cdot (\omega_{out} - \omega_{in})} \quad Eq. II. 11b$$

Bajo la hipótesis de que el ratio  $L/G$  se mantiene constante a lo largo de toda la torre, se puede expresar el balance de energía entre la entrada de aire de la torre y una sección cualquiera de relleno según:

$$i = L/G \cdot c_w \cdot T_w + (i_{in} - L/G \cdot c_w \cdot T_{w,out}) \quad Eq. II. 12$$

La representación gráfica de esta ecuación recibe el nombre de curva de operación y relaciona las propiedades del aire húmedo que abandona una sección cualquiera de la torre con la temperatura del agua que se alimenta a la misma. Habitualmente la curva de operación se representa como una recta de pendiente  $((L/G)c_w)$  en un diagrama 'entalpía del aire húmedo vs. temperatura del agua'. Conjuntamente se dispone la curva de equilibrio que refleja la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua que llega a cada sección de la torre (Figura II.18).

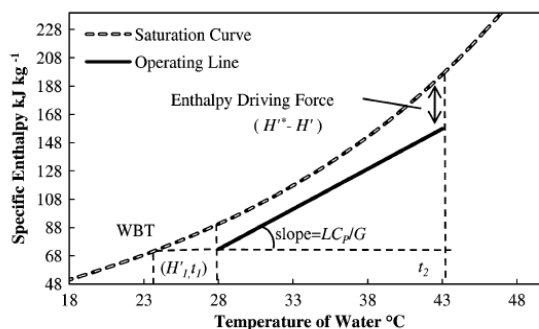


Figura II.18.- Curva de operación de una torre de enfriamiento. Fuente: [Picardo y Variyar 2012]

La diferencia entre la entalpía específica de la película de aire saturado y el aire no saturado en cualquier sección de la torre es el motor responsable de que tenga lugar el enfriamiento evaporativo en cada punto. Así, el área comprendida entre la curva de operación y la curva de saturación representa de algún modo el potencial que provoca la transferencia de energía entre los flujos de agua y de aire. Por tanto, para unas condiciones de diseño dadas, cuanto más amplia sea esta área, mayor será el potencial disponible y menor tamaño deberá tener la torre. A la vista de la representación anterior se observa fácilmente que una curva de operación con mayor pendiente (dada por un mayor valor del cociente  $L/G$ ) estará más próxima a la curva de saturación. Por tanto, el potencial de enfriamiento disminuye cuando se reduce el flujo másico de aire circulante. La recta de operación de mayor inclinación (pendiente) que no corte a la curva de saturación se denomina recta de operación crítica y su pendiente se corresponde con el mínimo flujo de aire requerido para el enfriamiento en unas condiciones de diseño dadas.

### Análisis del proceso de transferencia de masa y energía en una torre de enfriamiento

Durante el contacto térmico agua-aire en el interior de la torre de enfriamiento tienen lugar de forma simultánea un proceso de transferencia de calor sensible y un proceso de transferencia de materia, como consecuencia de los cuales se establecen a ambos lados de la interfase líquido-gas sendas capas límite.

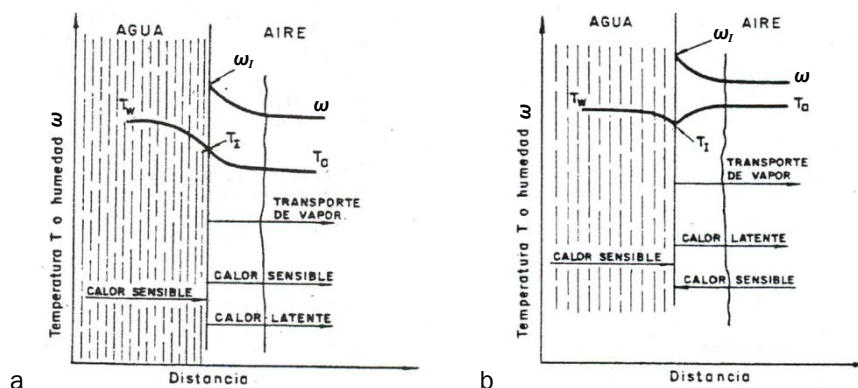


Figura II.19.- Flujos de calor y masa en una torre de enfriamiento: a) Situación típica de una sección en la parte superior de la torre y b) idem en la parte inferior.



La interfase líquido-gas se encuentra a una temperatura  $T_i$  y en sus proximidades el aire está saturado de vapor de agua, de modo que la humedad específica disminuye desde su valor en la interfase  $\omega_{sat}(T_i)$  hasta el valor fuera de ella,  $\omega$ . Como consecuencia de este gradiente de composición se establece un flujo de masa por difusión dado por la siguiente expresión.

$$j_m = \frac{dm_w}{dA} = h_m(\omega_{sat} - \omega) \quad Eq. II. 13$$

El transporte de calor latente asociado a dicho flujo de materia teniendo en cuenta la entalpía del vapor  $i_v$ , se expresa según:

$$i_v = \lambda + c_v T_w \quad Eq. II. 14a$$

$$\frac{dQ_L}{dA} = i_v h_m (\omega_{sat} - \omega) \quad Eq. II. 14b$$

Por otra parte, en lo que respecta al perfil de temperatura en la capa límite del líquido, se tiene un descenso del valor de la temperatura desde el valor de la masa del agua  $T_w$ , hasta la temperatura de la interfase  $T_i$ . Esto da origen a un flujo de calor sensible que provoca el enfriamiento del líquido (Figs. II.19a y II.19b). Asimismo, el perfil térmico en la capa límite gaseosa corresponde a una variación desde la temperatura de la interfase  $T_i$ , hasta la temperatura de la masa de aire húmedo  $T_a$ , dando lugar a un segundo flujo de calor sensible cuyo sentido dependerá de la situación en la altura de la torre.

Típicamente, en la parte superior de las torres (agua en las condiciones de entrada y aire a la salida próxima a saturación), la temperatura de la interfase es superior a la del aire. Por tanto, en esta zona, la pérdida de calor sensible que experimenta la masa de agua se invierte en la evaporación de una fracción de esta y en el calentamiento de la masa de aire (Figura II.19a). Sin embargo, en la parte inferior (aire entrante más seco y agua saliente enfriada), la evaporación de agua tiene lugar por enfriamiento simultáneo de ambos flujos materiales (Figura II.19b). En la parte superior la transferencia de materia no es suficiente como para disipar el flujo de calor desde el agua hacia el aire. Por su parte, en la zona inferior donde la diferencia entre la temperatura de ambas fases es pequeña, la transferencia de materia ocasiona el enfriamiento simultáneo de las dos. De esta forma, la temperatura del agua va aproximándose a la temperatura de saturación adiabática.

Teniendo en cuenta que la resistencia térmica que ofrece la película de agua es muy pequeña comparada con la de la película de gas, y debido a la diferencia de conductividades térmicas de ambas fases, puede considerarse que aproximadamente la temperatura del agua y la temperatura de la interfase coinciden, existiendo un único flujo de calor sensible que se transfiere entre el agua y el aire y que es expresado como:

$$\frac{dQ_S}{dA} = h_c(T_w - T_a) \quad Eq. II. 15$$

### **Variables de interés para el diseño de torres de enfriamiento**

A la hora de plantear el diseño y/o selección de una torre de enfriamiento se pueden considerar las siguientes variables fundamentales: densidades de flujo másico de agua (L) y aire (G), temperatura del agua caliente de entrada a la torre ( $T_{w,in}$ ), temperatura de salida de la torre ( $T_{w,out}$ ) y temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada ( $T_{bh,in}$ ). Además es preciso definir una serie de conceptos que caracterizan el comportamiento de la torre:

El primer parámetro de interés que se obtiene directamente de las variables anteriores es el salto térmico ( $T_{w,in} - T_{w,out}$ ) que experimenta el agua en la torre (también denominado 'range', en inglés).

Por otro lado, es importante tener presente que el valor mínimo de la temperatura del agua a la salida de la torre corresponde a la temperatura de bulbo húmedo del aire entrante. Sin embargo, este

valor es inaccesible en la práctica, pues requeriría una torre de altura infinita. En base a esto, se denomina aproximación o acercamiento (*approach*) a la diferencia entre la temperatura del agua descargada de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada ( $T_{w,out} - T_{b,h,in}$ ). De este modo, cuanto menor es la aproximación requerida tanto más difícil es el trabajo de la torre y mayor es el tamaño requerido. El valor óptimo de la aproximación debe establecerse mediante un cálculo técnico-económico y usualmente oscila entre 2 C y 6 C, dependiendo de cada aplicación concreta. Tal como se ha señalado anteriormente, en el caso de la producción de agua fría para su utilización en sistemas de acondicionamiento radiante, se trata de un valor crítico que debe reducirse lo máximo posible con el fin de aprovechar adecuadamente el potencial de enfriamiento del aire ambiente.

Además, la operación de una torre suele caracterizarse en base a su eficiencia de bulbo húmedo expresada de acuerdo a Eq. II.16.

$$\varepsilon_{bh} = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{T_{w,in} - T_{b,h,in}} \quad Eq. II. 16$$

Este parámetro hace referencia a la eficiencia térmica del proceso de enfriamiento evaporativo que tiene lugar en el relleno de la torre. Asimismo, podría definirse una eficiencia mecánica asociada al consumo de ventiladores necesario para operar la torre.

### **Teorías para la modelización de torres de enfriamiento**

#### Método de Merkel

El enfriamiento evaporativo no fue abordado desde un punto de vista científico hasta el desarrollo de la teoría de Merkel (1925). Si bien, no fue hasta la década de 1940 (fecha en que este trabajo fue traducido al inglés) cuando dicha teoría comenzó a ser reconocida dentro del ámbito científico internacional, y se estableció como una referencia en este campo [Kloppers y Kröger 2005b].

Esta metodología se fundamenta en las siguientes hipótesis que simplifican los cálculos a la hora de analizar la operación de las torres de enfriamiento, pero que conllevan una pérdida de precisión en la representación de los procesos de transferencia de calor y masa en la sección del relleno.

- El factor de Lewis, que relaciona los procesos de transferencia de calor y masa, se considera igual a la unidad ( $Le_f = 1$ ).
- El aire a la salida de la torre está completamente saturado de vapor de agua y por lo tanto, queda completamente caracterizado con el valor de su entalpía específica.
- El balance de energía desprecia la reducción en el flujo de agua líquida que tiene lugar en la torre.

La metodología de la teoría de Merkel es sencilla y puede predecir correctamente la temperatura del agua fría que abandona la torre con una apropiada estimación del coeficiente de transferencia de masa en el proceso de evaporación. Sin embargo, este método es insuficiente para determinar las características del aire caliente a la salida así como para evaluar la variación del caudal de agua debida a la evaporación.

Las ecuaciones del método de Merkel derivan de la aplicación de las hipótesis anteriores sobre los balances de materia y energía en un elemento diferencial de la torre, tal como se muestra en el Anexo A. Según esto, es posible establecer las expresiones que gobiernan los procesos que tienen lugar en la torre, describiendo la variación de la entalpía del aire y de la temperatura del agua en cada elemento diferencial de la misma. Su combinación permite obtener el número de unidades de transferencia (NTU) o número de Merkel (Me) según la ecuación Eq. II.17, donde  $\alpha$  representa el factor de compacidad, es decir, el área de contacto específica que relaciona la superficie efectiva de transferencia de calor y masa con el volumen de relleno real y se mide, por tanto, en ( $m^2/m^3$ )

$$NTU = Me_M = \int_0^z \frac{h_m a A_{fr} dz}{m_w} = \frac{h_m a V}{m_w} = \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{c_w dT_w}{(i_{sat} - i_a)} \quad Eq. II.17$$

#### Método de Poppe

El método de Poppe [Poppe y Rögener 1991] consiste en una teoría más detallada y compleja que no tiene en cuenta las hipótesis simplificadoras de Merkel y permite obtener buenas estimaciones de la cantidad de agua evaporada así como de las condiciones de humedad relativa del aire a la salida de la torre. Análogamente a lo expuesto para la teoría anterior, el desarrollo de los balances de materia y energía (Anexo A), permite expresar el número de unidades de transferencia (NTU) según la expresión Eq. II.18.

$$NTU = Me_P = \int_0^z \frac{h_m a A_{fr} dz}{m_w} = \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{m_a d\omega/dT_w}{m_w(\omega_{sat} - \omega)} dT_w \quad Eq. II.18$$

Asimismo, se puede obtener el valor del flujo másico de agua (variable a lo largo de la torre) en cualquier sección de la misma según sigue:

$$m_w = m_{w,in} - m_a(\omega_{out} - \omega) \quad Eq. II.19$$

Este balance de materia, la expresión de los incrementos de humedad específica y entalpía del aire en cada tramo diferencial de torre, así como la ecuación utilizada para determinar el factor de Lewis (Anexo A), conforman un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias y ecuaciones algebraicas acopladas cuya resolución simultánea permite calcular los perfiles de humedad del aire, entalpía del aire, temperatura del agua, flujo másico de agua y NTU a lo largo de la torre. Además, es posible determinar perfectamente las condiciones del aire a la salida. Se puede encontrar una guía con la resolución de este conjunto de ecuaciones en [Kloppers y Kröger 2005a] y [Rubio-Castro et al. 2011].

#### Método $\epsilon$ -NTU

Este método, planteado por Jaber y Webb (1989) para el estudio de torres de enfriamiento, se basa en las mismas hipótesis iniciales que la teoría de Merkel y fundamenta su formulación en una analogía del proceso de enfriamiento evaporativo con el proceso de transferencia de calor en un intercambiador sensible. A partir de ella, es posible identificar los parámetros de ratio de capacidades caloríficas y efectividad, y emplear los resultados tradicionales de la teoría de intercambiadores. De este modo, teniendo en cuenta las particularidades de cada caso, el método resulta aplicable para torres tanto en contracorriente como de flujo cruzado. Su descripción detallada se presenta igualmente en el Anexo A.

De acuerdo con lo anterior, el número de Merkel derivado de la metodología  $\epsilon$ -NTU se expresa según las ecuaciones siguientes.

$$Si C_{max} = m_a \quad \rightarrow \quad Me_\epsilon = \frac{c_w}{di_{sat}/dT_w} NTU \quad Eq. II.20a$$

$$Si C_{max} = \frac{m_w c_w}{di_{sat}/dT_w} \quad \rightarrow \quad Me_\epsilon = \frac{m_a}{m_w} NTU \quad Eq. II.20b$$

Adicionalmente cabe reseñar que el modelo de torre de enfriamiento utilizado en los estudios de simulación bajo el entorno TRNSYS presentados más adelante en este trabajo, está basado en este enfoque  $\epsilon$ -NTU.

#### Discusión de los distintos métodos de modelización de torres de enfriamiento

Dado que se trata de un método más riguroso, es esperable a priori que los resultados derivados de la teoría de Poppe sean más precisos que aquellos obtenidos en base a los métodos de Merkel o  $\epsilon$ -

NTU. Entre estos dos últimos, las diferencias no son importantes, en tanto que ambos se basan en las mismas hipótesis de partida, tal como ya se ha mencionado. Si bien, las principales diferencias entre la metodología de Merkel y de Poppe merecen ser comentadas a continuación.

La asunción de Merkel de que el aire a la salida de la torre se encuentra saturado no se aleja de la realidad cuando el estado real del aire es sobresaturado (piénsese en condiciones de entrada del aire relativamente frías y con un nivel alto de humedad relativa). Además, el grado de sobresaturación no tiene una fuerte influencia en la predicción de la temperatura del aire a la salida. En cualquier caso, las condiciones del aire de salida predichas tanto por Merkel como por Poppe caen prácticamente en la misma línea de entalpía específica constante. No obstante, en este caso concreto, dado que en la región sobresaturada estas líneas son prácticamente verticales, ambas predicciones de la temperatura de salida del aire no difieren demasiado (Figura II.20a). En cambio, en la región de aire no saturado, en tanto que las líneas isoentálpicas son mucho más inclinadas, la discrepancia en las temperaturas del aire de salida predichas puede ser muy grande (Figura II.20b). En definitiva, en esta segunda situación, la hipótesis de Merkel de que el aire a la salida de la torre está saturado no es apropiada para predecir el estado real de esta.

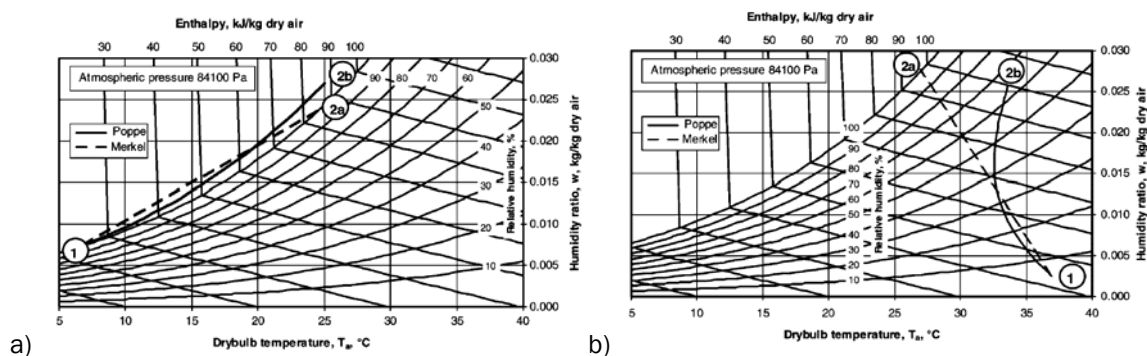


Figura II.20. Comparación de la evolución del aire en la torre según las teorías de Merkel y Poppe: a) Condiciones de entrada próximas a saturación y b) condiciones de entrada de no saturación. Fuente: [Kloppers y Kröger 2005a]

De acuerdo con esta consideración, la teoría de Poppe demuestra ser especialmente interesante en el análisis de torres híbridas ya que es capaz de determinar de forma precisa las condiciones del aire a la salida. Del mismo modo, resultará útil en el análisis de evolución de los penachos de vapor en torres de tiro natural, ya que dicho tiro es función de la densidad del aire sobre el relleno y por lo tanto es necesario predecir con precisión su temperatura.

Por otra parte, es interesante analizar el comportamiento de las curvas  $1/(i_{sat}-i_a)$  predichas por ambos métodos, de las cuales depende la característica de la torre o análogamente el número de Merkel. De acuerdo con Kloppers y Kröger (2005a) se puede deducir que la curva obtenida con el método de Poppe toma valores por encima de la curva correspondiente al método de Merkel, es decir  $Me_P > Me_M$ , lo cual refleja la importancia de utilizar la misma metodología (Merkel, Poppe o  $\epsilon$ -NTU) tanto en los test del relleno como en el posterior análisis del comportamiento de la torre.

En resumen, se ha de tener en cuenta que si en una aplicación determinada únicamente interesa calcular la temperatura de salida del agua, los métodos menos precisos de Merkel o  $\epsilon$ -NTU pueden ser utilizados. Si por el contrario, es necesario calcular con precisión otras variables relativas al estado del aire a la salida de la torre, es muy recomendable emplear el método de Poppe.

En particular, de cara al análisis de soluciones de producción de agua fría para sistemas de acondicionamiento radiante, los aspectos anteriores no resultan especialmente críticos y las metodologías de Merkel o  $\epsilon$ -NTU proporcionan resultados suficientemente precisos. Además, el método de Poppe o posibles análisis mediante Volúmenes Finitos requerirían un esfuerzo computacional inasumible en la práctica a la hora de ser integrados en entornos globales de

simulación energética de edificios. No obstante, en este sentido es de destacar el modelo matemático presentado recientemente por Nasrabadi y Finn (2014), basado en un enfoque corregido de la metodología  $\varepsilon$ -NTU y capaz de tener en cuenta la variación del flujo másico de agua debida a la evaporación, así como del calor específico del aire húmedo (asumido constante en los enfoques tradicionales). Además, dicho modelo ha sido validado satisfactoriamente tanto para condiciones de disipación de alta temperatura como para condiciones de disipación a temperaturas moderadas en el rango de aplicación de sistemas radiantes.

### Selección de torres de enfriamiento

A efectos de dimensionado y selección de una torre de enfriamiento, a partir de la ecuación de Merkel (Eq.II.17) se puede expresar la altura de torre necesaria como producto del número de unidades de transferencia (NTU) y una altura de la unidad de transferencia (HTU):

$$Z = \int_0^Z dz = \frac{m_w}{h_m a A_{fr}} \cdot \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{c_w dT_w}{(i_{sat} - i_a)} = \frac{L}{h_m a} \cdot \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{c_w dT_w}{(i_{sat} - i_a)} = HTU \cdot NTU \quad Eq. II. 21$$

El NTU depende únicamente de las condiciones del proceso y no del comportamiento propio de la torre. Es decir, el NTU asociado a un proceso concreto dado resulta ser el mismo independientemente de las características del relleno necesarias para hacer posible dicho proceso. Por el contrario, la altura de la unidad de transferencia HTU, varía para cada tipo de relleno y con las densidades de flujo másico de agua y aire procesados.

No obstante, otra forma más común de ver el problema de la selección de una torre de enfriamiento a partir de la misma ecuación de Merkel, se basa en diferenciar un NTU requerido por el proceso (término de la derecha en Eq.II.22) y un NTU disponible con la torre y las condiciones de flujos másicos de agua y aire escogidas (término de la izquierda en Eq.II.22)

$$NTU_{disp} = \frac{h_m a V}{m_w} = \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{c_w dT_w}{(i_{sat} - i_a)} = NTU_{req} \quad Eq. II. 22$$

El número de Merkel permite evaluar el NTU disponible para un determinado diseño de torre. Así, de acuerdo con [Nasrabadi y Finn 2014], distintos autores han utilizado este enfoque aportando correlaciones muy similares en función del ratio L/G, aplicables a torres industriales diseñadas para trabajar con valores de temperatura a la entrada/salida relativamente elevados (35°C/30°C). Sin embargo, a través del estudio específico de una torre de bajo acercamiento para disipación a temperaturas moderadas (20°C/14°C), Costelloe y Finn (2009) obtuvieron valores del NTU disponible ligeramente distintos a los proporcionados por la literatura anterior. La correlación obtenida resulta de interés para la aplicación concreta planteada en este trabajo (Eq.II.23)

$$NTU_{disp} = \frac{h_m a V}{m_w} = C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^n = 1.3 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0.77} \quad Eq. II. 23$$

Finalmente, cuando se va a efectuar el diseño de una torre se dispone de una información general de partida:

- Caudal másico de agua caliente que debe procesarse.
- Temperatura del agua caliente de entrada a la torre y temperatura hasta la cual debe enfriarse o salto térmico del proceso.
- Temperatura húmeda de diseño del aire ambiente.
- Altitud o emplazamiento de la torre, de forma que quede fijada la presión atmosférica del sistema aire seco – vapor de agua.

Asimismo, las incógnitas del problema son el caudal másico de aire, la entalpía del aire a la salida y el tipo, área transversal y la altura del relleno requerido o en definitiva, el modelo de torre a emplear.

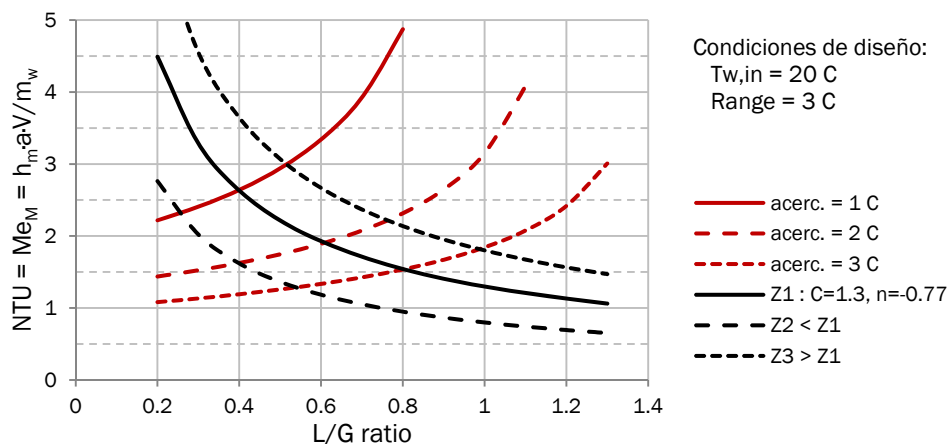


Figura II.21. Gráfico de selección de torres de enfriamiento teórico representando las curvas de NTU requerido (rojo) para distintos acercamientos y NTU disponible (negro) para distintas alturas de relleno Z.

El NTU requerido en unas determinadas condiciones de diseño es función de la relación de flujos másicos L/G y de la aproximación. Por otra parte, el NTU disponible por un determinado tipo de relleno es función del cociente L/G y de la altura de relleno Z colocada en la torre. En base a esto, se plantean unos gráficos de selección NTU vs. L/G (ver Figura II.21) en los que se representan las curvas de NTU requerido o 'tower demand' y las distintas curvas características para las distintas combinaciones de tipos y alturas de rellenos, 'tower characteristic'.

## II.4. REFERENCIAS

- [Ala-Juusela 2003] Mia Ala-Juusela. 2003. *Low exergy systems for heating and cooling of buildings. Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved comfort*. Guidebook to IEA ECBCS Annex 37. Finland.
- [ASHRAE 2000] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc. 2000. *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment*. Atlanta
- [Atlas Ceramics 2013] Atlas Ceramics. 2013. [sitio web], *The Pros and Cons of Underfloor Heating*. (Consulta: 24-noviembre-2014) Disponible en: [http://www.atlasceramics.co.uk/blog/view\\_post.asp?id=23](http://www.atlasceramics.co.uk/blog/view_post.asp?id=23)
- [Babiak et al. 2009] J. Babiak, B. W. Olesen, D. Petráš, 2009. *Low temperature heating and high temperature cooling*. Federation of European Heating, Ventilation and Air-conditioning Associations (REHVA). Guidebook No.7. Brussels. ISBN 2-9600468-6-2
- [Bean et al. 2010a] R. Bean, B. W. Olesen, K. W. Kim. 2010. *Part 1. History of radiant heating & cooling systems*. ASHRAE Journal, 52, no. 1, 40-47
- [Bean et al. 2010b] R. Bean, B. W. Olesen, K. W. Kim. 2010. *Part 2. History of radiant heating & cooling systems*. ASHRAE Journal, 52, no. 2, 50-55
- [Behne 1999] Martin Behne. 1999. *Indoor air quality in rooms with cooled ceilings. Mixing ventilation or rather displacement ventilation?* Energy and Buildings, 30, 155-166.
- [BlueSky 2015] BlueSky group. 'Touching the clouds as we go'. [sitio web], 2015. (Consulta: 28-abril-2015) Disponible en: <http://bluskygroup.com/tag/underfloor-heating/>
- [Causone et al. 2010] Francesco Causone, Fabio Baldin, Bjarne W. Olesen, Stefano P. Corgnati. 2010. *Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations*. Energy and Buildings, 42, 2338-2352
- [Costelloe y Finn 2003] B. Costelloe, D. Finn. 2003. *Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates*. Energy and Buildings, 35, 573-591

## Capítulo II: Sistemas de acondicionamiento por disipación radiante

- [Costelloe y Finn 2007] B. Costelloe, D. Finn. 2007. *Thermal effectiveness characteristics of low approach indirect evaporative cooling systems in buildings*. Energy and Buildings, 39, 1235–1243
- [Costelloe y Finn 2009] B. Costelloe, D. Finn. 2009. *Heat transfer correlations for low approach evaporative cooling systems in buildings*. Applied Thermal Engineering, 29, 105–115
- [CEN EN1264 2008] European Committee for Standardization – CEN, 2008. EN 1264: Water based surface embedded heating and cooling systems. Brussels.
- [CEN EN15377 2005] European Committee for Standardization - CEN, 2005. EN 15377-1: Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 1: determination of the design heating and cooling capacity. Brussels.
- [Crawley et al. 2000] D. B. Crawley, L. K. Lawrie, C. O. Pedersen, F. C. Winkelmann. 2000. *Energy plus: energy simulation program*. ASHRAE Journal, 42 (4), 49-56.
- [DeWit y Wisse 2012] A. K. de Wit, C. J. Wisse. 2012. *Hydronic circuit topologies for thermally activated building systems – design questions and case study*. Energy and Buildings, 52, 56-67.
- [DIN 4715 1993] Deutsches Institut für Normung E.V. 2005. *Cooling surfaces for rooms; part 1: measuring of the performance with free flow*. (German National Standard DIN 4715-1 )
- [España 2003] España. 2003. REAL DECRETO 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. BOE núm. 171, 18 de julio de 2003, 28055-28069
- [Facção y Oliveira 2000] Jorge Facção, Armando C. Oliveira. 2000. *Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings*. Applied Thermal Engineering, 20, 1225-1236
- [Fanger 1972] P. O. Fanger, 1972. *Thermal Comfort. Analysis and applications in environmental engineering*. McGraw-Hill Book Company. United States. ISBN 0-07-019915-9
- [Feng et al. 2015] Jingjuan (Dove) Feng, Frank Chuang, Francesco Borrelli, Fred Bauman. 2015. *Model predictive control of radiant slab systems with evaporative cooling sources*. Energy and Buildings, 87, 199–210.
- [Feng y Bauman 2013] J. Feng, F. Bauman. 2013. *Evaluation of cooling performance of thermally activated building system with evaporative cooling source for typical United States climates*. Center for the Built Environment. UC Berkeley publishing services (eScholarship).
- [Feustel y Stetiu 1995] H. E. Feustel, C. Stetiu. 1995. Hydronic radiant cooling - preliminary assessment. Energy and Buildings, 22, 193-205.
- [Fonseca et al. 2010] Néstor Fonseca, Stephane Bertagnolio, Cristian Cuevas. 2010. Radiant ceiling systems coupled to its environment part 2: Dynamic modeling and validation. Applied Thermal Engineering, 30, 2196-2203.
- [Güntensperger et al. 2005] W. Güntensperger, M. Gwerder, A. Haas, B. Lehmann, F. Renggli, J. Tödtli. 2005. *Control of Concrete Core Conditioning systems*. 8th REHVA World Congress for Building Technologies, CLIMA 2005, Lausanne.
- [Gwerder et al. 2008] M. Gwerder, B. Lehmann, J. Todtli, V. Dorer, F. Renggli. 2008. *Control of thermally-activated building systems (TABS)*. Applied Energy, 85, 565-581.
- [Gwerder et al. 2009] M. Gwerder, J. Tödtli, B. Lehmann, V. Dorer, W. Güntensperger, F. Renggli. 2009. *Control of thermally activated building systems (TABS) in intermittent operation with pulse width modulation*. Applied Energy 86, 1606-1616.
- [GEOTABS 2013] GeoTABS, 2013. *GEOTABS Final report*. EU-project. ERA-net program. Coordination: J. Hoogmartens y L. Helsen. Disponible en: <http://www.geotabs.eu/>
- [Imanari et al. 1999] Takehito Imanari, Toshiaki Omori, Kazuaki Bogaki. 1999. *Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system*. Energy and Buildings, 30, 167–175.
- [Incropera y DeWitt 1999] F.P. Incropera, D.P. DeWitt. 1999. *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4ª ed, Pearson, Prentice-Hall.
- [ISO 11855 2012] International Organization for Standardization, 2012. ISO 11855:2012 *Building environment design – Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems*.

## Capítulo II: Sistemas de acondicionamiento por disipación radiante

- [Jaber y Webb 1989] H. Jaber, R. L. Webb. 1989. *Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method*. ASME Journal of Heat Transfer, 111, 837-843.
- [Jeong et al. 2003] J. W. Jeong, S. A. Mumma, W. P. Bahnfleth. 2003. *Energy conservation benefits of a dedicated outdoor air system with parallel sensible cooling by ceiling radiant panels*. ASHRAE Transactions, 109 (2), 627-636.
- [Jeong y Mumma 2004] Jae-Weon Jeong, Stanley A. Mumma. 2004. *Simplified cooling capacity estimation model for top insulated metal ceiling radiant cooling panels*. Applied Thermal Engineering, 24, 2055-2072.
- [Jeong y Mumma 2007] Jae-Wong Jeong, Stanley A. Mumma. 2007. *Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel*. Building and Environment, 42, 3176-3185.
- [Kalz 2009] Doreen Kalz, 2009. PhD Thesis. *Heating and cooling concepts employing environmental energy and thermo-active building systems for low-energy buildings*. Universität Karlsruhe. Fakultät für Architektur.
- [Karmann et al. 2014] C. Karmann, S. Schiavon, F. Bauman. 2014. *Online map of buildings using radiant technologies*. Proceedings of Indoor Air 2014. (Mapa disponible en: <http://bit.ly/RadiantBuildingsCBE>)
- [Kilkis et al. 1994] Í. B. Kilkis, S. S. Sager, M. Uludag. 1994. *A simplified model for radiant heating and cooling panels*. Simulation Practice and Theory, 2, 61-76.
- [Kleblawi et al. 2009] A. Keblawi, N. Ghaddar, K. Ghali, L. Jensen. 2009. *Chilled ceiling displacement ventilation design charts correlations to employ in optimized system operation for feasible load ranges*. Energy and Buildings, 41, 1155-1164.
- [Klein et al. 2010] Klein, S., Beckman, W., Mitchell, J. 2010. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison (USA) <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- [Kloppers y Kröger 2005a] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. 2005. *A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers*. International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 765-777
- [Kloppers y Kröger 2005b] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. 2005. *Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 127,1-7
- [Kloppers y Kröger 2005c] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. 2005. *The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers*. International Journal of Thermal Sciences, 44, 879-884
- [Kolarik 2006] J. Kolarik. [Slides material], 2006. *Thermal mass activation – state of the art and perspectives*. International Centre for Indoor Environment and Energy. 4th Annex 44 Forum, Torino (Italy)
- [Kolarik et al. 2011] J. Kolarik. 2011. *Simulation of energy use, human thermal comfort and office work performance in buildings with moderately drifting operative temperatures*. Energy and Buildings, 43 (11), 2988-2997.
- [Koschenz y Dorer 1999] Markus Koschenz, Viktor Dorer. 1999. *Interaction of an air system with concrete core conditioning*. Energy and Buildings, 30, 139-145.
- [Koschenz y Lehmann 2004] M. Koschenz, B. Lehmann. 2004. *Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings*. Energy and Buildings, 36 (6), 567-578.
- [Kreith y Bohn 2002] F. Kreith, M.S. Bohn. 2002. *Principios de Transferencia de Calor*. 6ª ed. Thomson.
- [Kyasol 2014] Kyasol. Green Building Solutions, [sitio web], 2014. (Consulta: 21-noviembre-2014) Disponible en: <http://www.kyasol.co.za/revamp/>
- [Laouadi 2004] Abdelaziz Laouadi, *Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software*. Building and Environment, 39, 421-431.
- [Lehmann et al. 2007] Beat Lehmann, Viktor Dorer, Markus Koschenz. 2007. *Application range of thermally activated building systems tabs*. Energy and Buildings, 39, 593-598.
- [Lehmann et al. 2011] B. Lehmann, V. Dorer, M. Gwerder, F. Renggli, J. Tödtli. 2011. *Thermally activated building systems (TABS): Energy efficiency as a function of control strategy, hydronic circuit topology and (cold) generation system*. Applied Energy, 88, 180-191.
- [Liu et al. 2011] Kuixing Liu, Zhe Tian, Cheng Zhang, Yan Ding, Weiliang. 2011. *Establishment and validation of modified star-type RC-network model for concrete core cooling slab*. Energy and Buildings, 43, 2378-2384.
- [Olesen 2011] B. W. Olesen, 2011. *Operation and control of thermally activated building systems (TABS)*. REHVA Journal, 48 (6), 24-29.



- [Olesen 2012] B. W. Olesen, 2012. *Using Building Mass To Heat and Cool*. ASHRAE Journal, 54 (2), 44-52
- [PEBBLE 2012] *Positive Energy Buildings Thru Better Control Decisions (PEBBLE)*. EU-project. 7<sup>th</sup> Framework Programme. [sitio web] (Consulta: 1-diciembre-2014). Disponible en: <http://www.pebble-fp7.eu/>
- [Pomianowski et al. 2012] M. Pomianowski, P. Heiselberg, R. L. Jensen. 2012. *Dynamic heat storage and cooling capacity of a concrete deck with PCM and thermally activated building system*. Energy and Buildings, 53, 96-107.
- [Ma et al. 2012] Zhenjun Ma, Paul Cooper, Daniel Daly, Laia Ledo. 2012. *Existing building retrofits: Methodology and state-of-the-art*. Energy and Buildings, 55, 889-902.
- [Meierhans 1993] R. A. Meierhans. 1993. *Slab cooling and earth coupling*. ASHRAE Transactions, 99 (2), 511-518.
- [Merkel 1925] F. Merkel, 1925. *Verdunstungskühlung*. VDI-Zeitschrift, 70 (4), 123-128.
- [Miranda y Rufes 1997] A.L. Miranda Barreras, P. Rufes Martínez. 1997. *Torres de refrigeración*. Monografías de climatización y ahorro energético. Ediciones Ceac. Barcelona.
- [Mumma 2001a] S. A. Mumma. 2001. *Ceiling panel cooling systems*. ASHRAE Journal, 43, no. 11, 28-32.
- [Mumma 2001b] S. A. Mumma. 2001. *Condensation Issues with Radiant Cooling Panels*. IAQ Applications/Fall 2001, 16-18.
- [Nasrabadi y Finn 2014] M. Nasrabadi, D. Finn. 2014. *Mathematical modeling of a low temperature low approach direct cooling tower for the provision of high temperature chilled water for conditioning of building spaces*. Applied Thermal Engineering, 64, 273-282
- [Niu et al. 1995] J. Niu, J.v.d. Kooi, H.v.d. Ree. 1995. *Energy savings possibilities with cooled ceiling systems*. Energy and Buildings, 23, 147-158
- [Novoselac y Srebric 2002] Atila Novoselac, Jelena Srebric. 2002. *A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems*. Energy and Buildings, 34, 497-509.
- [Picardo y Variyar 2012] J.R. Picardo, J.E. Variyar. 2012. *The Merkel equation revisited: A novel method to compute the packed height of a cooling tower*. Energy Conversion and Management, 57, 167-172
- [Poppe y Rögenger 1991] M. Poppe, H. Rögenger. 1991. *Berechnung von Rückkühlwerken*. VDI Wärmeatlas, Mi1-Mi15.
- [Privara et al. 2011] S. Privara, J. Siroky, L. Ferkl, J. Cigler. 2011. *Model predictive control of a building heating system: The first experience*. Energy and Buildings, 43, 564-572
- [Rey y Velasco 2008] F.J. Rey Martínez, E. Velasco Gómez. 2008. *DTIE. 9.04. Sistemas de suelo radiante*. Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). Madrid. ISBN: 9788495010230
- [Rijksen et al. 2010] D.O. Rijksen, C.J. Wisse, A.W.M. van Schijndel. 2010. *Reducing peak requirements for cooling by using thermally activated building systems*. Energy and Buildings, 42, 298-304.
- [Rubio-Castro et al. 2011] E. Rubio-Castro, M. Serna-González, J. M. Ponce-Ortega and A. Jiménez Gutiérrez. 2011. *Optimal design of cooling towers*. Heat and Mass Transfer - Modeling and Simulation, InTech.
- [S&P Coil 2014] S&P Coil Products Limited. [sitio web], 2014. (Consulta: 17-noviembre-2014) Disponible en: <http://www.spc coils.co.uk>
- [Saelens et al. 2011] Dirk Saelens, Wout Parys, Ruben Baetens. 2011. *Energy and comfort performance of thermally activated building systems including occupant behavior*. Building and Environment, 46, 835-848.
- [Sourbron 2012] Maarten Sourbron, 2012. PhD Thesis. *Dynamic thermal behaviour of buildings with concrete core activation*. Katholieke Universiteit Leuven. Faculty of Engineering. ISBN 978-94-6018-572-4
- [Sourbron et al. 2007] M. Sourbron, R. De Herdt, T. Van Reet, W. Van Passel, M. Baelmans, L. Helsen. 2007. *Thermally activated building systems (TABS): current practice*. In: Proceedings of the Passive House Symposium, 303-310.
- [Sourbron et al. 2009a] M. Sourbron, R. De Herdt, T. Van Reet, W. Van Passel, M. Baelmans, L. Helsen. 2009. *Efficiently produced heat and cold is squandered by inappropriate control strategies: A case study*. Energy and Buildings, 41, 1091-1098.
- [Sourbron et al. 2009b] M. Sourbron, M. Baelmans, L. Helsen. 2009. *Thermal response of thermally activated building systems (TABS) in office buildings*. In: Proceedings of EFFSTOCK, Stockholm, Sweden, 57-64.

- [Sourbron y Helsen 2010] M. Sourbron, L. Helsen, 2010. *Thermally activated building systems in office buildings: impact of control strategy on energy performance and thermal comfort*. In: Proceedings of the 8th international conference on system simulation in buildings, Liège, Belgium, P160, 19.
- [Stetiu 1999] C. Stetiu, *Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings*. Energy and Buildings, 30, 127-138.
- [Strand 1995] R. K. Strand. 1995. *Heat Source Transfer Functions and Their Application to Low Temperature Radiant Heating Systems*. Ph.D. Thesis. Building Systems Laboratory, University of Illinois Urbana Champaign.
- [Strand y Pedersen 2002] R. K. Strand, C. O. Pedersen. 2002. *Modeling Radiant Systems in an Integrated Heat Balance Based Energy Simulation Program*. ASHRAE Transactions, 108 (2), 979–988.
- [TROX 2014] TROX® Technik. [sitio web], 2014. (Consulta: 21-noviembre-2014) Disponible en: [http://web.trox.de/en/products/air\\_water\\_systems/index.html](http://web.trox.de/en/products/air_water_systems/index.html)
- [Uponor 2011] Uponor. 2011. *Complete Design Assistance Manual (CDAM)*. 7<sup>th</sup> edition. USA.
- [Uponor 2014] Uponor. [sitio web], 2014. (Consulta: 21-noviembre-2014) Disponible en: <https://www.uponor.de>
- [Weber et al. 2005] T. Weber, G. Johannesson, M. Koschenz, B. Lehmann, T. Baumgartner. 2005. *Validation of a FEM-program (frequency-domain) and a simplified RC-model (time-domain) for thermally activated building component systems (TABS) using measurement data*. Energy and Buildings, 37, 707-724.
- [Weber y Johannesson 2005] T. Weber, G. Johannesson. 2005. *An optimized RC-network for thermally activated building components*. Building and Environment, 40, 1-14.
- [Xu et al. 2010] Xinhua Xu, Shengwei Wang, Jinbo Wang, Fu Xiao. 2010. *Active pipe-embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: A review*. Energy and Buildings, 42, 1567-1581.
- [Záčková et al. 2014] Eva Záčková, Zdeněk Vaná, Jiří Cigler, 2014. *Towards the real-life implementation of MPC for an office building: Identification issues*. Applied Energy, 135, 53–62
- [Zhang et al. 2013] Lun Zhang, Xiao-Hua Liu, Yi Jiang. 2013. *Experimental evaluation of a suspended metal ceiling radiant panel with inclined fins*. Energy and Buildings, 62, 522–529
- [Zeiler y Boxem 2009] Wim Zeiler, Gert Boxem. 2009. *Effects of thermal activated building systems in schools on thermal comfort in winter*. Building and Environment, 44, 2308-2317.

# CAPÍTULO III:

## ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA RADIANTE DE PANELES DE TECHO EN CÁMARA CLIMÁTICA

III.1.	Introducción .....	94
III.2.	Descripción del dispositivo experimental.....	95
III.2.1.	Descripción de la instalación .....	95
III.2.2.	Medida, registro y procesado de datos .....	98
III.3.	Metodología .....	101
III.3.1.	Análisis previo de parámetros de influencia .....	101
III.3.2.	Diseño de experimentos.....	102
III.3.3.	Determinación de parámetros. Método. ....	105
III.4.	Resultados y discusión.....	107
III.4.1.	Análisis en modo refrigeración.....	107
III.4.2.	Análisis en modo calefacción.....	119
III.5.	Conclusiones.....	125
III.6.	Referencias.....	126



## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura III.1.- Vista general de la sala climática de ensayos.....	95
Figura III.2.- Esquema del circuito hidráulico y vista de los componentes principales de la instalación experimental para el análisis del sistema en 'modo refrigeración' .....	96
Figura III.3.- Configuración hidráulica de los emparrillados de tubo (a) y vista de detalle del contacto entre los tubos y las planchas de aluminio y de la colocación del aislante superior (b).....	97
Figura III.4.- Máquina frigorífica (a) y resistencia eléctrica (b) empleadas para la generación de frío y calor respectivamente. ....	98
Figura III.5: Circuito eléctrico montado para la operación del controlador.....	98
Figura III.6.- Sondas Pt100 empleadas en la instalación: a) película fina ( <i>thin-film</i> ), y b) tipo cerámico. ....	98
Figura III.7.- Esquema de la distribución de las sondas de temperatura sobre la superficie de intercambio de los paneles radiantes.....	99
Figura III.8.- Diferentes vistas de la instalación de sondas Pt100 para la medida de la estratificación vertical de la temperatura del aire.....	99
Figura III.9.- Horno de calibración de temperatura 'FLUKE 9103' (a), adquisidor de datos 'Agilent 34972A' (b) y equipo de medida de confort térmico 'VIVO System' (c).....	100
Figura III.10.- Potencia de enfriamiento total del sistema de paneles radiantes.....	108
Figura III.11.- Componente convectiva (a) y componente radiante (b) de la potencia de enfriamiento del sistema de paneles radiantes.....	109
Figura III.12.- Coeficientes de película para los ensayos del primer estudio en 'modo refrigeración'.....	110
Figura III.13.- Perfiles verticales de temperatura en los distintos ensayos. Estudio A.....	112
Figura III.14.- Análisis gráfico de resultados de la potencia total de enfriamiento para el 'Estudio B'.....	115
Figura III.14.- (cont.) Análisis gráfico de resultados de la potencia total de enfriamiento para el 'Estudio B' .....	116
Figura III.15.- Coeficientes de transferencia de calor convectivos (Estudio B) .....	117
Figura III.16.- Coeficientes de transferencia de calor radiantes (Estudio B) (a) y error relativo en su cálculo a partir de la Eq. III.12 ( $j_{Fes} - j = 0.941$ ) (b).....	118
Figura III.17.- Correlaciones entre la densidad de flujo de calor total y ( $T_s - T_{w,prom}$ ) derivadas del 'Estudio B' ....	118
Figura III.18.- Curva característica de calefacción del sistema de paneles $q_{tot}$ vs. ( $T_s - T_{ref}$ ) (a) y relación entre la temperatura operativa y la temperatura de referencia para las condiciones de ensayo de este estudio (b).....	121
Figura III.19.- Coeficientes de película derivados del estudio en 'modo calefacción': a) radiantes y b) convectivos .....	121
Figura III.20.- Correlaciones entre densidad de flujo de calor total y ( $T_{w,prom} - T_s$ ) derivadas del estudio en 'modo calefacción' .....	122
Figura III.21.- Valores de PPD para índices de vestimenta típicamente neutros ( $clo = 0.8$ ) y de invierno ( $clo = 1$ ) correspondientes a los ensayos del estudio en 'modo calefacción'.....	123
Figura III.22.- Perfiles verticales de temperatura en los distintos ensayos en 'modo calefacción': a) $m = 3$ kg/min y b) $m = 5$ kg/min.....	124

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla III.1. Condiciones ensayadas en el estudio primero en régimen de refrigeración .....	103
Tabla III.2. Condiciones ensayadas en el estudio segundo en régimen de refrigeración.....	104

### Capítulo III: Análisis experimental de un sistema radiante de paneles de techo en cámara climática

Tabla III.3. Condiciones ensayadas en el estudio en régimen de calefacción .....	104
Tabla III.4. Factores de forma radiantes empleados para el cálculo de AUST .....	106
Tabla III.5. Principales parámetros determinados en los ensayos del 'Estudio A' .....	108
Tabla III.6. Comparación de los coeficientes de película determinados en este trabajo y los valores recogidos de la literatura de referencia.....	110
Tabla III.7. Variables de confort térmico determinadas durante 9 ensayos del 'Estudio A' .....	111
Tabla III.8. Principales parámetros determinados en los ensayos del 'Estudio B' .....	113
Tabla III.8. (cont.) Principales parámetros determinados en los ensayos del 'Estudio B' .....	114
Tabla III.9. Contribución porcentual de cada factor a la varianza de los parámetros del 'Estudio B' .....	114
Tabla III.10. Principales parámetros determinados en los ensayos del estudio en 'modo calefacción' .....	119
Tabla III.11. Contribución porcentual de cada factor a la varianza de los parámetros del estudio en 'modo calefacción' .....	120
Tabla III.12. Variables de confort térmico determinadas durante los ensayos del estudio en 'modo calefacción'	123

# CHAPTER III: EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A RADIANT CEILING PANEL SYSTEM IN A CLIMATE TEST ROOM

## ABSTRACT

The development of models for the design and dimensioning processes of heating and cooling radiant systems requires establishing a previous solid base of knowledge founded on experimental information about their thermal behaviour. Whichever the type of radiant system is considered, the study of the heat transfer process between radiant surface and its environment can provide this kind of fundamental data. Currently, there are some ambiguous aspects on the proposed estimation procedures of the thermal power of such systems, which are pretended to be explained in the following.

To this end, this chapter describes the laboratory set-up developed to conduct the experimental tests on a ceiling radiant panel system. Also, the measurement and data logging equipment as well as the methods being used in these experimental analyses are presented in depth. In this sense, two designs of experiments were conducted to characterize the cooling operation and another one evaluated the heating mode. All of them were proposed as full factorial designs, considering three main influential factors: the circulating water mass flow rate, the supply water temperature and the indoor air temperature setpoint.

Provided results mainly focused on the thermal power (total, radiant and convective components) as well as on the heat transfer coefficients. Nevertheless, in order to provide an added value to the obtained energy performance, also thermal comfort parameters were conveniently measured or calculated. They proved realistic operation conditions and, in the main, revealed adequate quality levels of the thermal environment.

## III.1. INTRODUCCIÓN

Independientemente de las diferencias existentes entre las distintas tipologías de sistemas radiantes descritas en el capítulo anterior, la transferencia de calor entre la superficie del sistema y su entorno ha de estar sujeta a los mismos fenómenos físicos en cualquiera de los casos. En todos ellos se dispondrá de una determinada capacidad de calefacción o refrigeración en función de la temperatura superficial y las características del ambiente interior con el que interacciona. De acuerdo con esto y según el estándar europeo [CEN EN15377 2005], es posible establecer una curva característica de comportamiento fundamental como paso previo a la fase de diseño y dimensionado. Dicha curva resulta independiente de la tipología del sistema y es, por tanto, aplicable a cualquier superficie. Posteriormente, la potencia de intercambio, calculada a través de esta relación general, puede ser empleada para determinar el resto de parámetros de interés de cara al diseño y operación de cada sistema particular (por ejemplo, la profundidad a la que se sitúa la capa activa en un TABS, el paso de tubo, la temperatura de impulsión requerida, etc.).

Tal como ya se ha descrito, estas curvas de comportamiento están dadas en base a correlaciones entre la potencia de intercambio térmico y la diferencia entre la temperatura media superficial y la temperatura operativa del ambiente interior. La expresión concreta de algunas de las propuestas más extendidas se muestra en el capítulo anterior (expresiones Eq.II.8a - II.8d). En el mismo sentido, otras relaciones parecidas pueden derivarse de investigaciones previas enfocadas a determinar la capacidad de disipación de sistemas radiantes. Causone et al. (2009) evaluaron de forma experimental los coeficientes radiante, convectivo y total en condiciones típicas de ocupación en edificios residenciales y de oficinas. En su planteamiento, también emplearon la temperatura operativa como variable de referencia. Por su parte, Kadarağ (2009) propuso expresiones generales para obtener los coeficientes convectivo y total a partir de la temperatura del aire. Del mismo modo, ASHRAE (2009) proporciona una serie de ecuaciones y gráficos para estimar la potencia de disipación a partir de la temperatura superficial del sistema y las condiciones interiores.

Sin embargo, la mayoría de los trabajos previos de otros autores está enfocada a desarrollar modelos prácticos para estimar la capacidad de disipación de tipologías particulares de sistemas radiantes, directamente a partir de las condiciones de temperatura de impulsión del fluido. Este es el caso, por ejemplo, de la investigación llevada a cabo por Antonopoulos et al. (2001), así como de la metodología de cálculo simplificada desarrollada por Okamoto et al. (2001). Igualmente, Jeong y Mumma (2003 y 2007), presentaron un completo modelo de estimación y evaluaron con él la influencia de distintos parámetros de diseño sobre la capacidad de disipación de un determinado sistema. En su análisis incluyeron además los efectos de la mejora del comportamiento del panel bajo condiciones de convección mixta.

En cualquier caso, se pueden encontrar escasos trabajos publicados con el objetivo de determinar la curva característica general dada a partir de la temperatura superficial. Además, los pocos que existen no coinciden ni en la expresión formal, ni en las variables implicadas en este tipo de correlación. Por ello, el contenido de este capítulo tiene como objetivo primordial proporcionar información experimental más detallada que contribuya a un mejor entendimiento de los fenómenos de transferencia de calor en sistemas radiantes, así como a clarificar algunos conceptos ambiguos asociados a la estimación de la capacidad de disipación térmica de estos sistemas. De esta forma, se establecerá una base sólida para cualquier estudio desarrollado posteriormente en este trabajo de tesis, en tanto que los mecanismos descritos en este capítulo son comunes a cualquier tipología de sistema analizada.

Con este objetivo, se describe la composición y montaje de la instalación de laboratorio que fue dispuesta para el ensayo experimental de un sistema de paneles radiantes de techo. Seguidamente



se presenta la metodología experimental llevada a cabo, así como el análisis y discusión de los resultados obtenidos bajo distintas condiciones de ensayo.

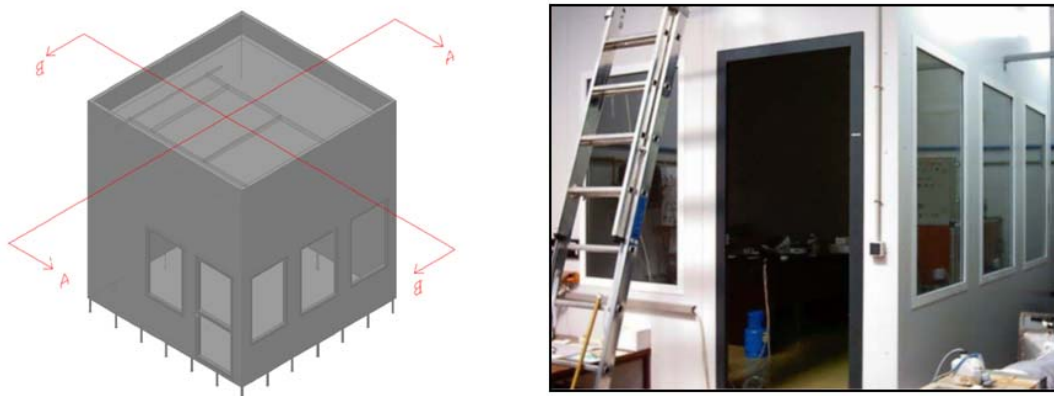
Finalmente, cabe destacar que el presente capítulo pretende cubrir, además, otros objetivos secundarios. Por tanto, se proporcionará información, no sólo relativa al comportamiento energético del sistema en términos de capacidad de disipación, sino también a algunos de los diversos parámetros de confort térmico asociados a su operación. La investigación se centrará en el estudio del ‘modo refrigeración’ por ser el más interesante desde el punto de vista de un sistema de techo. Sin embargo, se aportarán también resultados del ‘modo calefacción’.

## III.2. DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

### III.2.1. Descripción de la instalación

#### *Sala climática de ensayos*

Todos los ensayos realizados sobre el sistema de techo radiante fueron llevados a cabo en la cámara climática de ensayos que se muestra en la Figura III.1. Dicha sala se ubica en el Laboratorio de Calor y Frío Industrial de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. Se encuentra situada, por tanto, en un espacio más grande con condiciones de temperatura estables pero no controladas. La sala se caracteriza por una planta de 12.96 m<sup>2</sup> (3.60 m x 3.60 m) y una altura interna de 3.00 m.



**Figura III.1.- Vista general de la sala climática de ensayos.**

El suelo de la misma se encuentra elevado sobre el resto del recinto del laboratorio mediante una serie de soportes, y está constituido por 36 baldosas cuadradas de 33 mm de espesor. Su composición se basa en una capa interior de 2 mm de PVC, un panel de aglomerado de 30 mm de grosor y una capa exterior de chapa galvanizada de 1 mm.

Las paredes consisten en paneles sándwich formados por una capa central de 30 mm de material aislante – poliestireno extrusionado (XPS), y dos capas interior y exterior de chapa de acero de 0.6 mm de espesor. En dos de las orientaciones, tal como se aprecia en la Figura III.1, la cámara dispone en total de 4 ventanas y una puerta acristalada. Las dimensiones de las ventanas son 90 x 140 cm, mientras que la puerta tiene 82 x 204 cm. Los acristalamientos son modelo Cimalit de 14 mm de espesor (una cámara de aire central de 6 mm y dos cristales de 4 mm). La cubierta de la cámara se encuentra igualmente aislada con un espesor de 5 mm distribuidos en 1 mm de chapa perforada en la cara interior y 4 mm de fibra de vidrio por encima.

La iluminación de la cámara se realiza con cuatro luminarias empotradas en el techo de 18 W cada una. Para el ensayo de diferentes condiciones de ventilación, la cámara dispone de cuatro difusores rotacionales conectados en su parte posterior al plenum de conexión universal. No obstante, en los ensayos realizados no se emplea ni la iluminación ni la ventilación de la cámara por lo cual estas características no son relevantes para los casos concretos de estudio.

En cuanto al equipamiento, la cámara cuenta con una bomba de calor split aire-aire (*Ferrolli*, modelo *Diamond inverter 9000*) que emplea refrigerante R-410A y tiene una capacidad de calefacción efectiva de 2930 W. Una descripción más detallada de sus características, así como la de otros equipos utilizados en la parte experimental de este trabajo de tesis, puede encontrarse en el Anexo B. La máquina incluye un control interno que permite fijar la temperatura del aire en el interior de la sala de acuerdo a las condiciones requeridas en cada ensayo. Con el fin de evitar la influencia sobre los fenómenos de convección dentro de la sala provocados por una velocidad de impulsión muy elevada desde la unidad interior, se tomaron medidas específicas. En los ensayos del 'modo calefacción' (bomba de calor impulsando aire frío) dichos efectos se trataron de minimizar haciendo uso de un pequeño ventilador, tal como se describirá más adelante. Por su parte, para los ensayos principales del 'modo refrigeración' (bomba de calor impulsando aire caliente) se construyó un sencillo dispositivo a modo de caja con una abertura en su parte inferior, que fue colocado justo delante de la sección de impulsión de aire. De esta forma, el aire caliente se frena notablemente dentro de la caja y entra en la zona ocupada a una altura muy baja y con una velocidad muy pequeña. Por tanto, no se generan movimientos forzados de aire y se asegura el análisis del sistema bajo condiciones de convección natural.

### Circuito hidráulico

El montaje experimental para el ensayo del sistema de paneles radiantes se basa en el circuito hidráulico mostrado en la Figura III.2.

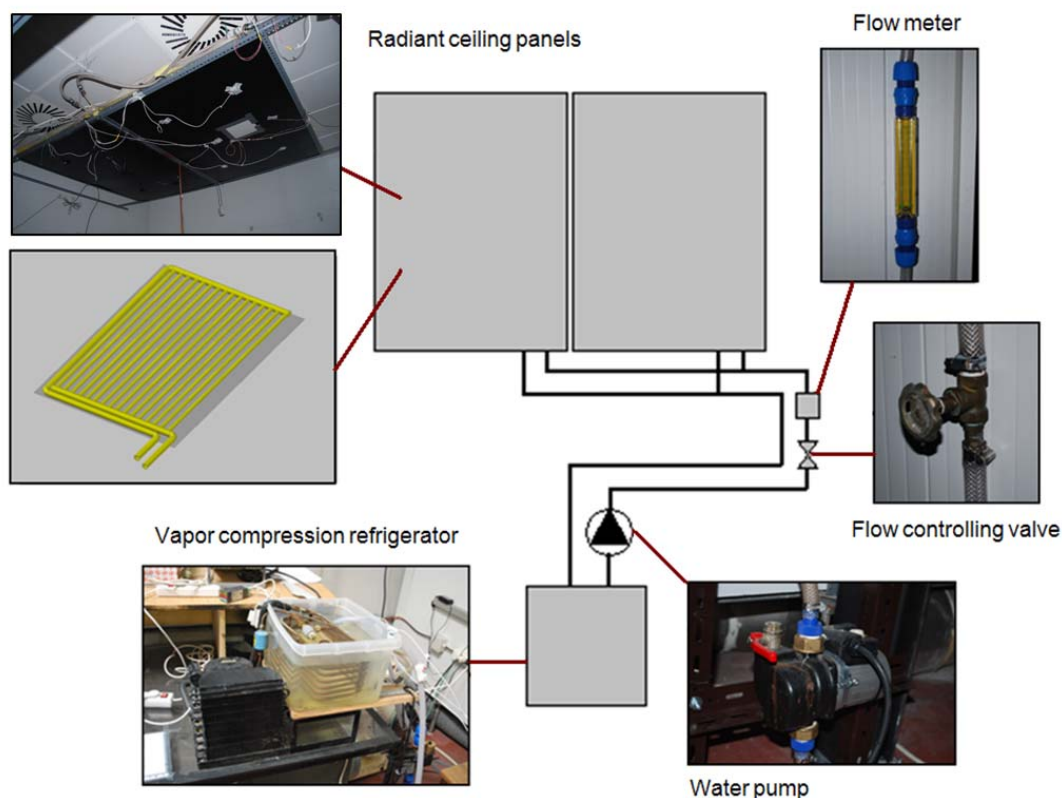
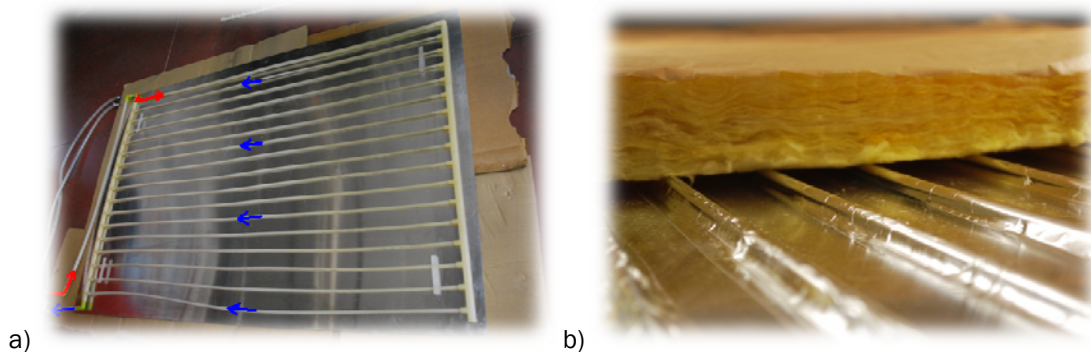


Figura III.2.- Esquema del circuito hidráulico y vista de los componentes principales de la instalación experimental para el análisis del sistema en 'modo refrigeración'

El sistema radiante propiamente dicho está formado por dos paneles de techo, que contienen las correspondientes mallas de tubo rígido de polietileno PE-RT 90 con conductos de 10 mm de diámetro exterior y un paso de tubo de 7 cm. Los paneles fueron instalados en una configuración en paralelo y alimentados directamente desde un pequeño depósito de agua a presión atmosférica. Cada malla de tubo por separado tiene una distribución geométrica tal, que garantiza su equilibrio hidráulico (ver Figura III.3a). Por su parte, el agua utilizada como fluido caloportador, es transportada a los paneles y devuelta al depósito a través de conductos flexibles de poliuretano reforzado de 16 mm de diámetro. Además, dos acoples hidráulicos en forma de T fueron montados a la entrada y salida de los paneles para hacer posible la configuración descrita.



**Figura III.3.- Configuración hidráulica de los emparrillados de tubo (a) y vista de detalle del contacto entre los tubos y las planchas de aluminio y de la colocación del aislante superior (b).**

La Figura III.2 muestra igualmente los principales componentes de la instalación. En el tramo de impulsión se montó una bomba hidráulica para impulsar el agua hacia los paneles. Se trata de una bomba centrífuga *Salmsom DYL50-15P-H* con tres posiciones de regulación con potencias de 49, 82 y 114 W respectivamente. Del mismo modo en un tramo vertical del conducto de impulsión se colocó un rotámetro y una válvula reguladora de caudal que permiten fijar la posición de esta para obtener en todo momento el valor de caudal de agua deseado. El rango de variación permitido abarca aproximadamente entre los 2 y los 8 kg/min.

### **Paneles radiantes de techo**

Cada uno de los dos paneles radiantes de techo que fueron montados en el interior de la cámara consisten en sendas planchas de aluminio de 1.26 m x 1.90 m, soportadas por una estructura horizontal metálica situada a 2.80 m de altura del suelo. Por tanto, el sistema cuenta con una superficie total de intercambio de 4.89 m<sup>2</sup>. Sobre los paneles se colocaron sendos emparrillados de tubo rígido por los cuales circula el agua. El contacto entre los tubos y las planchas de aluminio se asegura mediante la colocación de cinta adhesiva de aluminio, tal como muestra la vista de detalle de la Figura III.3b. Además, para reducir al máximo la transferencia de calor entre los tubos por los que circula el agua y el aire de la parte superior de la cámara, y asegurar así una óptima conducción entre los tubos y las planchas de aluminio, se colocó sobre estos una capa de aislante de fibra de vidrio de 5 cm de espesor.

Finalmente cabe señalar que la superficie de las láminas de aluminio en su estado original posee una emisividad muy baja por lo que reflejaría la mayor parte de la radiación que recibe. Debido a esto, la superficie inferior de los paneles fue pintada mediante un spray acrílico con el fin de aumentar su emisividad a valores en torno a 0.8 (habituales de los acabados de los materiales de construcción) e incrementar así el intercambio radiante con el entorno de la cámara. Este valor fue determinado por calibración de las mediciones realizadas con una cámara termográfica y las temperaturas registradas por las correspondientes sondas superficiales.

### Generación de calor y frío

Para la realización de los ensayos sobre el sistema radiante tanto en régimen de refrigeración como de calefacción son necesarios los correspondientes elementos generadores. En el caso del agua fría, esta se obtuvo a través de una máquina frigorífica de compresión mecánica cuyo evaporador está directamente sumergido en el depósito que abastece a los paneles (Figura III.4a). La temperatura de este baño en general fue regulada mediante un sistema externo formado por un controlador Desin BS-2100 (con función on/off para este caso concreto) y un contactor con la suficiente capacidad de corte que permite accionar o parar el compresor de la máquina frigorífica en función de una consigna dada.

Del mismo modo, el agua caliente se obtuvo mediante una resistencia eléctrica de 1 kW sumergida directamente en un depósito (Figura III.4b). Un sistema de control idéntico se utilizó para regular la temperatura del depósito en este caso, abriendo o cerrando el circuito eléctrico de la resistencia en función de la consigna. Dicho circuito eléctrico puede observarse en la Figura III.5.

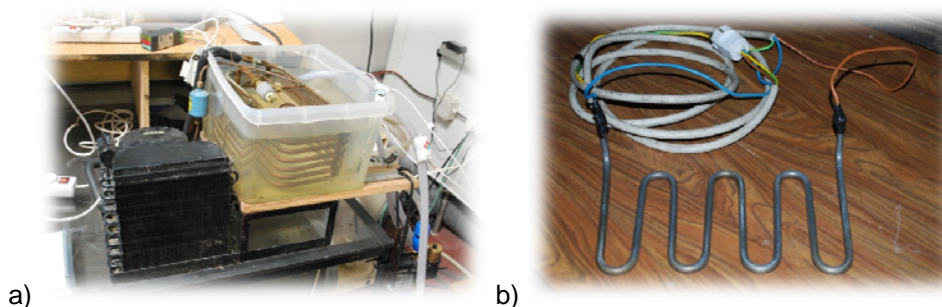


Figura III.4.- Máquina frigorífica (a) y resistencia eléctrica (b) empleadas para la generación de frío y calor respectivamente.

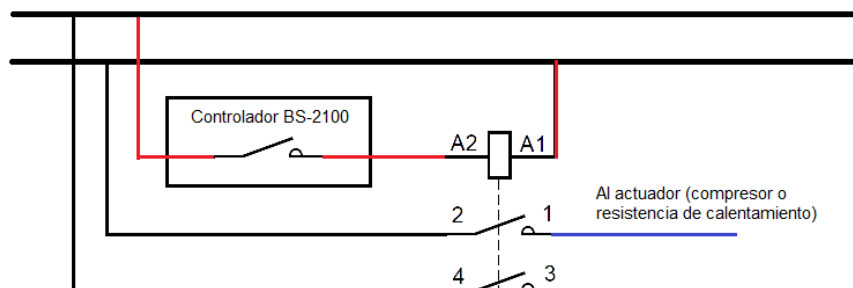


Figura III.5: Circuito eléctrico montado para la operación del controlador.

### III.2.2. Medida, registro y procesado de datos

El análisis experimental del sistema de paneles radiantes derivado de su ensayo en la cámara climática, se basa fundamentalmente en mediciones de temperatura en diversos puntos de la instalación. Para llevar a cabo estas medidas se emplearon termorresistencias Pt100, tanto de tipo cerámico como de película fina (ver Figura III.6). Dichos sensores fueron conectados al equipo de adquisición de datos mediante conexión a 4 hilos.

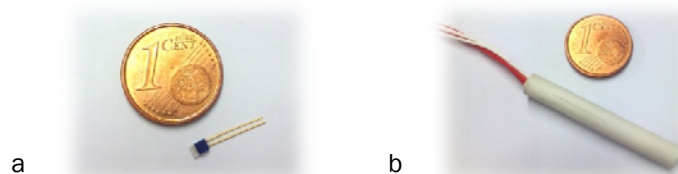
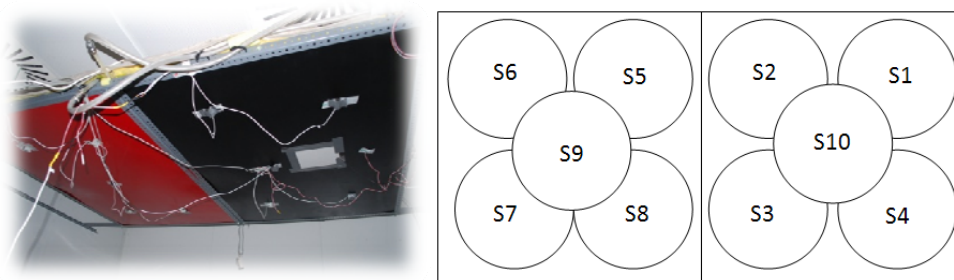


Figura III.6.- Sondas Pt100 empleadas en la instalación: a) película fina (*thin-film*), y b) tipo cerámico.

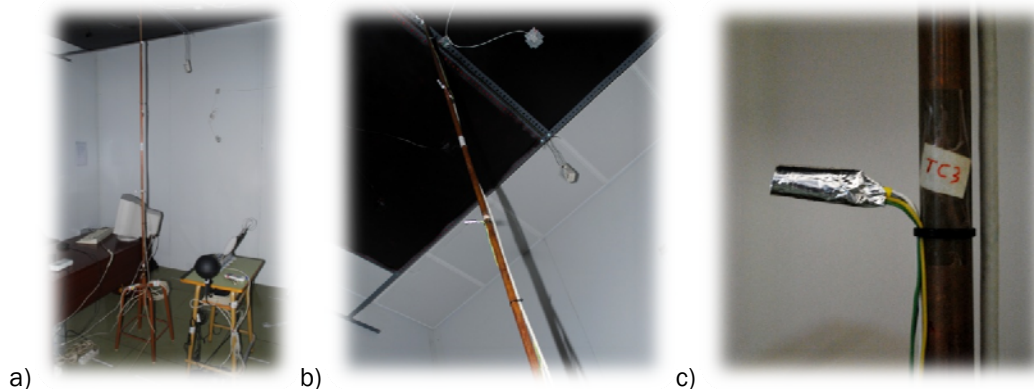
Ambos tipos de sondas se han utilizado en distintas partes de la instalación con diferentes funciones:

- Medida de la temperatura del aire: Se emplearon Pt100 con recubrimiento cerámico que demostraron un comportamiento más estable y preciso en medidas de temperaturas del aire tanto en el interior como en el exterior de la cámara
- Medida de la temperatura del agua en el depósito: Se utilizó una sonda de película delgada recubierta con una capa de material plástico directamente sumergida en el depósito.
- Medida de la temperatura del agua a la entrada y salida de los paneles: esta temperatura se determinó por contacto colocando dos sondas cerámicas y una de película delgada recubierta sobre la superficie exterior de las T's metálicas de entrada y salida a los paneles y recubiertas a su vez con una capa de aislante de unos 20 mm por la parte exterior, para evitar que quedaran en contacto con el aire del ambiente.
- Medida de temperaturas superficiales de techo, paredes y suelo: Se colocaron sondas de temperatura Pt100 de película fina directamente sobre las superficies a medir, situando una pequeña capa de aislante térmico sobre la cara opuesta de la sonda para eliminar la influencia de la temperatura del aire sobre las medidas. Cabe destacar que tal como se muestra en la representación esquemática de la Figura III.8, la superficie de los paneles de techo radiante fue monitorizada con 10 sondas de temperatura distribuidas uniformemente a lo largo de la misma.



**Figura III.7.- Esquema de la distribución de las sondas de temperatura sobre la superficie de intercambio de los paneles radiantes.**

- Medidas de estratificación vertical de temperatura: De cara a los análisis de variables de confort térmico, se montó un soporte de varilla de cobre que recorre la vertical de la sala climática hasta la altura del techo radiante, tal como se aprecia en la Figura III.8. Sobre él, se colocaron cuatro sondas de película fina a diferentes alturas. Además cabe destacar que estas sondas fueron rodeadas con un apantallamiento mediante cinta de aluminio adhesiva de forma que las medidas no estuvieran afectadas por la temperatura del entorno radiante.



**Figura III.8.- Diferentes vistas de la instalación de sondas Pt100 para la medida de la estratificación vertical de la temperatura del aire.**

Todas las sondas de temperatura Pt100 fueron convenientemente calibradas de forma previa a la realización del estudio, en un rango de temperaturas entre 0 y 40 °C con ayuda de un horno de calibración FLUKE 9103 (rango de calibración entre -25 y 140°C) utilizado como patrón primario. Este horno se muestra en la Figura III.9a. Todos los puntos de calibración controlados se ajustaron de forma muy satisfactoria a un comportamiento lineal ( $R^2 > 0,999$ ), justificándose de este modo la validez de las medidas de temperatura corregidas con las correspondientes rectas de calibración. Las rectas de calibración obtenidas para las distintas sondas se muestran en el Anexo B.



**Figura III.9.- Horno de calibración de temperatura 'FLUKE 9103' (a), adquisidor de datos 'Agilent 34972A' (b) y equipo de medida de confort térmico 'VIVO System' (c)**

Las medidas tomadas por los sensores de temperatura deben ser recogidas por medio del correspondiente sistema adquisición de datos (SAD). Este debe servir de interfaz entre el computador digital y el sistema físico, permitiendo capturar, acondicionar y procesar las señales eléctricas procedentes de diversos tipos de sensores (en este caso únicamente sondas Pt100). Las señales transformadas en valores numéricos posibilitan su representación gráfica, análisis e interpretación posterior. En el caso particular de este estudio se empleó un adquisidor 'Agilent 34972A' con capacidad para tres tarjetas electrónicas con 20 canales cada una (ver Figura III.9b). Los datos correspondientes a los distintos ensayos se guardaron en dispositivos de almacenamiento externo con conexión USB y todo el post-procesado de los valores registrados se realizó posteriormente en hojas de cálculo Excel.

Adicionalmente a los sensores de temperatura y los equipos mencionados para su calibración y registro de datos, durante todos los ensayos llevados a cabo se empleó un equipo específico para la medida de las condiciones de confort térmico en el centro de la cámara a una altura aproximada de 1.1 m. Este equipo incluye tres sondas (ver Figura III.9c) consistentes en:

- Un anemómetro omnidireccional que determina la velocidad del aire, la intensidad turbulenta e incluye una medida de la temperatura del aire.
- Una sonda de temperatura operativa que posee la forma ovalada precisa para reproducir los factores de intercambio radiante del cuerpo humano con las superficies de la sala que le rodean.
- Una sonda de humedad relativa que incluye igualmente otra medida adicional de la temperatura del aire.

A partir de los valores registrados por estas tres sondas, el software de tratamiento de datos que integra el propio equipo proporciona el cálculo de otras variables e índices de confort térmico de interés de acuerdo a los fundamentos descritos en el capítulo I. Estos parámetros son: índice de riesgo de desconfort por corrientes de aire (Draught Risk, DR), voto medio previsto (PMV) y porcentaje de personas insatisfechas (PPD). Debe señalarse que para el cálculo de estos valores, se asumió una actividad metabólica sedentaria de 1.2 met y un índice de vestimenta neutro igual a 0.8 clo.

## III.3.METODOLOGÍA

### III.3.1. Análisis previo de parámetros de influencia

En términos de energía, el parámetro más relevante para caracterizar el comportamiento de un sistema de paneles radiantes y, por ende, de cualquier superficie de disipación radiante, es la capacidad o potencia de intercambio total. Con el objetivo de extraer conclusiones significativas de cómo se ve afectada ante diversas condiciones de operación de un sistema de techo, existen una serie de variables que no pueden ser obviadas. Por ello, a continuación se presenta un análisis preliminar de los factores de influencia potenciales. De alguna forma, este análisis pretende servir de base conceptual de cara al planteamiento de un diseño de experimentos, la justificación de aplicabilidad del estudio derivado de él, y la posterior interpretación de resultados.

La potencia de disipación térmica de un sistema radiante es el resultado de la contribución simultánea de la transferencia de calor por radiación y convección desde la superficie del sistema hacia el ambiente térmico en el que se encuentra.

#### ***Transferencia de calor por radiación***

La componente radiante de la potencia térmica del sistema está afectada por las temperaturas de las superficies involucradas (tanto la de la propia superficie del sistema como la de su entorno radiante) y la emisividad de las mismas, de acuerdo con las leyes fundamentales de la radiación [Incropera y DeWitt 1999]. En la práctica, los valores de emisividad en el ámbito de aplicación aquí tratado se encuentran normalmente entre 0.8 y 0.95, correspondiendo a las características de los materiales de construcción típicos. Por tanto, su influencia apenas es significativa. No obstante, el pequeño efecto que pueden tener variaciones en estos valores puede ser considerado en valoraciones más detalladas, tal como se comenta al plantear una aproximación teórica del coeficiente de transferencia radiante en el análisis de resultados.

Por su parte, la temperatura del entorno radiante está asociada mayoritariamente a la temperatura superficial interna de las paredes del recinto (más allá de la afección que pueden tener las superficies de otros elementos como mobiliario, equipamiento, personas, etc.). Esta depende, a su vez, de las temperaturas del aire interior y exterior y de cómo la energía es transferida a través de las paredes, es decir, del aislamiento existente. Por otro lado, la radiación solar directa puede resultar especialmente relevante en casos en que existan importantes áreas acristaladas. Sin embargo, es de destacar que en los estudios experimentales llevados a cabo en este trabajo se cuenta con un recinto bien aislado, las diferencias de temperaturas entre el exterior y el interior no son, en general, muy importantes, y en ningún momento existe incidencia de la radiación solar directa.

Estas son condiciones representativas de zonas interiores de un edificio, en las que la temperatura del entorno radiante, a priori, estará altamente correlacionada con la temperatura seca del aire interior. Por tanto, los resultados obtenidos serán de aplicación fundamentalmente para dichas situaciones y no debe hacerse una extrapolación de los mismos para zonas periféricas, atendiendo a la influencia no considerada de las anteriores variables. En este sentido, sería de interés el desarrollo de futuras investigaciones para analizar en profundidad estos aspectos (especialmente la afección de la radiación solar sobre el rendimiento de los sistemas radiantes de techo y la manera de gestionarla).

#### ***Transferencia de calor por convección***

El intercambio convectivo desde la superficie radiante depende principalmente de la temperatura de dicha superficie y la temperatura del aire. Además, la velocidad del aire es otro parámetro clave que afecta directamente al coeficiente de transferencia convectivo. Si bien, los

sistemas radiantes de techo se disponen habitualmente en combinación con sistemas de ventilación por desplazamiento, reduciendo las corrientes de aire y mejorando las condiciones de confort térmico. Por tanto, los valores de velocidad del aire son muy bajos y se asume un régimen de convección natural en la mayoría de los casos. Las posibles mejoras en la capacidad de disipación asociadas a la consecución de condiciones de convección mixta o forzada no son, en todo caso, objeto de estudio de este trabajo. Otras referencias pueden consultarse en relación a esta línea de investigación [Jeong y Mumma 2003 y 2007].

Así, la temperatura superficial del sistema radiante ( $T_s$ ) está directamente involucrada tanto en el intercambio radiante como convectivo. Centrándose en el sistema de paneles analizado en este capítulo, a priori dicha temperatura depende de la temperatura del agua impulsada a los paneles, de la temperatura del aire del recinto, y de cómo se transfiere la energía a través de la configuración de los paneles. El flujo másico de agua, que afecta al intercambio de calor por convección en el interior de los tubos, es en principio, otra variable importante a tener en cuenta.

En resumen, de acuerdo con las consideraciones anteriores, la variación controlada dentro de un rango coherente, de tres factores fundamentales (temperatura del aire interior  $T_a$ , temperatura del agua  $T_w$ , y flujo másico de agua  $\dot{m}$ ), permitirá, a priori, caracterizar la transferencia de calor desde el agua fría/caliente hasta el ambiente térmico interior para el sistema de paneles radiantes. Por lo tanto, estas serán las variables primarias utilizadas como base en el diseño de experimentos descrito a continuación, así como en la determinación de la mayoría de magnitudes de interés presentadas en el análisis de resultados.

### III.3.2. Diseño de experimentos

La descripción de las condiciones ensayadas sobre el sistema de paneles radiantes está asociada a la consideración de los siguientes tres aspectos:

- Análisis teórico previo de las variables que afectan a la potencia de disipación. Este constituye la base del estudio, de acuerdo a lo presentado en la sección 3.1.
- Mejora progresiva en el manejo y aprovechamiento de la instalación, así como actualización del planteamiento de ensayos de acuerdo a los resultados obtenidos en fases anteriores. En este sentido, se presentarán las características de dos estudios diferenciados relativos al 'modo refrigeración' de los cuales se obtuvieron observaciones de interés. Omitir cualquiera de ellos supondría mostrar de forma incompleta el trabajo experimental realizado, así como algunas de las conclusiones derivadas de él. De aquí en adelante, para simplicidad en la presentación de características y resultados de cada uno de ellos se denominarán respectivamente 'Estudio A' al primero de ellos, y 'Estudio B' al segundo, realizado con posterioridad y con mayor experiencia en el uso de la instalación.
- Análisis de dos modos de operación. Ya se ha comentado que el mayor interés de los sistemas de techo está asociado a su operación en régimen de enfriamiento. Sin embargo, con el objetivo de completar el análisis y para finalizar el trabajo experimental descrito en este capítulo, se planteó un estudio adicional independiente en 'modo calefacción'. Su relevancia se justifica también en base al aprovechamiento de la misma instalación de disipación a lo largo de todo el año, tal como ocurre en el caso de un sistema de suelo radiante/refrescante.

Por otro lado, cabe mencionar que para el planteamiento de cada uno de los estudios se tomaron en consideración aspectos generales de la teoría del diseño de experimentos. En el Anexo C, se presenta una breve introducción de tales aspectos, que puede resultar de utilidad, pero que se ha creído oportuno no incluir aquí para no interrumpir la presente descripción metodológica.



### **Análisis del sistema en régimen de refrigeración. Estudio A.**

En primer lugar se planteó un programa experimental con 18 ensayos que comprenden un rango de operación del sistema lo suficientemente amplio para los objetivos planteados inicialmente. Se ensayaron nueve combinaciones diferentes de las consignas de la temperatura del aire de la sala y de la temperatura del agua del tanque que es impulsada a los paneles, y cada combinación fue repetida una vez. Para fijar los distintos niveles de cada uno de los dos factores ensayados, se emplearon consignas de 10, 14 y 17 °C en el controlador de la temperatura del tanque, y 23, 25 y 27 °C en el control interno de la bomba de calor aire-aire. De esta forma, se consiguió una importante variedad de diferencias de temperatura entre superficie y entorno (que determinan de algún modo la fuerza motora del intercambio térmico). En el apartado III.4 se ha utilizado un sencillo código de identificación para mostrar los resultados relativos a cada ensayo de acuerdo a la nomenclatura de la Tabla III.1. Por ejemplo, W1A2 corresponde a un ensayo realizado bajo consignas de 10 °C en la temperatura del tanque y 25 °C en la temperatura del aire interior.

**Tabla III.1. Condiciones ensayadas en el estudio primero en régimen de refrigeración**

Temperatura del agua del tanque (°C)	Temperatura del aire interior (°C)
W1 - 10	A1 - 23
W2 - 14	A2 - 25
W3 - 17	A3 - 27

Conviene resaltar que bajo todas las condiciones de ensayo se garantizó una adecuada calidad del ambiente térmico interior, pues no es el objeto del trabajo analizar el comportamiento del sistema en un rango de operación irreal, fuera de las condiciones habituales de confort en ambientes interiores. De hecho, se comprobó que los valores de las variables de confort térmico se mantuvieron en tales condiciones en niveles de PPD < 10 %, de acuerdo al estándar ISO7730 (2005).

En el análisis previo, se ha comentado la potencial influencia del caudal másico de agua como tercer factor o variable de control a tener en cuenta. Sin embargo, en el 'Estudio A' su influencia no se contempló, manteniendo su valor fijo en 3 kg/min (o en términos específicos 0.626 kg/(min·m<sup>2</sup>)). Como justificación inicial, sirva señalar que la resistencia térmica radiante-convectiva entre la superficie del panel y su entorno resulta a priori dominante sobre la resistencia térmica de conducción entre el agua y la superficie del sistema, de modo que el intercambio térmico no estará afectado de forma muy significativa por el caudal de agua. No obstante, este aspecto se discutirá y mostrará de forma más rigurosa a partir del análisis del 'Estudio B'. La elección de 3 kg/min es debida a dos consideraciones de tipo experimental. Por un lado, se vio que flujos másicos más bajos impedían conseguir una adecuada distribución del fluido y la correspondiente homogeneidad de temperaturas superficiales (a causa de pequeños desequilibrios hidráulicos en la instalación). Y por otro, asumir flujos másicos mayores implica directamente una pérdida de precisión en la medición de la energía intercambiada (al reducirse el salto térmico del agua en el sistema).

Por último, nótese que la duración media de cada uno de los ensayos fue aproximadamente de 4 horas, de forma que todas las variables de interés alcanzasen un régimen estacionario. Los resultados mostrados más adelante corresponden a valores medios tomados durante periodos de al menos 30 minutos una vez que tales condiciones estacionarias fueron observadas.

### **Análisis del sistema en régimen de refrigeración. Estudio B.**

Como ya se ha mencionado, a raíz de la experiencia adquirida con la realización del primer análisis, se decidió plantear un segundo estudio, en esencia similar, pero ligeramente más completo y ambicioso. Este se basó en la consideración de tres factores: temperatura seca del aire interior, temperatura del depósito de agua, y a mayores, flujo másico de agua circulante. Se ensayaron 2

réplicas de cada una de 12 combinaciones diferentes de los tres factores (24 ensayos en total). La Tabla III.2 muestra los niveles correspondientes a cada uno de los factores. Respecto a las características del 'Estudio A', aquí se modificó una de las consignas de la temperatura del agua para establecer niveles equidistantes entre sí y facilitar el análisis estadístico de los resultados obtenidos. Además, de acuerdo a la capacidad de control de la bomba de calor, se decidió considerar dos únicos niveles de temperatura del aire en torno a la zona de confort de verano y ligeramente más separados. Por último, se emplearon dos flujos máscicos de agua diferentes. 3 kg/min (0.626 kg/(min·m<sup>2</sup>)) de forma análoga a lo ya hecho en el 'Estudio A', y 5 kg/min (1.044 kg/(min·m<sup>2</sup>)), valor que aún permitía niveles de precisión admisibles.

**Tabla III.2. Condiciones ensayadas en el estudio segundo en régimen de refrigeración**

Flujo máscico de agua (kg/(min·m <sup>2</sup> ))	Temperatura del agua del tanque (°C)	Temperatura del aire interior (°C)
M1 - 0.626	W1 - 10	A1 - 22
M2 - 1.044	W2 - 14	A2 - 25
	W3 - 18	

Los mismos comentarios ya realizados relativos a la identificación de cada ensayo, así como a la garantía de los niveles de confort bajo las condiciones estudiadas, son de aplicación también aquí. Además, cabe mencionar que la duración media de cada uno de los tests consiguió reducirse a unas 3 horas, tomando periodos estacionarios de al menos 20 minutos para obtener los valores medios utilizados en el análisis de resultados.

### **Análisis del sistema en régimen de calefacción**

Como complemento al análisis principal del sistema radiante por techo para aplicaciones de enfriamiento, decidió observarse en último lugar su comportamiento en la cesión de calor. Para ello, se propuso un diseño de experimentos con una filosofía muy similar a los descritos anteriormente. Se consideraron las mismas variables de control o factores. Si bien, la principal diferencia reside en los niveles incluidos de cada uno de ellos en base al interés para aplicaciones concretas de calefacción. La Tabla III.3 muestra las correspondientes condiciones de ensayo.

**Tabla III.3. Condiciones ensayadas en el estudio en régimen de calefacción**

Flujo máscico de agua (kg/(min·m <sup>2</sup> ))	Temperatura del agua del tanque (°C)	Temperatura del aire interior (°C)
	W1 - 30	
M1 - 0.626	W2 - 35	A1 - 19
M2 - 1.044	W3 - 40	A2 - 21
	W4 - 45	A3 - 23

Se mantuvieron los dos mismos niveles del flujo máscico de agua, que en estudios anteriores demostraron guardar un equilibrio entre homogeneidad de temperaturas superficiales y precisión de las medidas. Además, se estudiaron tres consignas de la temperatura del aire de la sala más bajas, cercanas a priori a las condiciones de confort para invierno. Por su parte, se ensayaron cuatro niveles de temperatura del agua del tanque moderadamente calientes, de acuerdo a la práctica habitual en otros tipos de sistemas de calefacción radiante. En total, se hicieron 24 ensayos, correspondientes a las 24 combinaciones posibles de los factores y sus niveles, ya que en esta ocasión no se realizó una segunda réplica.

Las mismas observaciones realizadas en el ‘Estudio B’ en régimen de frío relativas a la duración de los tests son aplicables aquí también. Sin embargo, la garantía de las condiciones de confort en todos los ensayos no se cumple de forma tan estricta aquí, tal como se mostrará en el análisis de resultados. La ausencia de ensayos de prueba para tener una idea previa del comportamiento aproximado de la instalación hizo plantear unos niveles de los factores un tanto conservadores ampliando el rango de estudio. Posteriormente, se vio que algunos de esos ensayos caían en condiciones fuera de las categorías de confort recomendadas. En cualquier caso, este hecho, discutido en detalle más adelante, aporta también conclusiones de interés, relacionadas especialmente con aspectos de confort térmico local.

En resumen, el trabajo experimental del presente capítulo recoge información del comportamiento estacionario del sistema derivada de tres estudios diferenciados, dos en ‘modo refrigeración’ y uno adicional en ‘modo calefacción’, abarcando un rango suficientemente amplio en torno a la correspondiente zona de confort típica y analizando la influencia de dos o tres factores (temperatura del agua, temperatura del aire interior y en ciertos casos nivel de flujo másico circulante).

### III.3.3. Determinación de parámetros. Método.

En esta sección se presenta la metodología utilizada en la determinación de los distintos parámetros considerados. Se hace referencia tanto a aquellos obtenidos directamente de forma experimental y al método empleado en tales medidas, como a parámetros derivados de estos y las consideraciones de cálculo utilizadas. Además, téngase en cuenta que pese a que el objetivo principal del trabajo es analizar las prestaciones energéticas o de transferencia de calor del sistema, la instalación propuesta y los equipos de medida disponibles hacían posible registrar magnitudes de confort que aportan un valor añadido al mismo. Por ello, también se hará alusión a tales variables y en su caso, a los procedimientos empleados para determinarlas.

Los valores de la **temperatura seca del aire interior ( $T_a$ )** corresponden a aquellos registrados por el equipo de medida de confort térmico a una altura aproximada de 1.1 m en el centro de la cámara. Podrá observarse que dichos valores no son iguales a las consignas fijadas, lo cual indica la no-idealidad del control interno de la bomba de calor. Sin embargo, este control es suficientemente bueno para el objetivo de la investigación, en tanto que las temperaturas del aire asociadas a cada una de las distintas consignas son claramente diferenciables (especialmente en el ‘Estudio B’).

La **temperatura operativa ( $T_{op}$ )** es igualmente determinada de forma experimental por el equipo de medida de confort térmico. Además, de acuerdo con el estándar ASHRAE 55 (2004),  $T_{op}$  puede calcularse con suficiente precisión como la media aritmética de la temperatura del aire y la temperatura media radiante (es decir, como una temperatura del aire ajustada  $T_{ad}$  [Causone et al. 2009]), cuando no existen grandes diferencias entre ellas y tienen lugar velocidades de aire bajas. Estas hipótesis son, en efecto, asumibles en las condiciones experimentales planteadas aquí. Por lo tanto, la **temperatura media radiante ( $T_{mr}$ )** es calculada, sin caer en un error relevante, de acuerdo a la ecuación Eq. III.1, a partir de los valores registrados de temperatura del aire y temperatura operativa.

$$T_{op} \approx T_{ad} = \frac{T_a + T_{mr}}{2} \rightarrow T_{mr} \approx 2 \cdot T_{op} - T_a \quad \text{Eq. III.1}$$

Para el análisis del intercambio radiante, se define la variable **AUST (Average Unheated Surface Temperature)**, que representa la temperatura de una superficie virtual que se encuentra a una temperatura promedio ponderada del valor de todas las superficies del entorno radiante del panel. En este sentido, puede ser calculada como la temperatura media en base a las dimensiones relativas de cada una de las superficies del entorno [ASHRAE 2009]. Sin embargo, una ponderación basada en los factores de visión radiantes es más precisa [Causone et al. 2009]. La expresión Eq. III.2 muestra la definición exacta utilizada en este trabajo:

$$AUST = \sqrt[4]{\sum_j F_{s-j} \cdot (273.15 + T_j)^4} \quad \text{Eq. III.2}$$

$T_j$  representa la temperatura, en grados Celsius, de cada una de las superficies del entorno radiante del panel (suelo y paredes de la sala climática). Se asumieron distribuciones de temperatura superficial homogéneas, empleando una única sonda de contacto por cada una de estas superficies. Por otra parte,  $F_{s-j}$  representan los factores de forma radiantes que fueron calculados por evaluación numérica de las correspondientes expresiones teóricas recogidas en la literatura [Kreith y Bohn 2002]. Los resultados de tales cálculos se muestran en la Tabla III.4.

**Tabla III.4. Factores de forma radiantes empleados para el cálculo de AUST**

Superficie	Factor de forma ( $F_{s-j}$ )
Pared 1	$F_{s-1} = 0.1770$
Pared 2	$F_{s-2} = 0.1643$
Pared 3	$F_{s-3} = 0.1770$
Pared 4	$F_{s-4} = 0.1643$
Suelo	$F_{s-5} = 0.3174$

La **capacidad de disipación térmica del sistema**, expresada en términos de densidad de flujo de calor a través de la superficie del techo, se obtiene de forma inmediata, directamente a partir de la medida experimental del flujo másico de agua y la diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y la salida de los paneles (Eq. III.3). El aislamiento colocado sobre las mallas de conducto en los paneles permite desprestigiar cualquier ganancia/pérdida de calor del agua distinta a aquellas debidas a la transferencia de calor a través de la superficie de la plancha inferior de aluminio.

$$q_{tot} = \frac{1}{A_s} \cdot (m_w \cdot c_{p,w} \cdot |T_{w,out} - T_{w,in}|) \quad \text{Eq. III.3}$$

Una parte importante de los resultados se centra en identificar las características de las **componentes convectiva y radiante de la potencia total intercambiada**. En este sentido, la determinación de la densidad de flujo de calor radiante desde/hacia los paneles ( $q_r$ ), se ha basado en un procedimiento de cálculo teórico estándar [Kreith y Bohn 2002], [Rey y Velasco 2008], [ASHRAE 2009], [Causone et al. 2009], según la ecuación Eq. III.4.

$$q_r = \sigma \cdot \left[ \sum_j F_{\varepsilon_{s-j}} \cdot \left| (273.15 + T_j)^4 - (273.15 + T_s)^4 \right| \right] \quad \text{Eq. III.4}$$

En la expresión anterior  $T_s$  es la temperatura superficial del panel, medida experimentalmente con 10 sondas de contacto distribuidas en toda la superficie (ver Figura III.7).  $F_{\varepsilon_{s-j}}$  son los distintos factores de visión radiantes entre el panel y cada una de las superficies del entorno, teniendo en cuenta las propiedades de emisividad de dichas superficies de acuerdo con Eq. III.5. Se empleó una emisividad del panel de 0.8, mientras que para el resto de superficies se consideró un valor de 0.9. Como ya se mencionó en apartados previos, todos estos valores fueron obtenidos experimentalmente por comparación entre medidas de temperatura superficial con las sondas de contacto y las correspondientes imágenes termográficas.

$$F_{\varepsilon_{s-j}} = 1 / \left[ \left( \frac{1-\varepsilon_s}{\varepsilon_s} \right) + \left( \frac{1}{F_{s-j}} \right) + \left( \frac{A_s}{A_j} \right) \left( \frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j} \right) \right] \quad \text{Eq. III.5}$$

A partir de lo anterior, la componente convectiva de la potencia de intercambio por unidad de superficie ( $q_c$ ) se obtuvo de forma inmediata como la diferencia entre el valor total y el correspondiente a la parte radiante.

A partir de los flujos de calor, los siguientes parámetros de interés estudiados fueron los coeficientes de película o **coeficientes de transmisión de calor ( $h$ )** radiante, convectivo y total. El cálculo de cada uno de ellos se basa en la misma expresión formal (Eq. III.6) convenientemente aplicada a cada caso particular.

$$h = q / |T_{ref} - T_s| \quad \text{Eq. III.6}$$

Nótese que en todas las expresiones anteriores se ha utilizado el valor absoluto de las diferencias de temperaturas referidas a la temperatura superficial de los paneles. De este modo se generalizan las mismas para los dos modos de operación (calefacción o refrigeración).

$T_{ref}$  representa una temperatura de referencia dada cuya definición en cada caso no ha demostrado un claro acuerdo entre el punto de vista de distintos autores. Los resultados presentados en este trabajo fueron obtenidos inicialmente (en el 'Estudio A') de acuerdo con la propuesta de Causone et al. (2009), que fue considerada aceptable a priori. De esta forma, además, fue posible establecer una comparación crítica entre los resultados arrojados por uno y otro. Así, las temperaturas  $AUST$ ,  $T_a$  y  $T_{op}$  fueron tomadas como referencia para los cálculos de los coeficientes radiante, convectivo y total respectivamente.

Por otra parte, con objeto de analizar la transferencia de calor a través de la configuración de paneles planteada, en el 'Estudio B' se correlacionó la potencia de intercambio total con la diferencia de temperaturas entre el agua y la superficie de los paneles de techo. Para ello, una opción sería aplicar el enfoque de 'Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas' (DMLT) derivado de la metodología tradicional de análisis de intercambiadores. Sin embargo, debido a las pequeñas diferencias de temperaturas existentes y a la homogeneidad en la temperatura superficial del panel, se obtiene un error máximo del 2 % al considerar directamente la diferencia entre ésta y la temperatura promedio del agua entre la entrada y la salida, es decir ( $T_s - T_{w,prom}$ ), en vez de la DMLT. A través de la correlación buscada, es posible definir un **coeficiente global de transferencia ( $U$ )**, característico de cada sistema radiante particular analizado, y determinado según sigue.

$$U = q_{tot} / (T_s - T_{w,prom}) \quad \text{Eq. III.7.}$$

Finalmente, entre los aspectos relacionados con la determinación de **variables de confort térmico global y local**, cabe destacar que los índices PMV, PPD y DR fueron procesados para cada punto de medida de forma automática por el software integrado del equipo de confort. El riesgo de disconfort por asimetría radiante o por temperatura del suelo fue evaluado en base a las medidas de temperatura superficial ya descritas. Finalmente, la estratificación vertical de temperaturas fue medida a través de cuatro sondas Pt100 (ver Figura III.8) dispuestas en la vertical en el centro de la sala. Estas se colocaron a alturas de 70, 130, 200 y 255 cm respectivamente. La mayoría de estas variables se controlaron con el único objetivo de verificar que el sistema trabajaba en un rango de condiciones dentro de la zona de confort. Sin embargo, no se buscó realizar un análisis exhaustivo de la mayoría de ellas. Por esto, en la sección siguiente, simplemente se mostrarán las observaciones de mayor interés, fundamentalmente relacionadas con algunos de los índices de disconfort térmico local.

## III.4.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### III.4.1. Análisis en modo refrigeración

#### **Resultados derivados del 'Estudio A'**

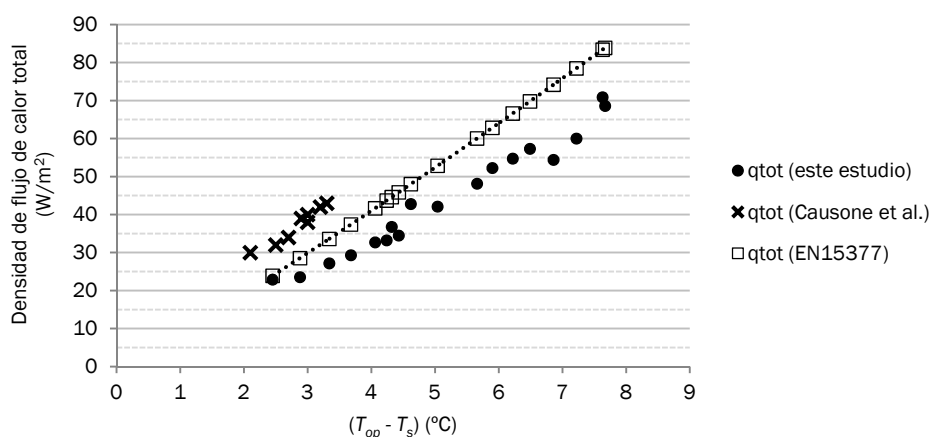
Los valores de los principales parámetros determinados en relación a la transferencia de calor desde los paneles durante el primer estudio en 'modo refrigeración' se muestran en la Tabla III.5 y son discutidos a continuación:

**Tabla III.5. Principales parámetros determinados en los ensayos del ‘Estudio A’.**

Descriptor del ensayo	$T_s$ (°C)	$T_a$ (°C)	$T_{op}$ (°C)	$T_{mr}$ (°C)	AUST (°C)	$q_r$ (Wm <sup>-2</sup> )	$h_r$ (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	$q_c$ (Wm <sup>-2</sup> )	$h_c$ (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	$q_{tot}$ (Wm <sup>-2</sup> )	$h_{tot}$ (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
W1A1_1	15.6	22.4	21.8	21.2	20.5	25.7	5.3	29.1	4.3	54.7	8.8
W1A1_2	15.6	22.7	22.1	21.5	20.8	27.8	5.3	29.5	4.2	57.3	8.8
W1A2_1	16.3	23.8	23.1	22.5	21.5	27.9	5.3	26.5	3.5	54.4	7.9
W1A2_2	16.3	24.1	23.5	22.9	22.4	32.4	5.3	27.6	3.5	60.0	8.3
W1A3_1	17.0	25.2	24.6	24.0	23.1	32.9	5.4	38.0	4.6	70.9	9.3
W1A3_2	17.4	25.7	25.1	24.5	23.4	32.6	5.4	36.0	4.4	68.6	8.9
W2A1_1	17.6	22.6	22.0	21.4	20.6	16.7	5.5	17.8	3.6	34.5	7.8
W2A1_2	17.8	22.6	22.0	21.4	20.6	15.2	5.3	18.0	3.7	33.2	7.8
W2A2_1	18.4	23.6	23.0	22.4	21.5	16.7	5.4	26.1	5.0	42.8	9.3
W2A2_2	18.4	24.0	23.4	22.8	22.1	19.9	5.4	22.2	3.9	42.1	8.4
W2A3_1	19.1	25.4	24.8	24.1	23.0	21.6	5.5	26.6	4.2	48.1	8.5
W2A3_2	19.8	26.3	25.7	25.0	24.2	24.3	5.5	28.0	4.3	52.3	8.9
W3A1_1	19.5	22.9	22.4	21.8	21.1	9.0	5.4	14.6	4.2	23.6	8.2
W3A1_2	19.4	22.5	21.9	21.3	20.5	5.9	5.4	17.0	5.6	22.9	9.3
W3A2_1	20.2	24.1	23.5	22.9	22.0	10.1	5.5	17.1	4.3	27.2	8.1
W3A2_2	20.5	24.8	24.2	23.6	23.0	13.7	5.5	15.7	3.7	29.3	8.0
W3A3_1	20.9	25.6	25.0	24.3	23.4	13.8	5.5	18.9	4.0	32.7	8.1
W3A3_2	21.2	26.2	25.5	24.9	23.7	14.0	5.5	22.8	4.6	36.8	8.5

**Potencia de enfriamiento**

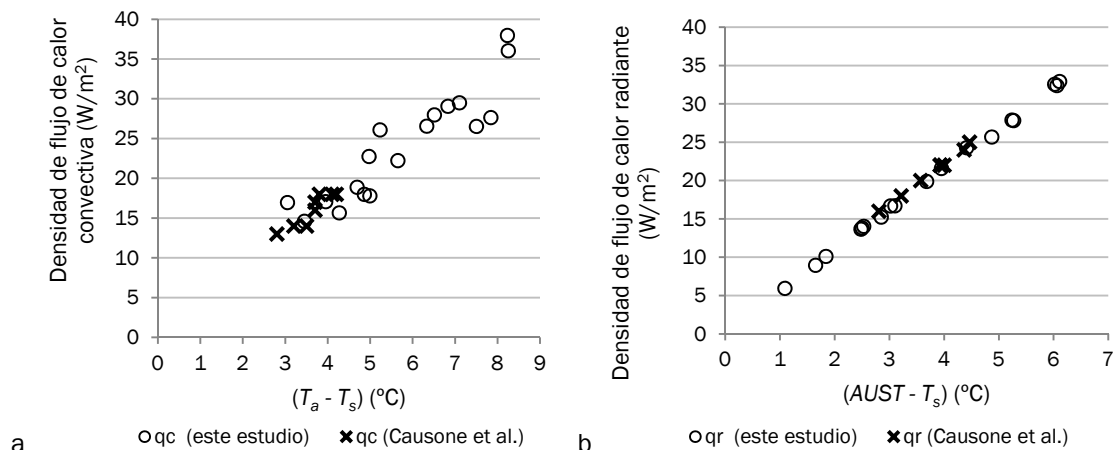
La Figura III.10 muestra la potencia de enfriamiento total en función de la diferencia entre la temperatura operativa y la temperatura superficial de los paneles ( $T_{op}-T_s$ ). Se presentan los valores derivados de los ensayos de este trabajo así como algunos de la literatura disponible [Causone et al. 2009] [CEN EN15377 2005]. Como es de esperar, la capacidad de disipación aumenta conforme lo hace la diferencia de temperaturas. Sin embargo, cada grupo de datos sigue una tendencia diferente. En particular, en este ‘Estudio A’ se obtuvieron densidades de flujo de calor totales más bajas para cada valor de ( $T_{op}-T_s$ ).



**Figura III.10.- Potencia de enfriamiento total del sistema de paneles radiantes**

Se puede encontrar una explicación para las diferencias observadas si se analizan por separado las contribuciones radiante y convectiva. Las Figuras III.11a y III.11b muestran las densidades de flujo

de calor asociadas a cada una de las componentes como función de la diferencia entre la temperatura superficial de los paneles y la correspondiente temperatura de referencia ( $AUST$  en el caso radiante, y  $T_a$  en el caso convectivo). Los ensayos llevados a cabo aquí fueron comparados con los resultados aportados por Causone et al. (2009). En este caso no pudieron incluir datos derivados del estándar europeo EN15377 (2005) al no disponer de información experimental específica.



**Figura III.11.- Componente convectiva (a) y componente radiante (b) de la potencia de enfriamiento del sistema de paneles radiantes.**

Además debe señalarse que los valores de la componente convectiva presentan una dispersión sensiblemente mayor que los de la parte radiante. Esto ocurre probablemente porque el intercambio de calor por radiación fue determinado en base a un procedimiento teórico, lo cual hace que el error experimental asociado a las medidas de la potencia de enfriamiento total son asociadas por completo a los valores convectivos. En cualquier caso, los grupos de valores de los dos estudios muestran los mismos patrones de comportamiento. De hecho, se obtuvieron las mismas densidades de flujo de calor para diferencias de temperatura comparables.

Sin embargo, la razón por la que no se observaron las mismas dependencias de  $(T_{op}-T_s)$  para la potencia total en las distintas investigaciones consideradas, es que un mismo valor de temperatura operativa puede derivarse de múltiples combinaciones de  $AUST$  y  $T_a$ , dependiendo esencialmente de las características particulares de aislamiento y del ambiente exterior. Esto puede provocar, sin duda, distintos valores de  $q_{tot}$ . Por lo tanto, la potencia de enfriamiento total del sistema de techo radiante no puede ser determinada a partir de la temperatura operativa empleada como única variable de referencia. Es imprescindible considerar adecuadamente tanto el intercambio de calor radiante como el intercambio de calor convectivo de forma separada.

#### Coefficientes de transferencia de calor

Los valores de los coeficientes de película radiantes, convectivos y totales para el sistema de techo frío radiante estudiado aquí se incluyen numéricamente en la Tabla III.5 y son representados gráficamente también en la Figura III.12 para poder aportar una idea más intuitiva de su orden de magnitud. Además, la Tabla III.6 muestra una comparación con valores previos extraídos de la literatura existente.

De acuerdo con los resultados obtenidos en este 'Estudio A', el coeficiente de película radiante puede considerarse constante con un valor de  $5.4 Wm^{-2}K^{-1}$ . Este hecho está convenientemente justificado en la literatura [Causone et al. 2009] y confirma los datos derivados de esta (que apuntan un valor de  $5.6 Wm^{-2}K^{-1}$ ). No obstante, los valores ligeramente más bajos observados aquí pueden ser explicados atendiendo a la influencia de la emisividad de la superficie del techo ( $\epsilon_s=0.8$ ), que es ligeramente inferior a la asociada a los materiales de construcción habituales. En cualquier caso, este será un aspecto tratado con algo más de detalle al analizar los resultados del 'Estudio B'. Por otra

parte, a raíz de este primer estudio se observó un valor promedio del coeficiente de película convectivo de  $4.2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Esto es coherente con aquellos valores encontrados en la literatura para configuraciones de suelos calientes o techos fríos, los cuales se sitúan entre  $2.8$  y  $4.8 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  cuando la diferencia de temperaturas asociada varía entre  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $9 \text{ }^\circ\text{C}$  (tal como ocurre en los ensayos realizados aquí).

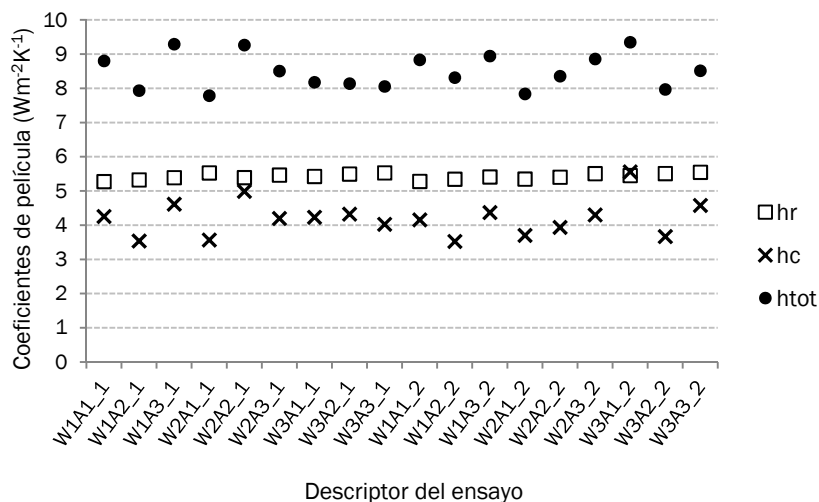


Figura III.12.- Coeficientes de película para los ensayos del primer estudio en ‘modo refrigeración’.

Tabla III.6. Comparación de los coeficientes de película determinados en este trabajo y los valores recogidos de la literatura de referencia.

Fuente	hc (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	hr (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	htot (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
Causone et al. (2009) <sup>a</sup>	4.4	5.6	13.2
ASHRAE (2009)	3.1 – 4.3	-	-
EN 15377-1 (2005)	-	-	10 – 11.1
Awbi y Hatton (1999)	2.8 – 3.9	-	-
Khalifa y Marshall (1990)	3.1 – 3.6	-	-
Min et al. (1956)	3.6 – 4.8	-	-
Presente estudio <sup>a</sup>	4.2	5.4	8.5

<sup>a</sup> Valores promedio derivados de la correspondiente investigación experimental

Los coeficientes de transferencia de calor totales observados van desde  $7.8$  hasta  $9.3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , con un valor medio de  $8.5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Al contrario de lo que ocurre con los respectivos coeficientes radiantes y convectivos (que son consistentes con las referencias previas), estos son claramente más bajos que los de la literatura, que se sitúan entre  $10$  y  $13.2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  (ver Tabla III.6). Como ya se expuso anteriormente, estas diferencias pueden explicarse de acuerdo a las distintas condiciones de ensayo en unas investigaciones y otras, en relación a las combinaciones de  $AUST$  y  $T_a$  para un mismo valor de temperatura operativa. En consonancia con este argumento, el cálculo de un coeficiente de transferencia de calor total basado exclusivamente en la temperatura operativa como referencia, no proporciona un conocimiento completo del proceso real de transferencia de calor desde los paneles ni es apropiado para estimar la potencia de enfriamiento de dicho sistema. Tal procedimiento solo sería representativo en situaciones específicas en las que los valores de  $AUST$ ,  $T_a$  y  $T_{op}$  fuesen aproximadamente coincidentes (por ejemplo, en estancias muy bien aisladas o en general con escasas pérdidas o ganancias de calor por los cerramientos).



Esto ocurre porque la temperatura operativa, por definición (Eq. III.8), tiene en cuenta el intercambio de calor entre el ambiente térmico interior y el cuerpo humano (típicamente considerado en el centro de la estancia), y por tanto, es representativa de la sensación de confort térmico que afecta a las personas en dicho ambiente. El aspecto clave reside en que ni la constitución del entorno térmico ni las variables que determinan el intercambio de calor son las mismas cuando se sustituye al individuo, al cuerpo humano, por el sistema de paneles de techo. Por ello, aunque la temperatura operativa pueda ser válida en algunas aplicaciones prácticas, su utilización es conceptualmente incorrecta.

$$T_{op} = (h_{r,b} \cdot T_{mr} + h_{c,b} \cdot T_a) / (h_{r,b} + h_{c,b}) \quad \text{Eq. III.8}$$

En definitiva, la potencia de enfriamiento total de un sistema radiante de techo, debe ser calculada teniendo en cuenta las variables apropiadas relativas a la propia superficie del sistema que afectan al intercambio de calor por radiación y convección desde esta, es decir:

$$q_{tot} = q_r + q_c = h_r \cdot (AUST - T_s) + h_c \cdot (T_a - T_s) \quad \text{Eq. III.9}$$

No obstante, haciendo las transformaciones pertinentes, es cierto que es posible expresar, de forma conceptualmente correcta, esa potencia total y su correspondiente coeficiente de película total, en función a una única temperatura de referencia, según sigue:

$$q_{tot} = h_{tot} \cdot (T_{ref} - T_s) \quad \text{Eq. III.10a}$$

$$T_{ref} = [(h_r \cdot AUST + h_c \cdot T_a) / (h_r + h_c)] \neq T_{op} \quad \text{Eq. III.10b}$$

#### Confort térmico

Para finalizar la presentación de resultados correspondientes al 'Estudio A', en la Tabla III.7 se recogen las variables de confort térmico global y local más importantes determinadas durante los ensayos de una de las réplicas de dicho estudio (9 ensayos en total).

**Tabla III.7. Variables de confort térmico determinadas durante 9 ensayos del 'Estudio A'**

Descriptor del ensayo	T <sub>s</sub> (°C)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>op</sub> (°C)	T <sub>mr</sub> (°C)	T <sub>s,suelo</sub> (°C)	HR (%)	V <sub>a</sub> (m/s)	PMV (-)	PPD (%)	DR (%)	PD <sub>rad.</sub> (%)	PD <sub>estrat.</sub> (%)	PD <sub>suelo</sub> (%)
W1A1	15.5	22.4	21.8	21.3	19.1	35.6	0.09	-0.32	7.1	16.1	0.0	2.4	10.1
W1A2	16.3	24.3	23.7	23.1	21.1	35.0	0.10	0.10	5.2	17.4	0.1	1.6	7.0
W1A3	17.0	25.2	24.6	24.0	21.4	30.1	0.10	0.29	6.9	15.0	0.0	3.9	6.7
W2A1	17.6	22.6	22.0	21.4	19.4	35.6	0.08	-0.27	6.5	13.9	0.0	2.5	9.6
W2A2	18.4	24.0	23.4	22.8	20.8	31.3	0.09	0.03	5.0	14.8	0.0	2.4	7.3
W2A3	19.1	25.4	24.7	24.0	21.3	27.2	0.10	0.30	6.9	13.3	0.0	4.6	6.7
W3A1	19.5	22.9	22.4	21.8	19.9	35.0	0.07	-0.17	5.8	11.0	0.0	2.7	8.8
W3A2	20.2	24.1	23.5	22.9	20.2	27.0	0.09	0.02	5.0	14.6	0.0	3.6	8.2
W3A3	20.9	25.6	25.0	24.3	21.7	25.1	0.10	0.35	7.6	13.5	0.0	3.7	6.3

A partir de las variables principales (temperaturas del aire, temperatura operativa, temperaturas superficiales, humedad relativa y velocidad del aire) registradas directamente por el equipo de medida de confort y por las sondas Pt100, se han determinado los distintos índices para la caracterización del ambiente térmico en el interior de la sala climática. PMV, PPD y DR son salidas del software del propio equipo, mientras que PD<sub>rad.</sub>, PD<sub>estrat</sub> y PD<sub>suelo</sub> son respectivamente los índices de porcentajes previstos de individuos insatisfechos debido a asimetrías de temperatura radiante, diferencia vertical de la temperatura del aire y temperatura del suelo. Sus valores se calculan de acuerdo a la norma ISO7730 (2005) según lo presentado en la sección 2.3 del capítulo I de esta tesis. Cabe señalar que para el cálculo del disconfort asociado a la estratificación térmica, la temperatura del aire en la zona de la

cabeza se ha tenido en cuenta como la temperatura media entre las registradas para 1.3 m y 2 m de altura. Igualmente la temperatura del aire en la zona de los pies se ha tomado como el valor medio de las temperaturas registradas en el suelo y a 0.7 m de altura. Los perfiles verticales de temperatura se pueden observar en la Figura III.13.

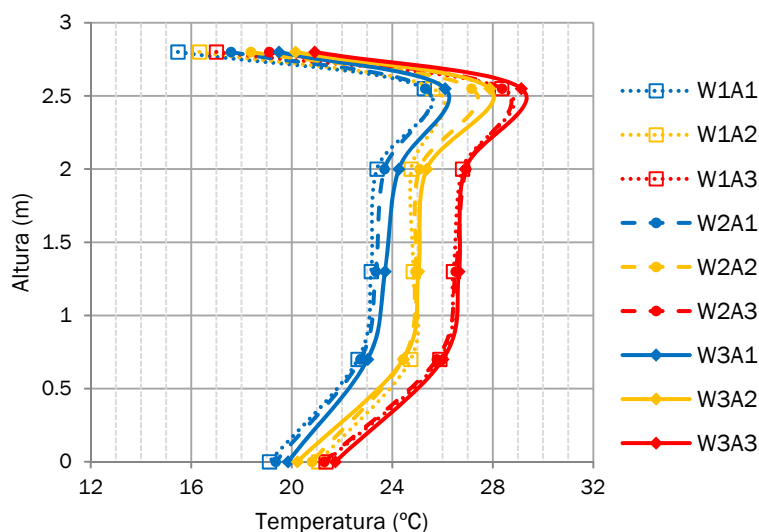


Figura III.13.- Perfiles verticales de temperatura en los distintos ensayos. Estudio A.

Como ya se había adelantado, el análisis de estos resultados en relación a la evaluación global del ambiente térmico se centra sencillamente en corroborar a través de los índices PMV y PPD que todos los ensayos se realizaron bajo unas condiciones adecuadamente confortables. De hecho, la Tabla II.7 refleja que los valores de PMV más desfavorables obtenidos son de -0,32 y 0,35, lo cual conlleva a porcentajes previstos de personas insatisfechas por debajo del 8 % en todo caso, correspondiendo con las condiciones requeridas por un ambiente térmico con al menos una categoría B (ver capítulo I).

Por su parte, la evaluación del confort térmico local abarca cuatro aspectos ya mencionados a lo largo del texto: corrientes de aire, diferencia vertical de temperaturas, suelos fríos o calientes y asimetría radiante. El parámetro más relevante en este estudio dadas las características particulares del sistema, se trata sin duda de la **asimetría radiante**. Como se aprecia en los valores obtenidos en la Tabla III.7, el porcentaje previsto de insatisfechos es prácticamente nulo en todos los casos, lo cual implica que la superficie fría del techo radiante no pone en riesgo la calidad del ambiente térmico en estos términos. Es más, a la vista de los resultados, y dejando a un lado otras consideraciones también necesarias relativas a la influencia de la temperatura superficial sobre la temperatura operativa y a la eficiencia en la obtención de las temperaturas del agua de impulsión requeridas, la temperatura del techo podría incluso reducirse en mayor medida sin ver afectadas sustancialmente las condiciones de asimetría radiante.

En cuanto al riesgo de corrientes de aire y a la temperatura del suelo los resultados obtenidos también son altamente adecuados, e incluso podrían ser aún más favorables si no interviniesen otros factores propios de la instalación experimental y no tanto de las particularidades del sistema radiante estudiado. La velocidad media del aire se encuentra en valores por debajo de 0.1 m/s en la mayoría de los casos y los **valores medios de DR** se encuentran en la franja 10 % - 20 % (categoría B) en todos los ensayos, siendo el valor más desfavorable de 17.4 %. No obstante, estas características están afectadas por el aire impulsado por la bomba de calor que mantiene constantes las condiciones de temperatura de la cámara. Incluso colocando un pequeño compartimento para reducir la velocidad de impulsión de aire, la afección de la bomba existe. Del mismo modo la **temperatura del suelo** mínima en los ensayos es de 19.1 °C, suponiendo un aceptable PD máximo de 10.4 %. No obstante, es

importante mencionar que la temperatura del suelo depende de las características constructivas de la cámara, del ambiente en el exterior y que en principio los valores obtenidos no tienen una fuerte dependencia del sistema de techo frío ensayado.

Por último, ha de hacerse referencia a los **perfiles verticales de la temperatura del aire** medidos en la sala climática. Tal como se muestra en los resultados de la Figura III.13, la forma de los perfiles obtenidos es idéntica en todos los ensayos diferenciándose claramente tres grupos asociados a las tres consignas de temperatura del aire interior fijadas durante el estudio, tal como era esperable. La forma de estos perfiles muestra valores muy constantes en la zona ocupada (entre 0.7 m y 2 m de altura) y un valor claramente superior en el punto de medida más alto (a unos 25 cm del techo). Por otra parte, el perfil tipo se completa con la temperatura del techo que como era de esperar es el valor más frío y con la temperatura del suelo, que sin ser tan baja como la del techo se encuentra por debajo de la temperatura del aire en cualquier punto. No obstante, ya se ha comentado que este valor puede estar influido por otros condicionantes externos y no sería tan relevante a la hora de extraer conclusiones extrapolables al sistema instalado en otro tipo de estancias.

Cabe indicar además, que los resultados mostrados no se adecúan de forma perfecta a la forma deseable de un perfil ideal (típicamente no debería presentar el pico en la zona superior y debería tener una temperatura del suelo más alta que la del aire). No obstante, tampoco se alejan en exceso, con mención especial a la característica destacable de temperatura homogénea en la zona ocupada. Además la adecuación de la estratificación térmica medida se refrenda con los valores de PD calculados en la Tabla III.7 que son inferiores en todos los ensayos al 4.6 %.

### Resultados derivados del ‘Estudio B’

A continuación, la Tabla III.8 muestra los principales resultados derivados del análisis experimental del sistema de paneles de techo realizado en el ‘Estudio B’. Cada ensayo es identificado conforme a la nomenclatura utilizada en la Tabla III.2. En general, se aprecian resultados replicables para unas mismas condiciones de ensayo. Sin embargo, han de señalarse algunas pequeñas desviaciones entre réplicas asociadas a la no-idealidad de las consignas de  $T_a$  y a los valores de AUST.

**Tabla III.8. Principales parámetros determinados en los ensayos del ‘Estudio B’.**

Descriptor del ensayo	$T_s$ (°C)	$T_a$ (°C)	$T_{op}$ (°C)	AUST (°C)	$q_r$ (Wm <sup>-2</sup> )	$h_r$ (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	$q_c$ (Wm <sup>-2</sup> )	$h_c$ (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	$q_{tot}$ (Wm <sup>-2</sup> )	U (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
M1W1A1_1	15.4	22.2	21.2	20.3	25.7	5.2	33.2	4.9	58.9	20.3
M1W1A1_2	15.0	21.9	20.6	19.3	22.2	5.2	31.9	4.6	54.1	20.8
M1W1A2_1	16.2	24.4	22.9	21.6	28.7	5.3	43.3	5.3	72.0	22.2
M1W1A2_2	16.4	24.5	23.0	22.2	30.8	5.3	36.9	4.6	67.7	19.6
M1W2A1_1	17.4	22.4	21.2	20.0	14.1	5.4	21.7	4.3	35.8	19.9
M1W2A1_2	17.2	22.0	20.8	19.5	12.0	5.2	23.4	4.9	35.4	21.5
M1W2A2_1	19.1	25.7	24.2	23.2	22.5	5.5	36.4	5.5	58.9	21.0
M1W2A2_2	18.4	24.6	22.9	21.6	17.5	5.5	32.7	5.3	50.2	21.8
M1W3A1_1	19.7	22.8	21.6	20.6	4.7	5.2	11.0	3.5	15.7	18.5
M1W3A1_2	19.7	22.7	21.5	20.5	4.4	5.5	13.1	4.4	17.5	21.9
M1W3A2_1	21.0	25.6	24.1	23.1	12.0	5.7	18.6	4.0	30.6	18.5
M1W3A2_2	20.8	25.0	23.5	22.3	8.5	5.7	21.2	5.0	29.7	22.0
M2W1A1_1	14.9	22.2	21.1	20.3	27.9	5.2	39.0	5.3	66.9	23.5
M2W1A1_2	14.8	21.9	20.6	19.6	25.2	5.3	38.1	5.4	63.3	24.3
M2W1A2_1	15.8	24.4	22.9	21.8	31.6	5.3	54.2	6.3	85.8	25.6
M2W1A2_2	15.9	24.4	22.8	22.0	32.6	5.3	48.9	5.8	81.5	24.7

**Tabla III.8. (cont.) Principales parámetros determinados en los ensayos del 'Estudio B'.**

Descriptor del ensayo	T <sub>s</sub> (°C)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>op</sub> (°C)	AUST (°C)	q <sub>r</sub> (Wm <sup>-2</sup> )	h <sub>r</sub> (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	q <sub>c</sub> (Wm <sup>-2</sup> )	h <sub>c</sub> (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	q <sub>tot</sub> (Wm <sup>-2</sup> )	U (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
M2W2A1_1	17.1	22.2	21.0	19.7	14.1	5.4	25.9	5.1	40.0	22.9
M2W2A1_2	17.2	22.4	21.2	20.2	15.7	5.2	24.3	4.7	40.0	22.9
M2W2A2_1	18.2	24.8	23.2	22.5	22.7	5.3	35.5	5.4	58.2	25.3
M2W2A2_2	18.2	24.5	22.9	21.4	17.2	5.4	35.2	5.6	52.4	23.8
M2W3A1_1	19.9	23.3	22.3	21.5	9.0	5.6	9.9	2.9	18.9	18.9
M2W3A1_2	20.0	23.3	22.3	21.6	9.2	5.7	9.7	2.9	18.9	18.9
M2-W3-A2_1	20.5	25.0	23.4	22.1	8.4	5.3	25.1	5.6	33.5	24.8
M2-W3-A2_2	20.8	25.3	23.9	22.8	10.8	5.4	24.1	5.4	34.9	24.1

#### Análisis de varianza (ANOVA) de los factores considerados

En primer lugar, se estudia la contribución de cada factor del diseño de experimentos a la variabilidad observada en los principales parámetros de interés. Para ello se presentan a continuación los resultados del correspondiente análisis ANOVA. Para una mejor comprensión de los mismos puede recurrirse a los contenidos del Anexo C en el que se expone brevemente la base teórica del diseño de experimentos y los análisis ANOVA.

La potencia de enfriamiento total (representativa del comportamiento energético del sistema), la temperatura de la superficie de los paneles de techo (directamente relacionada con aspectos de confort y riesgo de condensaciones) y el coeficiente global de transmisión del sistema (que caracteriza la transferencia de calor desde el agua hasta la superficie de los paneles) fueron escogidos como los parámetros de salida a analizar o variables dependientes dentro de la ANOVA. La Tabla III.9 resume las distintas contribuciones de cada factor.

**Tabla III.9. Contribución porcentual de cada factor a la varianza de los parámetros del 'Estudio B'.**

	Potencia de enfriamiento total, q <sub>tot</sub>		Temperatura superficial del techo, T <sub>s</sub>		Coeficiente global de transferencia de calor del sistema, U	
	SS ((Wm <sup>-2</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS (°C <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS ((Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total
SS_T <sub>w</sub>	7686.10	<b>80.08%</b>	89.62	<b>91.46%</b>	14.28	12.88%
SS_T <sub>a</sub>	1502.43	15.65%	7.17	7.32%	11.58	10.44%
SS_m	192.38	2.00%	0.36	0.37%	45.29	<b>40.85%</b>
SS_T <sub>w</sub> *T <sub>a</sub>	7.49	0.08%	0.10	0.10%	3.42	3.08%
SS_T <sub>w</sub> *m	92.46	0.96%	0.17	0.18%	3.94	3.55%
SS_T <sub>a</sub> *m	1.79	0.02%	0.12	0.12%	4.09	3.69%
Residuales	115.67	1.21%	0.44	0.45%	28.27	25.50%
TOTAL	9598.32		97.99		110.87	

La potencia de enfriamiento se encuentra influenciada muy levemente por los valores de temperatura del aire interior (contribución ~15 %), lo que revela una cierta capacidad de autorregulación por parte del sistema. Esto significa que cuando las cargas internas tiendan a incrementar la temperatura interior del aire, el propio sistema será capaz de adaptarse ligeramente aumentando su capacidad de enfriamiento sin necesidad de modificar la temperatura de impulsión del agua. Aún así, este efecto no es especialmente notorio en el caso concreto de esta tipología de sistema. Para

que realmente lo fuera, el porcentaje de contribución de la temperatura del aire debería ser mucho mayor. De hecho, el análisis ANOVA muestra que la temperatura de impulsión del agua desempeña claramente el papel más determinante a la hora de establecer una potencia de enfriamiento, mientras que los efectos debido a la variación del flujo másico son despreciables. Por lo tanto, de lo anterior se deduce que la capacidad de disipación del sistema debe estar gobernada a través de un control de la temperatura del agua de impulsión a los paneles.

En consonancia con esto, se aprecia que la temperatura de la superficie de los paneles es incluso más dependiente de la temperatura del agua de impulsión (contribución ~91 %), por lo que para regular su valor de forma precisa se sugiere la misma estrategia de control.

Finalmente, el ANOVA muestra un considerable porcentaje de error no explicado (~25 %) en relación al análisis del coeficiente global ( $U$ ) del sistema. Sin embargo, aunque ligeramente menos concluyentes, los resultados son también bastante interesantes. En este caso, el flujo másico de agua constituye el factor dominante, lo cual es probablemente explicado por el hecho de que de él depende fundamentalmente la convección en el interior de los tubos. Además, la influencia de las temperaturas del agua de impulsión y del aire interior de la sala no es suficientemente significativa, pudiendo ser despreciada en un modelo simplificado. Por tanto, los resultados arrojados por este estudio sugieren que el valor del coeficiente global ( $U$ ) para una configuración determinada de sistema de paneles radiantes podría expresarse únicamente en función del flujo másico de agua. Es decir:

$$U = f(\dot{m}_w, \text{configuración del sistema}) \quad \text{Eq. III.11}$$

#### Potencia de enfriamiento

Los resultados de la potencia de enfriamiento total proporcionada por el sistema se muestran en la Figura III.14a. Recurriendo a la discusión planteada a raíz de las observaciones del 'Estudio A', se observa, que pese a que la predicción de  $q_{tot}$  en base a la diferencia de temperaturas ( $T_{op}-T_s$ ) no es conceptualmente correcta, las medidas del 'Estudio B' vuelven a mostrar una fuerte correlación en este sentido, y además los datos siguen una tendencia muy próxima a la curva característica recogida en la normativa [CEN EN15377 2005]. Sin embargo, el comportamiento de los datos del 'Estudio A' fue claramente distinto. En base a los resultados obtenidos para cada uno de los dos estudios. A continuación se pretende aportar una mayor evidencia experimental que sustente el argumento propuesto para dar explicación a estas observaciones.

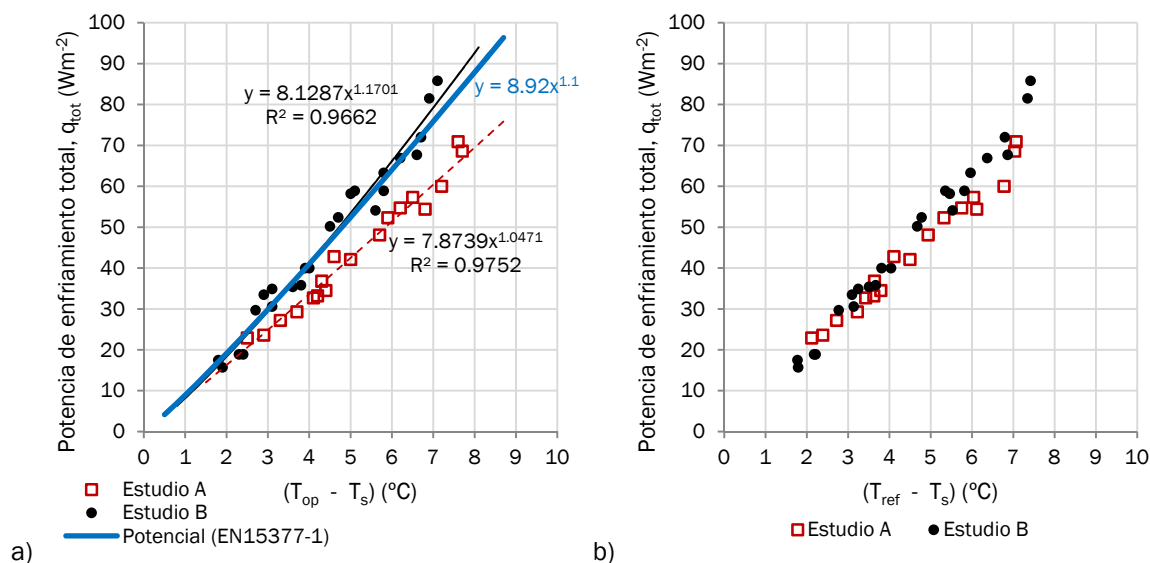


Figura III.14.- Análisis gráfico de resultados de la potencia total de enfriamiento para el 'Estudio B'

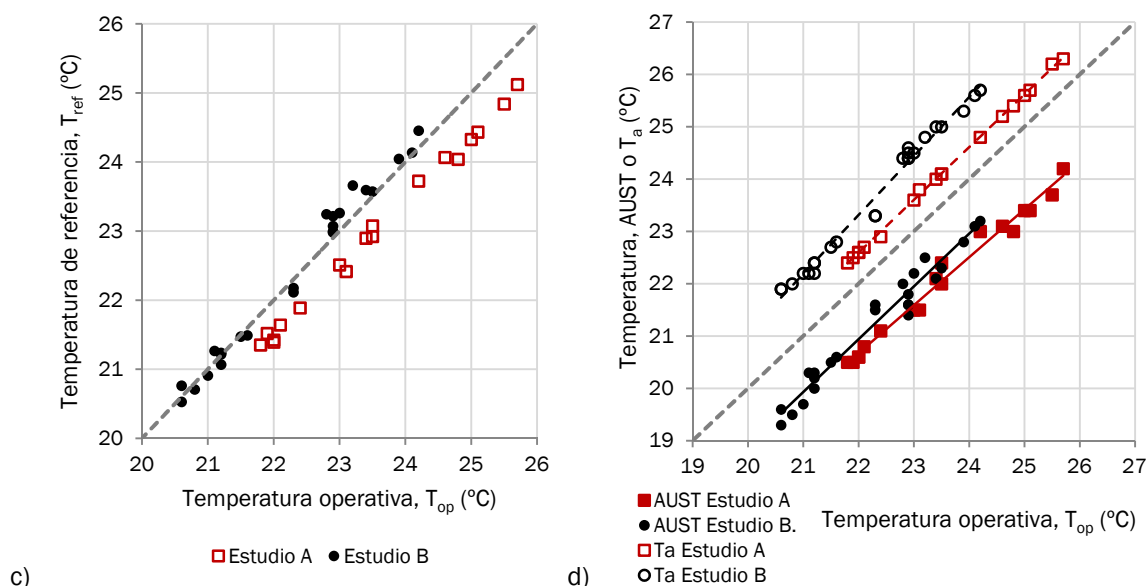


Figura III.14.- (cont.) Análisis gráfico de resultados de la potencia total de enfriamiento para el 'Estudio B'

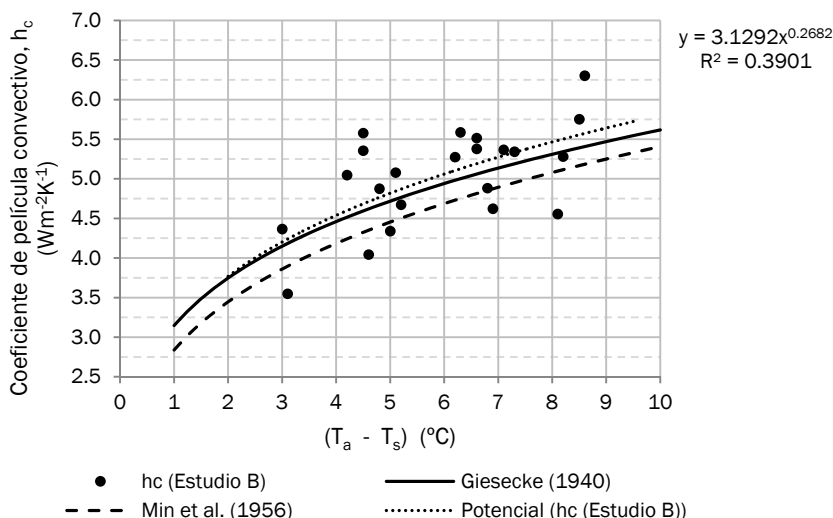
La Figura III.14d muestra claramente cómo es posible obtener unas mismas condiciones de temperatura operativa con combinaciones distintas de  $AUST$  y  $T_a$ . De hecho, en la comparativa de los dos estudios considerados se aprecia que en el 'Estudio B' se registraron temperaturas más elevadas del aire y del entorno radiante que en el 'Estudio A' en ensayos que proporcionaron un mismo valor de temperatura operativa de cara al confort del individuo. Esto deja intuir efectivamente, que para una misma diferencia ( $T_{op}-T_s$ ) en el 'Estudio A' se van a observar valores de disipación de calor más bajos, como así ocurre.

Además, se propuso la consideración de una temperatura de referencia ( $T_{ref}$ ) distinta de la temperatura operativa (ver ecuaciones Eq.III.8 y Eq. III.10), que tiene en cuenta las características de la transferencia de calor respecto al sistema de paneles y no respecto al individuo. En este sentido, la Figura III.14c demuestra que las condiciones del 'Estudio B' fueron tales que  $T_{ref}$  y  $T_{op}$  prácticamente coinciden. Sin embargo, en el 'Estudio A' existe una diferencia significativa entre ambas. En efecto, la correlación de la potencia de enfriamiento en base a la diferencia de temperaturas entre superficie y entorno teniendo en cuenta la temperatura de referencia adecuada, proporciona resultados mucho más similares sean cuales sean las condiciones particulares de cada estudio (Figura III.14b), lo cual justifica definitivamente la argumentación presentada aquí.

#### Coefficientes de transferencia de calor

En cualquier caso, la utilización de la temperatura de referencia ( $T_{ref}$ ) propuesta pasa por un análisis adecuado de los intercambios convectivo y radiante. Desde el punto de vista práctico resulta más interesante determinar ambos por separado de acuerdo a la ecuación Eq. III.9., por lo que la determinación de los correspondientes coeficientes de película cobra una importancia clave.

En la literatura se pueden encontrar diversos estudios que correlacionan el coeficiente convectivo con la diferencia de temperaturas ( $T_a-T_s$ ). La Figura III.15 revela esa misma tendencia también en los resultados derivados del 'Estudio B'. Pese a los ajustes en la instalación y el proceso experimental de medida respecto al primer estudio, se aprecia una importante dispersión en los datos. Ésta es debida a distintas fuentes de error, principalmente asociadas con la incertidumbre en la medida de temperaturas a la entrada y salida de los paneles, que se ve acumulada en los cálculos del coeficiente  $h_c$ . De todas formas, es cierto que la tendencia creciente en consonancia con estudios previos es apreciable de forma clara y no debe ser obviada en futuras estimaciones de la componente convectiva.



**Figura III.15.- Coeficientes de transferencia de calor convectivos (Estudio B)**

Por su parte, en relación al coeficiente de transferencia de calor por radiación, los resultados derivados del ‘Estudio B’ permiten extraer conclusiones similares a lo ya mencionado para el ‘Estudio A’. En particular, al contrario que para el intercambio convectivo, la diferencia de temperaturas asociada (en este caso (AUST-T<sub>s</sub>)), no tiene una influencia significativa sobre el coeficiente  $h_r$ , que toma valores aproximadamente constantes entre 5.2 y 5.7 Wm<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup>. Sin embargo, esta pequeña variación entre los distintos ensayos y en relación también a los valores de estudios anteriores (Estudio A y literatura previa, [Causone et al. 2009] por ejemplo), puede explicarse en base al nivel térmico al cual tiene lugar el intercambio de calor.

Las temperaturas en ambientes interiores en edificios oscilan habitualmente en un pequeño rango entre 15 °C y 30 °C aproximadamente, permitiendo solo diferencias en el coeficiente radiante de ~0.5 Wm<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup>, que pueden ser despreciadas de cara al diseño y la mayoría de cálculos prácticos. Si bien, tomando como base las expresiones del estándar ISO 6946 (2007) para el cálculo de resistencias térmicas superficiales, se propone utilizar una ecuación (Eq. III.12) sencilla y de mayor precisión que tiene en cuenta tanto los efectos de la emisividad de las superficies como los del nivel térmico del intercambio radiante.

$$h_r = 4 \cdot \sigma \cdot \left( \sum_j F_{\varepsilon_{s-j}} \right) \cdot (T_m)^3 \quad \text{Eq. III.12}$$

$T_m$  es la temperatura promedio (en K) entre la superficie de los paneles de techo ( $T_s$ ) y su entorno radiante (AUST), y  $\sum_j F_{\varepsilon_{s-j}}$  representa el efecto de una emisividad superficial promedio ponderada que afecta al intercambio de calor por radiación en la estancia.

Este procedimiento de cálculo asume de forma intrínseca que no existen grandes diferencias entre AUST y  $T_s$  ( $\Delta T < 20$  K) y que el entorno radiante es aproximadamente homogéneo, lo cual ocurre en la mayoría de casos de aplicación en ambientes interiores de edificios. El error cometido en la estimación de  $h_r$  puede verse incrementado cuando existen de forma simultánea superficies del entorno a una temperatura mayor y menor que  $T_s$ , o bien cuando la diferencia (AUST- $T_s$ ) tiende a cero. No obstante, se pueden obtener resultados satisfactorios en la mayor parte de situaciones habituales. En concreto, valores satisfactorios fueron observados en el análisis del ‘Estudio B’ (Figura III.16), con un error relativo medio del 1.7 % y un máximo del 4 %. En caso de suponer en todos los ensayos un coeficiente radiante constante (igual al valor promedio de 5.4 Wm<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup>) el error cometido es superior.

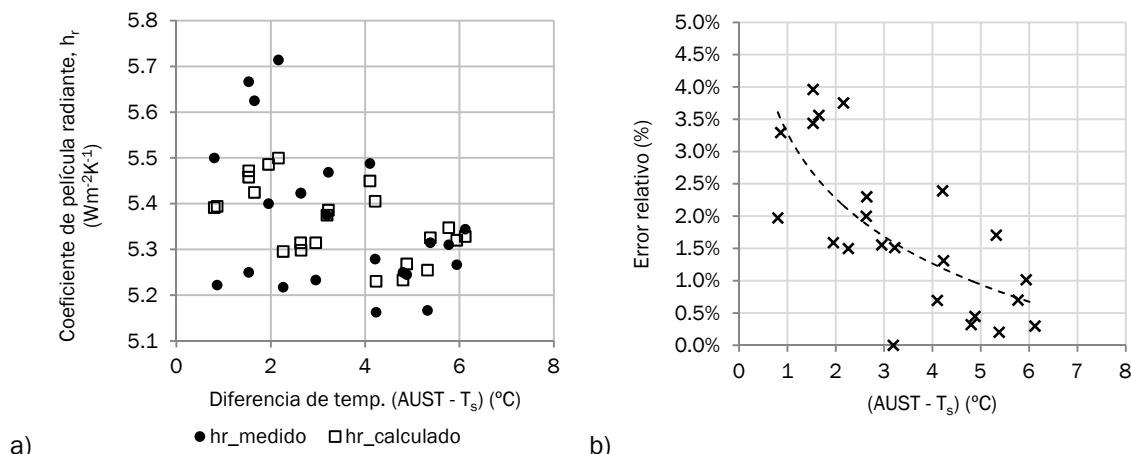


Figura III.16.- Coeficientes de transferencia de calor radiantes (Estudio B) (a) y error relativo en su cálculo a partir de la Eq. III.12 ( $\sum_j F_{\epsilon_{s-j}} = 0.941$ ) (b)

Coeficiente global de transferencia característico del panel

De acuerdo con los análisis anteriores, la potencia de enfriamiento total desde la superficie de un sistema de techo radiante puede ser obtenida mediante Eq. III.9 o Eq. III.10a. Sin embargo, para determinar la temperatura del agua de impulsión requerida es necesario comprender la transferencia de calor a través de la configuración concreta de cada sistema. El ‘Estudio B’ permite extraer algunas conclusiones en este sentido para los paneles de techos ensayados aquí.

Los resultados de dicho estudio demostraron una fuerte correlación lineal entre la potencia total de enfriamiento y la diferencia de temperaturas existente entre la superficie del panel y la temperatura media del agua ( $T_s - T_{w,prom}$ ), tal como se aprecia en la Figura III.17. Esto permite determinar empíricamente el valor del coeficiente de transferencia global (U) según la siguiente expresión:

$$q_{tot} = U \cdot (T_s - T_{w,prom.}) \quad \text{Eq. III.13}$$

En base a esto y a las conclusiones del análisis ANOVA presentado con anterioridad, se encontraron valores del coeficiente global de 20.8 y 24.2  $Wm^{-2}K^{-1}$  para los dos flujos máscicos ensayados de 3 y 5 kg/min respectivamente (Figura III.17). Tal como ya se comentó, un mayor flujo máscico supone un mayor valor U, en tanto que se produce una reducción de la resistencia térmica por convección en el interior de los tubos. En cualquier caso, los valores obtenidos aquí son válidos únicamente para el sistema de paneles concreto sometido a estudio y no puede ser extrapolado a otras configuraciones distintas.

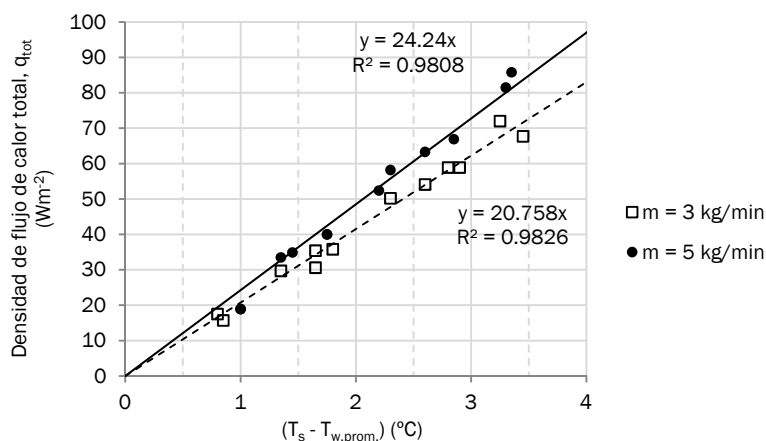


Figura III.17.- Correlaciones entre la densidad de flujo de calor total y  $(T_s - T_{w,prom})$  derivadas del ‘Estudio B’



### Confort térmico

En relación a las variables de confort térmico, el ‘Estudio B’ proporciona resultados muy similares a los ya presentados anteriormente para el primer análisis del panel en ‘modo refrigeración’. Por ello, se ha creído conveniente no incluir más datos en este sentido.

### III.4.2. Análisis en modo calefacción

En la Tabla III.10 se presentan los principales resultados derivados del análisis experimental del sistema de paneles en ‘modo calefacción’. Al igual que en los estudios anteriores, cada ensayo es identificado conforme a la nomenclatura utilizada en la Tabla III.3. A continuación se mostrará un análisis en base a una estructura similar a la seguida anteriormente para el ‘Estudio B’.

**Tabla III.10. Principales parámetros determinados en los ensayos del estudio en ‘modo calefacción’**

Descriptor del ensayo	T <sub>s</sub> (°C)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>op</sub> (°C)	AUST (°C)	q <sub>r</sub> (Wm <sup>-2</sup> )	h <sub>r</sub> (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	q <sub>c</sub> (Wm <sup>-2</sup> )	h <sub>c</sub> (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	q <sub>tot</sub> (Wm <sup>-2</sup> )	U (Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
M1W1A1	27.4	18.4	19.1	19.2	45.4	5.5	-0.3 <sup>1</sup>	0.0 <sup>1</sup>	45.1	32.2
M1W1A2	27.4	20.3	20.5	20.3	40.0	5.6	1.0	0.1	41.0	26.5
M1W1A3	28.0	23.0	23.0	22.9	29.0	5.7	3.4	0.7	32.4	27.0
M1W2A1	30.4	18.4	19.2	19.6	60.9	5.6	3.5	0.3	64.4	28.6
M1W2A2	30.9	20.7	21.2	21.6	53.3	5.7	5.0	0.5	58.3	27.1
M1W2A3	31.4	23.5	23.4	23.4	46.3	5.8	6.1	0.8	52.4	26.2
M1W3A1	33.7	18.3	19.3	20.1	78.8	5.8	1.7	0.1	80.5	26.0
M1W3A2	34.3	20.6	21.2	21.5	74.3	5.8	5.2	0.4	79.5	28.4
M1W3A3	34.8	23.5	23.4	23.4	67.1	5.9	7.4	0.7	74.5	28.1
M1W4A1	36.9	18.4	19.3	20.1	98.2	5.8	-0.7 <sup>1</sup>	0.0 <sup>1</sup>	97.5	24.4
M1W4A2	37.8	20.7	21.2	21.6	96.1	5.9	4.8	0.3	100.9	29.2
M1W4A3	38.3	23.4	23.3	23.1	90.7	6.0	6.3	0.4	97.0	29.4
M2W1A1	27.5	18.4	19.0	19.3	45.5	5.5	-1.2 <sup>1</sup>	-0.1 <sup>1</sup>	44.3	27.7
M2W1A2	28.1	21.2	21.3	21.2	38.7	5.6	2.5	0.4	41.2	31.7
M2W1A3	28.7	23.2	23.2	23.1	31.4	5.6	4.1	0.7	35.5	37.4
M2W2A1	31.2	18.4	19.2	19.6	65.8	5.7	-0.4 <sup>1</sup>	0.0 <sup>1</sup>	65.4	30.4
M2W2A2	31.7	20.8	21.1	21.3	59.8	5.8	2.0	0.2	61.8	30.9
M2W2A3	32.0	23.2	23.1	23.1	51.5	5.8	4.8	0.5	56.3	30.4
M2W3A1	34.3	18.3	19.2	19.5	85.2	5.8	0.1	0.0	85.3	25.8
M2W3A2	35.1	20.6	21.1	21.3	81.0	5.9	1.7	0.1	82.7	29.5
M2W3A3	35.7	23.4	23.3	23.3	73.4	5.9	5.6	0.5	79.0	32.2
M2W4A1	38.6	18.4	19.4	20.0	109.6	5.9	-2.0 <sup>1</sup>	-0.1 <sup>1</sup>	107.6	33.6
M2W4A2	38.8	20.7	21.3	21.9	101.0	6.0	7.1	0.4	108.1	33.3
M2W4A3	39.1	23.0	23.2	23.6	93.7	6.0	4.3	0.3	98.0	29.7
M1W2A3	31.5	22.7	22.7	22.5	51.7	5.7	3.4	0.4	55.1	29.0

<sup>1</sup> Debido al error experimental en algunos ensayos, el resultado del cálculo de la componente radiante supera al valor experimental obtenido para la potencia total, de modo que la componente convectiva resulta negativa, algo que no tiene sentido físico. Por ello, se han omitido estos datos de los análisis posteriores. Su interpretación física correcta indica que se trata de situaciones en que todo el intercambio calorífico del panel con su entorno tiene lugar en forma de radiación, siendo la parte convectiva despreciable.

Análisis de varianza (ANOVA) de los factores considerados

En primer lugar, la Tabla III.11 muestra el análisis ANOVA (con consideración de interacciones dobles) con las contribuciones de los distintos factores a los principales parámetros de interés:  $q_{tot}$ ,  $T_s$  y  $U$ . Los resultados obtenidos demuestran un comportamiento semejante del sistema en modo calor o en modo frío. Es destacable, aún de forma si cabe más clara, la afección de la temperatura del agua de impulsión como factor determinante de la potencia de calefacción y de la temperatura superficial de los paneles (contribuciones ~97 %). Por tanto, la contribución de la temperatura del aire es insignificante en este caso (~2 %), desapareciendo la ligera capacidad de auto-regulación mencionada en el ‘modo frío’. Esto está asociado al hecho de que para obtener potencias de disipación similares en calefacción, son necesarias diferencias de temperatura ( $T_s-T_a$ ) más elevadas, y los posibles cambios en la temperatura del aire en la zona de confort apenas afectan a la cesión de calor.

Por su parte, a la hora de establecer el coeficiente global de transferencia del sistema ( $U$ ), el flujo másico es claramente el factor más influyente (contribución ~31 %). Si bien, la significancia de este resultado no es concluyente, dado que el análisis muestra un porcentaje de variabilidad no explicado del mismo orden de magnitud (~35 %). Esta misma conclusión es apreciable en la Figura III.20 en la que las diferencias obtenidas en el valor de  $U$  para los distintos niveles de flujo másico analizados no son muy marcadas.

**Tabla III.11. Contribución porcentual de cada factor a la varianza de los parámetros del estudio en ‘modo calefacción’**

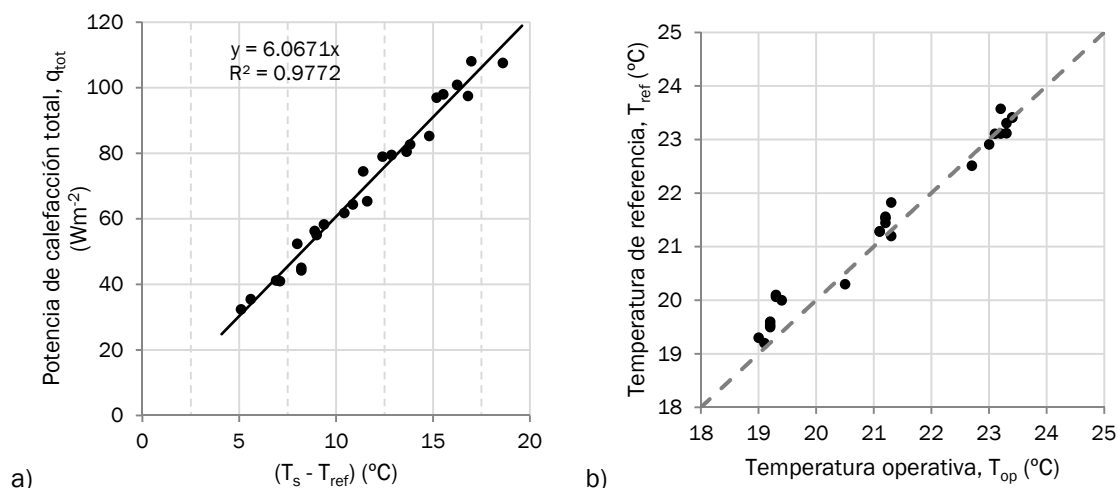
	Potencia de enfriamiento total, $q_{tot}$		Temperatura superficial del techo, $T_s$		Coeficiente global de transferencia de calor del sistema, $U$	
	SS ((Wm <sup>-2</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS (°C <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS ((Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total
SS_ $T_w$	12645.40	<b>96.59%</b>	358.87	<b>97.65%</b>	16.04	7.73%
SS_ $T_a$	285.13	2.18%	4.00	1.09%	8.91	4.29%
SS_ $m$	72.45	0.55%	3.76	1.02%	65.01	<b>31.31%</b>
SS_ $T_w*T_a$	38.37	0.29%	0.13	0.04%	27.52	13.25%
SS_ $T_w*m$	22.20	0.17%	0.34	0.09%	6.52	3.14%
SS_ $T_a*m$	0.43	0.00%	0.01	0.00%	10.28	4.95%
Residuales	28.48	0.22%	0.37	0.10%	73.37	<b>35.33%</b>
TOTAL	13092.47		367.49		207.65	

Potencia de calefacción

En la Figura III.18a se muestra la curva característica de calefacción del sistema de paneles radiantes derivada de los ensayos realizados. De acuerdo con las conclusiones extraídas anteriormente, se ha utilizado como variable independiente de la regresión la diferencia de temperaturas entre la superficie de los paneles y el entorno, teniendo en cuenta la misma definición de temperatura de referencia  $T_{ref}$  (Eq. III.10b). Se observa una correlación lineal del tipo  $y = ax$  muy satisfactoria.

Si bien la curva característica señalada en la norma EN15377-1 (2005) para techos calientes (Eq. III.14), emplea  $T_{op}$  en vez de  $T_{ref}$ , cabe señalar que la relación obtenida aquí está en consonancia con aquella. La Figura III.18b demuestra que bajo las condiciones de ensayo particulares del presente estudio, las dos variables prácticamente tomaron valores coincidentes, lo cual justifica esta observación.

$$q_{tot} = 6 \cdot (T_s - T_{op}) \quad \text{Eq. III.14}$$

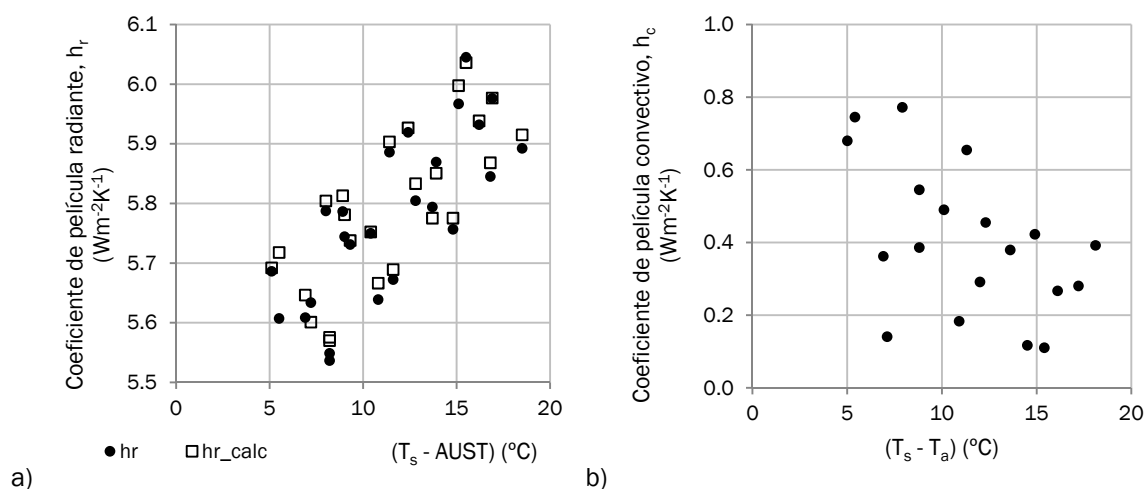


**Figura III.18.- Curva característica de calefacción del sistema de paneles  $q_{tot}$  vs.  $(T_s - T_{ref})$  (a) y relación entre la temperatura operativa y la temperatura de referencia para las condiciones de ensayo de este estudio (b)**

#### Coefficientes de transferencia de calor

Los valores de los coeficientes de película radiantes asociados a los ensayos del sistema en régimen de calefacción se sitúan entre 5.5 y 6.1  $Wm^{-2}K^{-1}$  para el rango de temperaturas de operación analizado (Figura III.19a). Además, la utilización de la expresión Eq. III.12 para la estimación simplificada de dichos coeficientes ( $hr_{calc}$ ) proporciona resultados altamente satisfactorios; sensiblemente mejores que los obtenidos para los ensayos del ‘modo refrigeración’. Este hecho se debe a la propia naturaleza de la expresión. Como ya se comentó, el comportamiento del error empeora conforme se aplica a situaciones con diferencias de temperatura  $|AUST - T_s|$  pequeñas. Al requerir mayores temperaturas superficiales de los paneles para alcanzar potencias de calefacción interesantes, el rango de trabajo del sistema se sitúa en valores de  $(T_s - AUST)$  entre 5 y 20  $^{\circ}C$ , donde el error relativo obtenido apenas supera el 1 % en ningún caso.

Por su parte, los valores de los coeficientes de transferencia convectivos (Figura III.19b) se sitúan entre 0 y 0.8  $Wm^{-2}K^{-1}$ . El pequeño rango de variación de este coeficiente y la incertidumbre de las medidas no permiten apreciar ninguna dependencia clara respecto de la diferencia de temperaturas  $(T_s - T_a)$ . En cualquier caso, se trata de resultados en una concordancia aceptable con la literatura previa [Awbi y Hatton 1999] [Khalifa 2001], y con el hecho de que la convección está claramente desfavorecida en este tipo de configuraciones de techo caliente.

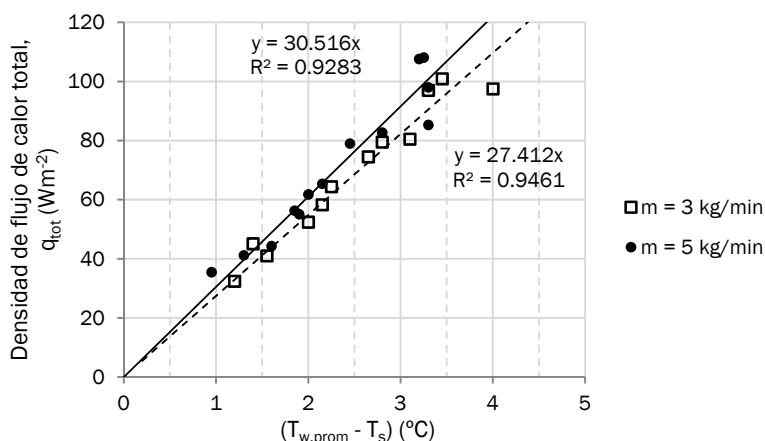


**Figura III.19.- Coeficientes de película derivados del estudio en ‘modo calefacción’: a) radiantes y b) convectivos**

### Coefficiente global de transferencia característico del panel

En la Figura III.20 se representan los resultados obtenidos en relación al coeficiente global de transferencia ( $U$ ) característico del sistema, a través de las correlaciones correspondientes entre densidad de flujo de calor y la pertinente diferencia de temperaturas ( $T_{w,prom} - T_s$ ). Tal como se había avanzado en el análisis ANOVA, en este estudio la dispersión de los datos no proporcionó coeficientes de regresión tan altos como en el 'modo refrigeración' y la relevancia del flujo másico de agua como factor determinante quizá no pueda justificarse de forma tan concluyente. En cualquier caso, las diferencias entre los distintos niveles del factor son aún apreciables. En este caso, en base a las regresiones se obtuvieron unos valores promedio de  $U$  de 27.4 y 30.5  $Wm^{-2}K^{-1}$  para los ensayos correspondientes al nivel bajo y alto del factor respectivamente.

Estos valores son más elevados que los deducidos para el 'modo refrigeración' para este mismo sistema de paneles (ver Figura III.17), lo cual es coherente con una justificación que atienda a las pequeñas diferencias en las propiedades termofísicas del agua y de los materiales constructivos del panel para los distintos niveles térmicos de operación. En calefacción dichas diferencias hacen que tanto el coeficiente de película en el interior de los tubos como la conductividad de los materiales sean ligeramente superiores, por lo que la resistencia térmica global se reduce y el coeficiente  $U$  es, por tanto, mayor.



**Figura III.20.- Correlaciones entre densidad de flujo de calor total y ( $T_{w,prom} - T_s$ ) derivadas del estudio en 'modo calefacción'**

### Confort térmico

Para concluir la presentación de resultados de todo el trabajo experimental descrito en este capítulo, la Tabla III.12 recoge las variables de confort térmico global y local derivadas del estudio en 'modo calefacción'. El formato, los índices considerados, así como las consideraciones previas realizadas en relación a los resultados de confort del 'Estudio A' tienen validez a continuación.

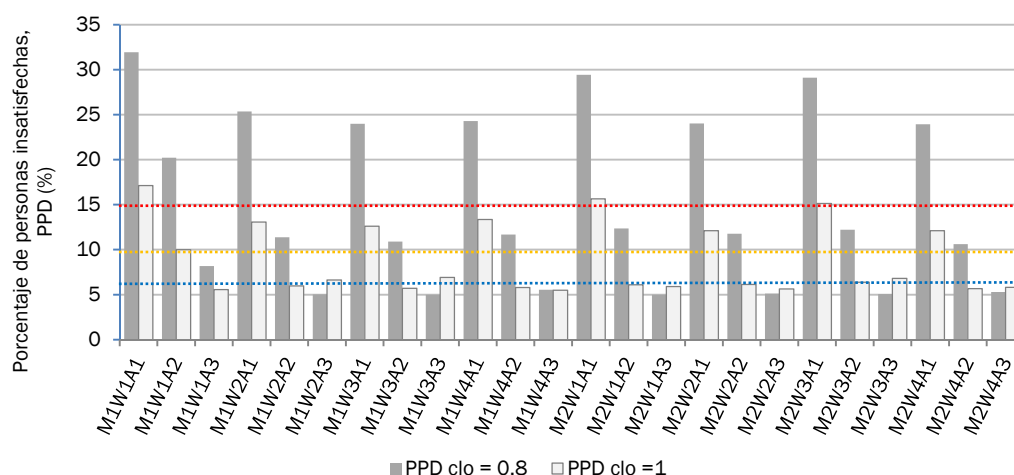
En primer lugar, en relación a las condiciones de confort térmico global, se observa que los ensayos planteados tuvieron una tendencia a proporcionar ambientes fríos. Bajo la suposición de un índice de vestimenta neutro ( $clo = 0.8$ ), es cierto que se establecieron consignas de la temperatura del aire interior quizá demasiado bajas para lo que sería típico en un ambiente más realista, obteniendo valores de PPD claramente  $> 15$  % en todos los ensayos correspondientes al primer nivel de este factor ( $T_{a,set} = 19$   $^{\circ}C$ ).

Sin embargo, la elección de estas consignas tampoco resulta desproporcionada. Para ello, en la Figura III.21 se ha mostrado el índice PPD de cada ensayo correspondiente a una vestimenta más propia de invierno ( $clo = 1$ ), calculado a posteriori de acuerdo a las ecuaciones del modelo de Fanger. En efecto, se aprecia que prácticamente todas las condiciones ensayadas se encuentran dentro del rango de confort recomendado (categoría C, PPD  $< 15$  %), situándose por debajo del 10 % (categoría

B) para las consignas de 21 y 23 °C. Con la salvedad comentada, se justifica nuevamente la relevancia, en relación al confort térmico global, de las condiciones bajo las que se ha realizado el estudio de caracterización del sistema.

**Tabla III.12. Variables de confort térmico determinadas durante los ensayos del estudio en ‘modo calefacción’**

Descriptor del ensayo	T <sub>s</sub> (°C)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>op</sub> (°C)	T <sub>mr</sub> (°C)	T <sub>s,suelo</sub> (°C)	HR (%)	V <sub>a</sub> (m/s)	PMV (-)	PPD (%)	PPD (clo=1) (%)	DR (%)	PD <sub>rad.</sub> (%)	PD <sub>estrat.</sub> (%)	PD <sub>suelo</sub> (%)
M1W1A1	27.4	18.4	19.1	19.8	19.2	43.3	0.17	-1.13	31.9	17.1	65.0	14.1	0.3	10.0
M1W1A2	27.4	20.3	20.5	20.7	19.6	37.4	0.19	-0.85	20.2	10.0	65.9	13.0	0.6	9.2
M1W1A3	28	23	23	23	22.6	49	0.19	-0.40	8.2	5.6	58.8	7.7	0.5	5.7
M1W2A1	30.4	18.4	19.2	20	19.5	64.1	0.16	-0.98	25.4	13.1	59.8	22.3	0.3	9.4
M1W2A2	30.9	20.7	21.2	21.7	21.6	57.5	0.18	-0.54	11.4	6.0	59.3	17.3	0.3	6.4
M1W2A3	31.4	23.5	23.4	23.3	22.8	51.3	0.19	-0.03	5.0	6.6	55.4	15.2	0.6	5.6
M1W3A1	33.7	18.3	19.3	20.3	20.4	54.6	0.14	-0.94	24.0	12.6	50.1	32.0	0.2	7.9
M1W3A2	34.3	20.6	21.2	21.8	21.2	57.4	0.16	-0.52	10.9	5.7	55.6	30.8	0.4	6.8
M1W3A3	34.8	23.5	23.4	23.3	22.6	54.9	0.19	-0.01	5.0	6.9	54.9	27.3	0.6	5.7
M1W4A1	36.9	18.4	19.3	20.2	20.3	53	0.15	-0.95	24.3	13.3	56.4	45.6	0.2	8.0
M1W4A2	37.8	20.7	21.2	21.7	21.2	54.6	0.16	-0.56	11.7	5.8	54.0	46.0	0.4	6.8
M1W4A3	38.3	23.4	23.3	23.2	21.9	33.6	0.18	-0.16	5.6	5.5	51.4	44.6	0.8	6.2
M2W1A1	27.5	18.4	19	19.6	19.3	57.1	0.17	-1.07	29.4	15.6	63.9	14.2	0.3	9.8
M2W1A2	28.1	21.2	21.3	21.4	20.7	50.2	0.19	-0.59	12.4	6.1	64.1	12.0	0.5	7.5
M2W1A3	28.7	23.2	23.2	23.2	22.7	48.3	0.19	-0.11	5.0	5.9	54.8	8.6	0.5	5.7
M2W2A1	31.2	18.4	19.2	20	19.5	62.1	0.14	-0.94	24.0	12.1	54.0	25.3	0.3	9.4
M2W2A2	31.7	20.8	21.1	21.4	20.9	57.1	0.18	-0.56	11.8	6.1	61.0	22.3	0.4	7.2
M2W2A3	32	23.2	23.1	23	22.5	44	0.18	-0.13	5.1	5.6	53.8	17.7	0.6	5.8
M2W3A1	34.3	18.3	19.2	20.1	19.2	44.3	0.15	-1.07	29.1	15.1	59.9	14.1	0.3	10.0
M2W3A2	35.1	20.6	21.1	21.6	20.8	47.5	0.16	-0.58	12.2	6.4	55.0	35.9	0.4	7.3
M2W3A3	35.7	23.4	23.3	23.2	22.5	53.6	0.17	-0.03	5.1	6.8	51.8	31.5	0.6	5.8
M2W4A1	38.6	18.4	19.4	20.4	19.9	54	0.14	-0.94	23.9	12.1	54.0	54.7	0.3	8.7
M2W4A2	38.8	20.7	21.3	21.9	21.6	50.4	0.15	-0.51	10.6	5.7	53.0	48.3	0.3	6.4
M2W4A3	39.1	23	23.2	23.4	23.1	43.9	0.17	-0.09	5.3	5.8	49.9	43.4	0.5	5.6



**Figura III.21.- Valores de PPD para índices de vestimenta típicamente neutros (clo = 0.8) y de invierno (clo =1) correspondientes a los ensayos del estudio en ‘modo calefacción’.**

Por su parte, la evaluación del confort térmico local proporcionó resultados menos satisfactorios, tal como ya se había avanzado en el apartado III.3.2. Si bien, algunos de estos resultados no están asociados de forma intrínseca al comportamiento del sistema sino a las limitaciones del dispositivo experimental. A continuación se comentan brevemente estos aspectos.

Son destacables los valores demasiado elevados obtenidos para el índice PD de **asimetría radiante** que, salvo para el nivel más bajo de temperatura del agua de impulsión ( $T_{w,set} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), superan ampliamente los límites admisibles (ver Tabla I.3). De ser así, la potencia de calefacción que podría proporcionar el sistema sin sobrepasar dichos límites, estaría limitada a unos  $30 - 45\text{ Wm}^{-2}$ . No obstante, en este sentido deben tenerse en consideración dos puntos. Por un lado, tales potencias serían suficientes en muchas aplicaciones con predominancia de las necesidades de enfriamiento a cubrir con un sistema radiante de techo, capaz a la vez de cubrir la baja demanda de calefacción que tuviese lugar de forma ocasional. Por otro lado, el desconfort local por asimetría radiante supone quizá un aspecto sometido a unas condiciones normativas demasiado restrictivas. Dada la alta subjetividad del fenómeno analizado y en base a la propia experiencia tenida a través de este trabajo experimental, se ha identificado el análisis más detallado de la asimetría radiante en sistemas de techo caliente como un campo abierto a futuras investigaciones. A priori se puede pensar en la obtención de condiciones de confort menos restrictivas, así como en la consideración adicional de otras variables aparentemente no tenidas en cuenta (por ejemplo, la distancia entre los planos de radiación asimétrica y el individuo). En cualquier caso, dichas investigaciones no se han llevado a cabo aquí por no disponer de los medios necesarios y quizá salirse fuera de los objetivos del trabajo.

La velocidad media del aire se encuentra en valores aceptables por debajo de  $0.2\text{ m/s}$  en todos los tests. Sin embargo, el índice de riesgo de **desconfort por corrientes de aire** (DR) es demasiado elevado. Esto ocurre únicamente por el efecto del movimiento turbulento de aire generado durante los ensayos mediante un pequeño ventilador de aire enfocado hacia la salida del aire frío de la bomba de calor. Este fue dispuesto así con el objetivo de evitar una estratificación de temperaturas desmesurada e 'irreal' provocada por el foco de calor del techo y la impulsión de aire muy frío del 'split' desde la zona inferior de la sala. Por tanto, el DR no es significativo del sistema de techo en sí. En relación con esto, en la Figura III.22 se muestran los **perfiles verticales de temperatura** registrados.

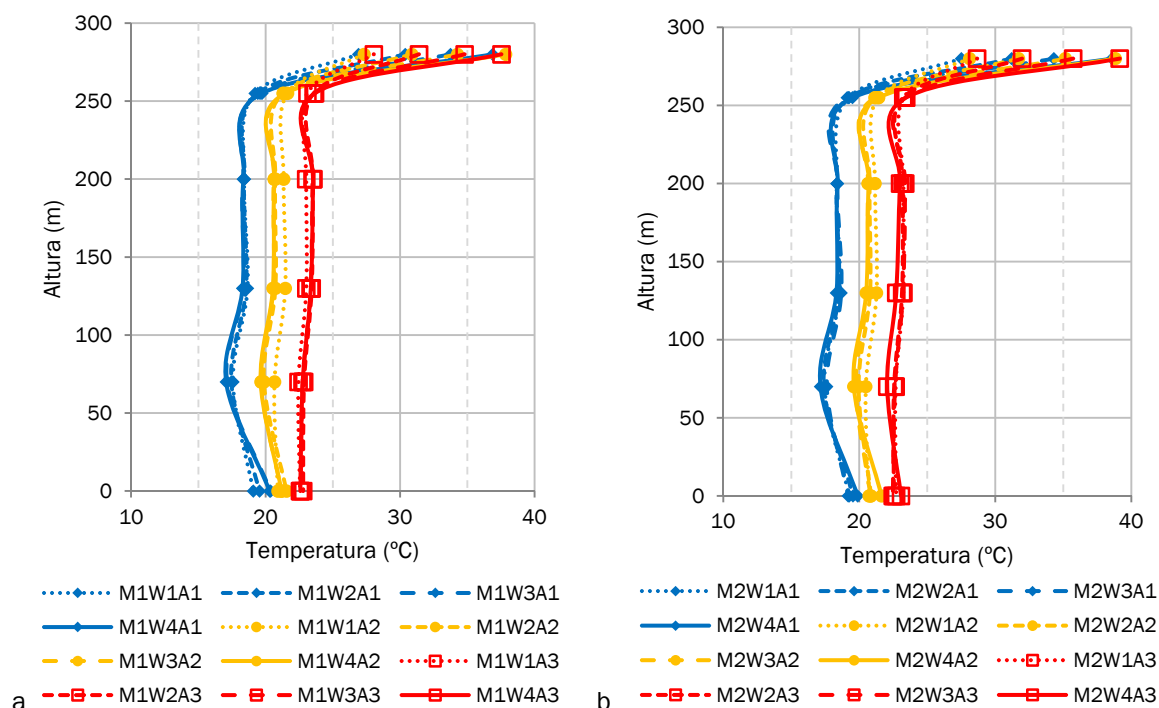


Figura III.22.- Perfiles verticales de temperatura en los distintos ensayos en 'modo calefacción': a)  $m = 3\text{ kg/min}$  b)  $m = 5\text{ kg/min}$

Nuevamente se observan condiciones muy homogéneas en toda la zona ocupada. Es obvio, que estos resultados también son efecto del ventilador mencionado y no del propio sistema en sí. De hecho es de prever que en condiciones reales (sin ventilador, pero igualmente sin aporte de aire frío que simule las pérdidas de calor del ambiente) se detectase cierta estratificación vertical asociada a la superficie caliente de la parte superior. Sin embargo, un sistema radiante está destinado sólo a cubrir carga sensible y por ello deberá operar en combinación con algún tipo de ventilación que garantice la calidad del aire y se ocupe de la carga latente. En este sentido, el ventilador colocado en estos ensayos demuestra que un pequeño movimiento de aire (como el de un sistema de ventilación adecuadamente diseñado) es capaz de anular la ‘temida’ y esperable estratificación y proporcionar valores de homogeneidad de temperatura en la sala muy satisfactorios.

Por último, pese a que la **temperatura superficial del suelo** está también afectada por parámetros ajenos al propio sistema, cabe señalar que durante todo el estudio se obtuvieron condiciones de ensayo sin riesgo de discomfort térmico local por temperatura superficial del suelo inadecuada ( $PD_{\text{suelo}} < 10 \%$ )

## III.5. CONCLUSIONES

En este capítulo se ha presentado el desarrollo de una instalación experimental para caracterizar de forma detallada el comportamiento de un sistema radiante de techo a través de los correspondientes ensayos en una cámara climática de laboratorio. Con vista a la aplicación de cualquier tipología de sistema radiante en situaciones de climas moderados con predominio de las necesidades de refrigeración, el principal objetivo planteado se centró en el análisis de los procesos fundamentales de transferencia de calor entre una superficie de techo frío y su entorno. Sin embargo, el estudio recoge resultados más amplios en relación a aspectos tanto energéticos como de confort térmico, en ‘modo refrigeración’ y ‘modo calefacción’, así como ciertas consideraciones particulares referentes al sistema de paneles empleado.

En primer lugar, a través de un análisis preliminar de los parámetros de influencia, se establecieron las bases de los correspondientes diseños de experimentos, identificando la temperatura seca del ambiente interior, la temperatura del agua de impulsión y el flujo másico de agua circulante como los principales factores a tener en cuenta. Seguidamente el sistema radiante de paneles de techo fue ensayado en tres estudios independientes que proporcionaron información experimental detallada de interés, resumida en los siguientes puntos:

La potencia de enfriamiento o calentamiento del sistema depende fundamentalmente de la temperatura del agua de impulsión, siendo despreciable la influencia del flujo másico. Por su parte, la afección de la temperatura del aire interior permitió observar un ligero efecto de auto-regulación en ‘modo frío’, que sin embargo desaparece en el rango de temperaturas de operación en ‘modo calefacción’. Además, la potencia de enfriamiento asociada a diferentes valores de  $(T_{op}-T_s)$  no mostró el comportamiento esperado de acuerdo a los estudios existentes con anterioridad. Sin embargo, a partir de los resultados derivados de este capítulo se ha conseguido aportar una explicación adecuada a tales observaciones, rechazando la temperatura operativa como única temperatura de referencia. El estudio separado de los fenómenos de radiación y convección, así como una definición de  $T_{ref}$  que considere las características del intercambio de calor del entorno con la superficie del sistema y no con el individuo, se han propuesto como enfoques capaces de predecir correctamente la capacidad del sistema.

En base a ello, se determinaron valores límite en torno a  $80 - 90 \text{ Wm}^{-2}$  (para diferencias de temperatura entre superficie y entorno de unos  $8 \text{ }^\circ\text{C}$ ) en ‘modo refrigeración’ sin comprometer los niveles adecuados de confort térmico. En ‘modo calefacción’ los ensayos realizados necesitaron diferencias de temperatura más elevadas, cercanas a los  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , para proporcionar densidades de flujo

de calor máximas de hasta  $110 \text{ Wm}^{-2}$ . Sin embargo, a falta de posibles estudios más específicos, los requerimientos de confort térmico local por asimetrías radiantes limitan las potencias de calor cedido a unos  $45 \text{ Wm}^{-2}$  con temperaturas superficiales máximas de  $28 \text{ }^\circ\text{C}$ .

El análisis separado de los fenómenos radiante y convectivo se ha presentado en función de los correspondientes coeficientes de transferencia de calor. La información experimental recogida en la literatura para el coeficiente de película de convección natural en configuraciones de techo ha sido refrendada con las correlaciones y los valores derivados de este trabajo. En 'modo refrigeración' se encontró una dependencia significativa de  $h_c$  con la diferencia de temperaturas asociada ( $T_a - T_s$ ), tomando valores aproximados entre  $3.5$  y  $6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  dentro de los rangos de trabajo habituales. Por su parte, en régimen de calefacción se obtuvieron coeficientes con muy poca variación inferiores en todo caso a  $0.8 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . El valor del coeficiente radiante, considerado constante en la mayor parte de aplicaciones prácticas, mostró efectivamente una variabilidad muy pequeña en cada uno de los estudios llevados a cabo. Se observó un valor medio de  $5.4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  en refrigeración y de  $5.8 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  en calefacción. No obstante, se ha propuesto una sencilla expresión (Eq. III.12) para la estimación más precisa de estos valores teniendo en cuenta las pequeñas variaciones existentes en función de los niveles térmicos de trabajo.

Desde el punto de vista del sistema de paneles particular ensayado, se ha expresado la transferencia de calor a través de la propia configuración del sistema (desde el agua hasta la superficie radiante) en base a un coeficiente global ( $U$ ), dependiente del flujo másico circulante. Para los flujos empleados se encontraron valores promedio de  $20.8$  y  $24.2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  en régimen de enfriamiento y de  $27.4$  y  $30.5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  en régimen de calentamiento. En cualquier caso, estos valores no son extrapolables a otras configuraciones de sistemas radiantes, aunque la sistematización de su proceso de cálculo podría servir de base para el desarrollo de modelos matemáticos simplificados del comportamiento del sistema.

Por último, se ha realizado una evaluación pormenorizada de las condiciones de confort alcanzadas en todos los ensayos, lo cual aporta un valor añadido a los resultados energéticos obtenidos anteriormente. Se ha demostrado que tales resultados se corresponden con condiciones de operación realistas, con garantía de unos adecuados niveles de calidad del ambiente térmico global y local. Las pequeñas desviaciones de dichas condiciones se han justificado convenientemente, mostrando que, en su mayor parte, no son intrínsecas a la operación del sistema sino que se deben a limitaciones específicas del dispositivo experimental.

En definitiva, se ha presentado este capítulo como primera aproximación a la comprensión de los fundamentos que rigen el comportamiento de cualquier tipología de sistema radiante. El análisis detallado mostrado aquí reafirma parte del conocimiento comúnmente aceptado en este ámbito y cubre ciertas lagunas derivadas de la ambigüedad en el tratamiento de estos fenómenos dentro de la literatura existente. De este modo, se sienta una base sólida de cara al desarrollo de los apartados siguientes del presente trabajo de tesis doctoral.

## III.6. REFERENCIAS

- [Antonopoulos et al. 1997] K. A. Antonopoulos, M. Vrachopoulos, C. Tzivanidis. 1997. *Experimental and theoretical studies of space cooling using ceiling-embedded piping*. Applied Thermal Engineering, 17, 351-367.
- [ASHRAE 2009] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc. 2009. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. Atlanta
- [ASHRAE 55 2004] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc. 2004. *ANSI/ASHRAE Standard 55-2004. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. ISSN 1041-2336. Atlanta
- [Awbi y Hatton 1999] Awbi, H.B., Hatton. A., Natural convection from heated room surfaces. Energy and Buildings, 30, 233-244.



### Capítulo III: Análisis experimental de un sistema radiante de paneles de techo en cámara climática

- [Causone et al. 2009] Causone, F., Corgnati, S.P., Filippi, M., Olesen, B.W. 2009. *Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room*. Energy and Buildings, 41, 622-628.
- [CEN EN15377 2005] European Committee for Standardization - CEN, 2005. *EN 15377-1: Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 1: determination of the design heating and cooling capacity*. Brussels.
- [Giesecke 1940] Giesecke, F.E. *Radiant heating and cooling*. ASHVE Journal, Section: Heating, Piping, Air Conditioning, 12, 479-489. American Society of Heating and Ventilating Engineers (ASHVE)
- [Incropera y DeWitt 1999] F.P. Incropera, D.P. DeWitt. 1999. *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4ª ed, Pearson, Prentice-Hall.
- [ISO6946 2007] International Organization for Standardization, 2007. *ISO 6946:2007 Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation method*.
- [ISO7730 2005] International Organization for Standardization, 2005. *ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*.
- [Jeong y Mumma 2003] Jae-Wong Jeong, Stanley A. Mumma. 2003. *Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces*. Applied Thermal Engineering, 23, 2293-2306.
- [Jeong y Mumma 2007] Jae-Wong Jeong, Stanley A. Mumma. 2007. *Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel*. Building and Environment, 42, 3176-3185.
- [Kadarağ 2009] Refet Kadarağ. 2009. *New approach relevant to total heat transfer coefficient including the effect of radiation and convection at the ceiling in a cooled ceiling room*. Applied Thermal Engineering, 29, 1561-1565.
- [Khalifa 2001] Abdul-Jabbar N. Khalifa. 2001. *Natural convective heat transfer coefficient - a review II. Surfaces in two- and three-dimensional enclosures*. Energy Conversion and Management, 42, 505-517
- [Khalifa y Marshall 1990] Khalifa, A.J.N., Marshall, R.H. 1990. *Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using real-sized indoor test cell*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 33, 2219-2236.
- [Kreith y Bohn 2002] F. Kreith, M.S. Bohn. 2002. *Principios de Transferencia de Calor*. 6ª ed. Thomson.
- [Min et al. 1956] Min, T.C., Schutrum, L.F., Parmelee, G.V., Vouris, J.D. 1956. *Natural convection and radiation in a panel-heated room*. ASHRAE Transactions, 62, 337-58.
- [Okamoto et al. 2010] Shigeru Okamoto, Hisataka Kitora, Hiromasa Yamaguchi, Tatsuo Oka. 2010. *A simplified calculation method for estimating heat flux from ceiling radiant panels*. Energy and Buildings, 42, 29-33.
- [Rey y Velasco 2008] F.J. Rey Martínez, E. Velasco Gómez. 2008. *DTIE. 9.04. Sistemas de suelo radiante*. Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). Madrid. ISBN: 9788495010230



# CAPÍTULO IV:

## ANÁLISIS TEÓRICO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA LOSA ACTIVADA

IV.1.	Introducción .....	134
IV.2.	Transferencia de calor en una losa activada .....	135
IV.2.1.	Preliminares .....	135
IV.2.2.	El 'modelo EMPA' como punto de referencia .....	136
IV.2.3.	Transferencia de calor en régimen estacionario .....	139
IV.2.4.	Transferencia de calor en régimen no estacionario .....	140
IV.3.	Estudio de los parámetros de diseño de un sistema TABS .....	145
IV.3.1.	Descripción del planteamiento y método .....	145
IV.3.2.	Resultados de transferencia de calor estacionaria .....	146
IV.3.3.	Resultados de transferencia de calor transitoria.....	150
IV.4.	Conclusiones.....	167
IV.5.	Referencias .....	169



## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura IV.1 Esquema de contenidos del presente capítulo .....	135
Figura IV.2. (a) Perfil de temperatura del fluido caloportador de un sistema TABS en la dirección paralela al flujo, y (b) Flujo de calor en una sección transversal de la losa activada. Fuente: [Klein et al. 2010].....	136
Figura IV.3. Representación de la transferencia de calor estacionaria en el TABS mediante redes eléctricas equivalentes: (a) configuración en triángulo, y (b) configuración en estrella. Fuente: [Klein et al. 2010] .....	137
Figura IV.4. Red de resistencias equivalentes del 'modelo EMPA' para representar la transferencia de calor estacionaria en un sistema TABS. Fuente: Adaptado de [Sourbron 2012].....	138
Figura IV.5. Valor de las distintas resistencias térmicas en una losa activa para distintos diseños constructivos que cumplen las restricciones geométricas del 'modelo EMPA'. Fuente: Modificado de [Sourbron 2012].....	139
Figura IV.6. Representación RC de la transferencia de calor a través de una losa por medio de una rama en T. Fuente: Adaptado de [Weber y Johansson 2005].....	144
Figura IV.7. Capacidad de disipación a través del techo para distintas configuraciones constructivas considerando distintos espesores y pasos de tubo en losas simétricas (a) y asimétricas (b).....	148
Figura IV.8. Temperatura superficial del techo para distintas configuraciones constructivas considerando distintos espesores y pasos de tubo en losas simétricas (a) y asimétricas (b).....	148
Figura IV.9. Capacidad de disipación en techo (a) y temperatura superficial (b) para la configuración constructiva de referencia escogida en función de la temperatura de impulsión y tres niveles de temperatura del aire coherentes con la zona de confort en condiciones de verano. Caudal = $10 \text{ kg h}^{-1} \text{ m}^{-2}$ .....	149
Figura IV.10. Capacidad de disipación en techo (a) y temperatura superficial (b) para distintos niveles de caudal y temperatura de impulsión en un TABS que intercambia calor con ambientes a $23 \text{ C}$ .....	149
Figura IV.11. Perfiles adimensionales de temperatura en el plano medio ( $\theta_k$ ) para distintos espesores de la losa según la solución analítica y los cálculos basados en TRNSYS .....	152
Figura IV.12. Comparación de los perfiles adimensionales de temperatura en el plano medio ( $\theta_k$ ) derivados de los distintos modelos considerados: (a) losa de espesor $20 \text{ cm}$ , (b) losa de espesor $40 \text{ cm}$ .....	152
Figura IV.13. Fracción del calor acumulado disipada por la superficie superior ( $q_1$ ) y por la superficie inferior ( $q_2$ ) en losas de distinto espesor para condiciones $T_0 = 16 \text{ C}$ , $T_\infty = 23 \text{ C}$ . .....	153
Figura IV.14. Fracción del calor acumulado disipada en una losa de $20 \text{ cm}$ : a) por la superficie del techo bajo distintas condiciones $T_0/T_\infty$ , y b) por ambas superficies para distintas diferencias entre la temperatura del fluido (aire) y la temperatura de acumulación ( $\Delta T = T_\infty - T_0$ ) .....	153
Figura IV.15. Cantidad de energía disipada en las primeras 24 horas del proceso en función del espesor de la losa. (Cálculos realizados para condiciones $T_0 = 16 \text{ C}$ , $T_\infty = 23 \text{ C}$ ).....	154
Figura IV.16. Valor absoluto (a) y valor relativo a la respuesta escalón (b) de la cantidad de energía disipada por el techo de una losa de $20 \text{ cm}$ de espesor en las primeras 24 horas del proceso para distintas amplitudes de variación de la temperatura del aire. (Cálculos realizados para condiciones $T_0 = 16 \text{ C}$ , $T_\infty = 23 \text{ C}$ ) .....	156
Figura IV.17. Valores medios de la fracción acumulada $f_{sto}$ (a), la acumulación $q_{sto} *$ (b) y el desfase de la onda respuesta $\psi$ (c) en función del periodo de las variaciones de la temperatura ambiente y los principales parámetros geométricos del TABS.....	159
Figura IV.18. Valores medios del desfase de la onda respuesta $q_3$ ( $\psi$ ) en función del periodo de las variaciones de la temperatura ambiente, el espesor de la losa y la posición de la capa activa (A, asimétrica o S, simétrica) .....	161
Figura IV.19. Valores medios de la fracción acumulada, $f_{sto}$ (a), la acumulación, $q_{sto} *$ (b) y el desfase de la onda respuesta $q_2$ , $\psi$ (c) en función del periodo de las variaciones de la temperatura de impulsión y los principales parámetros geométricos del TABS. ....	165

Figura IV.20. Valores medios de la fracción del desfase de la onda respuesta  $q_2$  ( $\psi$ ) en función del periodo de las variaciones de la temperatura de impulsión, el espesor de la losa y la posición de la capa activa (A, asimétrica o S, simétrica) ..... 167

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla IV.1 Valores de los parámetros comunes a todas las simulaciones del estudio .....	146
Tabla IV.2. Valores de los diseños constructivos considerados en el estudio paramétrico .....	147
Tabla IV.3. Condiciones de operación consideradas en el estudio paramétrico .....	149
Tabla IV.4. Valores de los parámetros considerados en la obtención de la solución analítica.....	151
Tabla IV.5. Tiempos de respuesta de la losa ante un escalón en la temperatura del fluido.....	153
Tabla IV.6. Características evaluadas en el estudio paramétrico No.1 .....	157
Tabla IV.7. Resultados del análisis ANOVA correspondiente al estudio paramétrico No.1.....	158
Tabla IV.8. ANOVA con consideración de losas asimétricas correspondiente al estudio paramétrico No.1. ....	160
Tabla IV.9. Pruebas de significancia LSD de Fisher para el factor 'posición de capa activa' en el estudio No.2 ..	161
Tabla IV.10. Características evaluadas en el estudio paramétrico No.2.....	162
Tabla IV.11. Resultados del análisis ANOVA correspondiente al estudio paramétrico No.2.....	163
Tabla IV.12. ANOVA con consideración de losas asimétricas correspondiente al estudio paramétrico No.1.....	166

# CHAPTER IV: THEORETICAL HEAT TRANSFER ANALYSIS OF A THERMALLY ACTIVATED SLAB

## ABSTRACT

The concept of radiant conditioning through TAB systems is based on a fairly simple idea consisting of a hydraulic circuit embedded into the building structure, which allows controlling its thermal condition and, consequently, also that of the indoor environment. However, this control and the energy interactions between the system and the environment encompass a large number of technical aspects and operation alternatives, which makes the understanding of the system's behaviour a tough challenge.

On this basis, this chapter addresses a theoretical approach on the fundamentals of the different heat transfer processes that have certain relevance on the design and operation of the TABS. The so-called 'EMPA model' provides a balanced approach in terms of complexity and accuracy from which more specific calculations of practical use are developed. It can model the heat transfer from the fluid to the slab's active layer, but needs to be combined with other calculation methods to adequately consider the transient heat conduction through the solid to the radiant surfaces. In this sense, different options are dealt with, focusing on the analysis of a simplified analytical solution, as well as on the capabilities of the *Transfer Function Method (TFM)*.

From the knowledge of the available tools and the selection of the most suitable option within the particular scope of this PhD project (which is the integration of the 'EMPA model' with the TF method in the TRNSYS simulation environment), several parametric studies are developed. They pay special attention to the cooling mode and analyze the influence of different constructive and operation variables on both the steady and transient behaviour of the TAB system. In this way, valuable guidelines for the TABS design are provided.

## IV.1. INTRODUCCIÓN

Tal como se ha avanzado en apartados previos, los sistemas de forjados activos o TABS constituyen la tipología de sistema radiante de mayor interés y con mayor potencial de cara a un uso eficiente de la energía. Dadas sus características inerciales, los TABS aúnan de algún modo la disipación y el almacenamiento de energía en un solo sistema.

Por ello, una vez estudiados los fundamentos físicos de la transferencia de calor desde una superficie radiante a través del montaje experimental del capítulo III, resulta de gran interés emplear las herramientas de análisis de la conducción de calor para comprender las particularidades de la transmisión de energía a través del elemento estructural activo, eje central de un sistema de este tipo. De este modo, se pretende poder afrontar con garantías su diseño, comprender la dinámica de su comportamiento térmico, y a en definitiva, extraer conclusiones de utilidad a la hora de plantear una adecuada integración de los TABS en la estrategia energética global del edificio (aspecto abordado a través de un estudio de simulación más detallado en el capítulo VII de este trabajo).

Con este fin conviene establecer una serie de diferencias inherentes a la transferencia de calor en la losa activa del TABS. Esto hará posible un estudio más ordenado y una mejor selección de las herramientas de análisis disponibles.

Por un lado, al contrario de lo que ocurre con los sistemas de paneles radiantes de baja inercia o rápida respuesta térmica, el estudio del TABS requiere tener en igual consideración aspectos tanto de su comportamiento estacionario, como del transitorio. El primero determinará unos niveles de referencia hipotéticamente alcanzables en términos de capacidad de disipación, temperaturas superficiales, etc. para distintas condiciones de contorno tanto del fluido caloportador como del ambiente interior. Sin embargo, en la operación real del sistema, resulta muy complicado alcanzar una situación estacionaria, por lo que el comportamiento dinámico adquiere una relevancia fundamental de cara a gestionar adecuadamente el funcionamiento del mismo.

El segundo de los aspectos a destacar hace alusión a la diferencia entre el comportamiento del TABS como sistema de acondicionamiento activo (la losa recibe un 'input' de energía desde un fluido caloportador a una determinada temperatura, acumulando una parte e intercambiando el resto con el ambiente), o como sistema pasivo (capaz de intercambiar la energía acumulada sin que exista circulación del fluido, ni consecuentemente ningún 'input' de energía al sistema en ese instante).

Por último, es de especial importancia separar la transferencia de calor que tiene lugar desde el fluido caloportador hasta la losa (representada por un concepto virtual de núcleo o plano activo), de la que ocurre desde dicho plano activo hasta ambas superficies exteriores (superior e inferior) en contacto con el ambiente interior (de la planta superior e inferior respectivamente).

A raíz de estos dos últimos aspectos, conviene notar que la transferencia de calor en el sólido (losa) es la parte fundamental del análisis a plantear, teniendo presencia en la operación del TABS ya sea en modo activo o pasivo. Además, este proceso constituye un problema más o menos clásico de la transferencia de calor, estudiado bajo diferentes enfoques a lo largo del tiempo. Esto proporciona diversas herramientas de cálculo de distinta precisión y complejidad aplicables al mismo. Por su parte, la transferencia de calor desde el agua hasta el núcleo de la losa solo es relevante en el comportamiento activo del sistema. Así, su integración en un modelo capaz de reproducir el comportamiento integral del TABS, supone la tarea más novedosa en este sentido. En cualquier caso, se trata de un aspecto solucionado en gran medida [Koschenz y Dorer 1998], tal como se detallará más adelante.

En base a todas estas consideraciones, el objetivo de este capítulo consiste en realizar una aproximación al entendimiento de la transferencia de calor en un sistema TABS tanto en régimen



estacionario como transitorio. En este sentido, la Figura IV.1 muestra a continuación un esquema que organiza los contenidos del capítulo para hacer más fácil su seguimiento y comprensión.

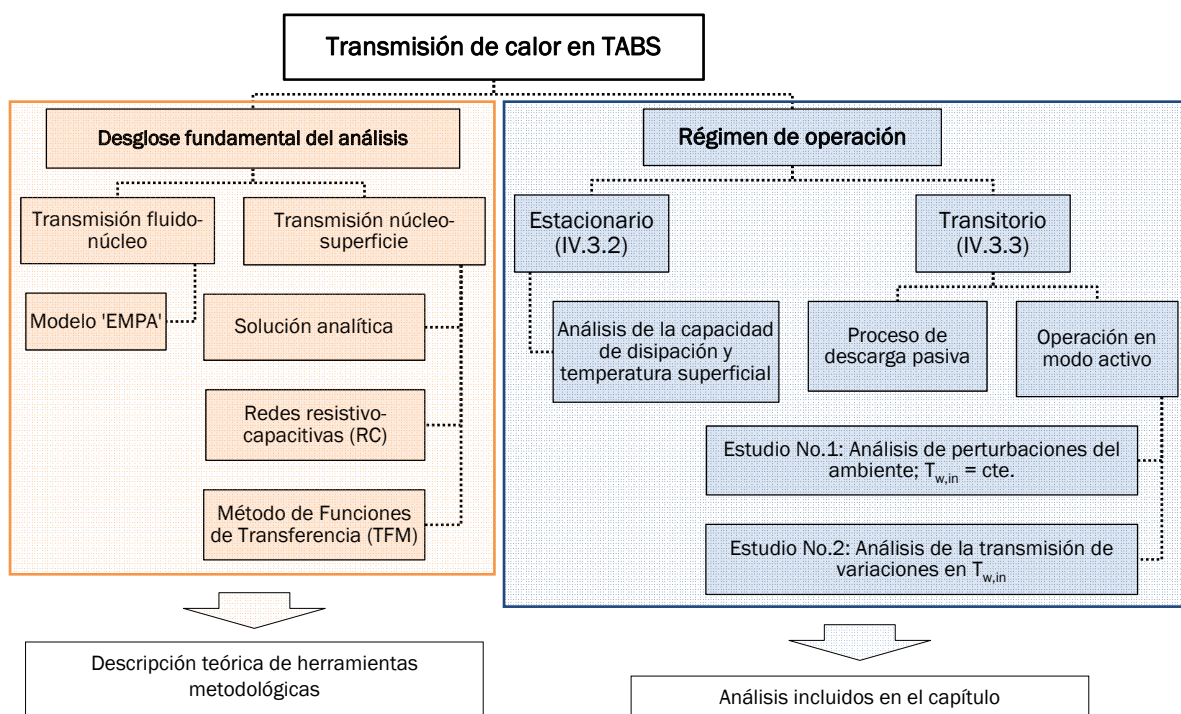


Figura IV.1 Esquema de contenidos del presente capítulo

Por una parte, la sección IV.2 contemplará primeramente la descripción detallada del problema de transmisión de calor en una losa activada, así como de las herramientas ya existentes que pueden resultar de utilidad en su estudio. En esta parte, según lo ya comentado, se incidirá en el desglose fundamental del problema, que permite afrontarlo de forma más efectiva. Además, se justificará la elección de la metodología utilizada en el trabajo llevado a cabo posteriormente.

La segunda parte del capítulo, a través del apartado IV.3, mostrará los resultados derivados de dicho trabajo. En ella, se incluirá un análisis detallado de los parámetros más importantes de diseño y operación del sistema (espesor de la losa, paso de tubo, profundidad de la capa activa, temperatura de impulsión, caudal de agua, etc.), determinando su influencia sobre las variables de interés en la operación del mismo en régimen estacionario (apartado IV.3.2) y transitorio (IV.3.3). Conviene mostrar especial atención a los distintos estudios presentados en esta última parte, que permiten extraer conclusiones tanto del proceso de descarga pasiva de la losa como de su funcionamiento en modo activo, ya sea con una temperatura de impulsión constante o variable.

## IV.2. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA LOSA ACTIVADA

### IV.2.1. Preliminares

Desde un punto de vista estricto, el proceso de transferencia de calor en un sistema TABS constituye un complejo problema 3D. La Figura IV.2 muestra las principales características del mismo. El fluido caloportador en circulación actúa como un foco o sumidero de calor que varía su temperatura conforme avanza y va cediendo o absorbiendo energía (Fig. IV.2a). De este modo, la transferencia de calor a la losa es distinta en cada sección transversal a la dirección paralela al flujo (eje z). Por otra parte, en cada una de esas secciones se tiene un flujo de calor bidimensional (Fig. IV.2b) con

isotermas curvas. Estas, por lo tanto, no son paralelas a la superficie de la losa, debido a la presencia de los tubos del circuito hidráulico a lo largo del plano activo.

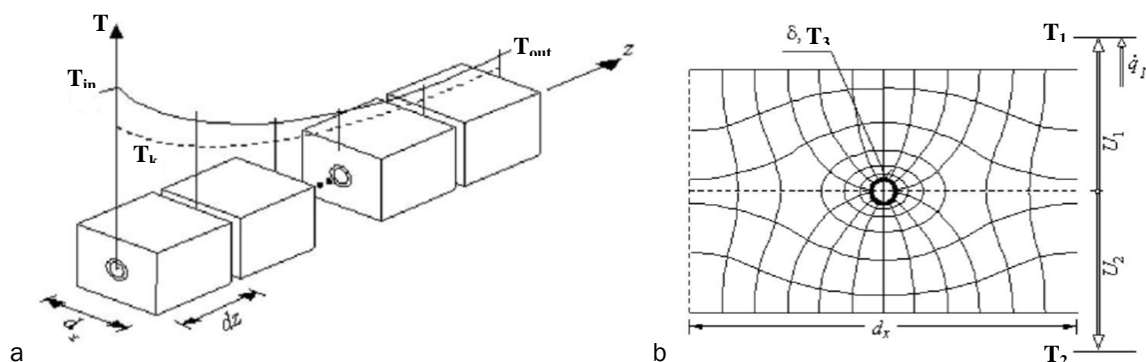


Figura IV.2. (a) Perfil de temperatura del fluido caloportador de un sistema TABS en la dirección paralela al flujo, y (b) Flujo de calor en una sección transversal de la losa activada. Fuente: [Klein et al. 2010]

La resolución de un problema de este tipo no admite la obtención de una solución analítica exacta, sino que es necesario recurrir a esquemas de diferencias finitas (FDM) o elementos finitos (FEM) de elevada complejidad y coste computacional, que proporcionan soluciones muy aproximadas.

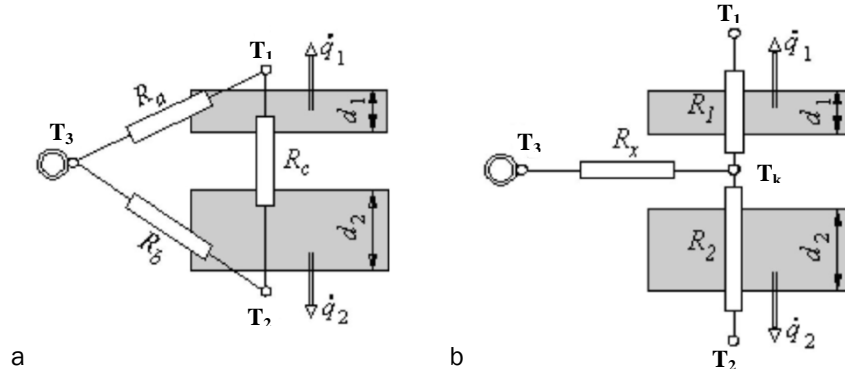
Sin embargo, desde un punto de vista práctico, habitualmente no resulta imprescindible conocer las características de temperatura y flujo de calor con ese nivel de detalle, pudiendo plantear el uso de herramientas mucho más sencillas. Estas, no obstante, son capaces de reproducir fielmente las principales variables físicas de interés, tales como las temperaturas superficiales medias, el salto térmico experimentado por el agua circulante o los flujos de calor inyectados a la losa y disipados por ella, etc. Además, están basadas en modelos simplificados que resultan de especial utilidad de cara a ser integrados en entornos globales de simulación dinámica.

Dentro de las opciones disponibles, comentadas brevemente en el capítulo II, a continuación se describe con mayor detalle el modelo implementado por el software de simulación TRNSYS [Klein et al. 2010], y que, en lo sucesivo, será aplicado en la mayoría de cálculos relativos a sistemas máscicos activados incluidos en esta tesis. Dicho modelo fue desarrollado por investigadores de los 'Swiss Federal Laboratories for Materials Science and Technology (EMPA)', derivando del trabajo ya mencionado de Koschenz y Dorer (1999). Por ello, en adelante se hará referencia a él como 'modelo EMPA'.

## IV.2.2. El 'modelo EMPA' como punto de referencia

El 'modelo EMPA' se caracteriza por la representación 1D de la transferencia de calor en el TABS considerando, por tanto, planos isotermos paralelos a las superficies de la losa. En concreto, el plano activo (en el que se dispone el circuito hidráulico de activación) y su temperatura media desempeñan un papel fundamental en el planteamiento del modelo, haciendo posible la integración en el mismo de la transferencia de calor desde el agua hasta la losa. Tal como se describe a continuación, el concepto virtual de 'core temperature' o temperatura media del plano activo ( $T_k$ ), establece el nodo central de una red de resistencias térmicas que se completa con los niveles térmicos del agua y de las estancias contiguas al TABS.

A partir de la solución estacionaria en el plano  $x$ - $y$  (correspondiente con las secciones transversales a la dirección del flujo de agua) y la aplicación del símil eléctrico a la transferencia de calor en el sistema, es posible plantear una red triangular de resistencias como la mostrada en la Figura IV.3a, desde la temperatura exterior de los tubos ( $T_3$ ) hasta las estancias superior ( $T_1$ ) e inferior ( $T_2$ ). A su vez, a partir de ella, es sencillo derivar la red en estrella equivalente mencionada con anterioridad (Fig. IV.3b).



**Figura IV.3. Representación de la transferencia de calor estacionaria en el TABS mediante redes eléctricas equivalentes: (a) configuración en triángulo, y (b) configuración en estrella. Fuente: [Klein et al. 2010]**

A continuación se presentan las expresiones de las resistencias involucradas en esta red, así como los criterios de validez del modelo resistivo. Para comprender mejor el significado de cada término, considérese la siguiente notación específica:

- d: Espesor en m, (bien de alguna de las capas de hormigón por encima o por debajo del plano activo o bien del propio tubo)
- $d_x$ : Paso de tubo (m)
- $\delta$ : Diámetro exterior del tubo (m)
- $\Phi$ : Factor de forma de corrección, derivado de la solución estacionaria del problema bidimensional
- R: Resistencia térmica ( $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ )
- U: Coeficiente global de transferencia de calor ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ )
- $g_i$ : Funciones derivadas de la solución bidimensional que se simplifican bajo las hipótesis Eqs.IV.3
- k: Conductividad térmica ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ )
- $m_{sp}$ : Flujo másico específico de agua ( $kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$ )
- $L_r$ : Longitud del tubo (m)

Además, se debe tener en cuenta que los subíndices '1' y '2' hacen referencia al proceso de transmisión de calor hacia la estancia superior e inferior respectivamente. Por su parte, los subíndices 'r' y 'b' proceden de la nomenclatura del modelo en alemán y se refieren en todo caso al tubo (*Rohr*) y al hormigón (*Beton*) respectivamente.

La red en estrella de la Figura IV.3b se compone de las siguientes resistencias térmicas:

$$(a) \quad R_1 = \frac{1}{U_1}; \quad (b) \quad R_2 = \frac{1}{U_2} \quad Eqs. IV. 1$$

$$R_x = \frac{1 - \Phi}{\Phi \cdot (U_1 + U_2)} = \frac{d_x \cdot \left[ \ln\left(\frac{d_x}{\pi \cdot \delta}\right) + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_1(s) + g_2(s)}{s} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k_b} \quad Eq. IV. 2$$

Se aprecia que las resistencias asociadas al sólido (tanto la parte situada por encima del plano activo como la situada por debajo) son debidas únicamente a su coeficiente global de transmisión (U) (Eqs.IV.1). Por su parte, la expresión de  $R_x$  (Eq.IV.2) es función de un factor de forma corrector ( $\Phi$ ), que a su vez depende de forma compleja de la configuración particular del circuito hidráulico [Koschenz y Dorer 1999]. No obstante, dicha dependencia se simplifica enormemente en gran parte de las configuraciones habituales, siempre que se cumplan las siguientes condiciones:

$$(a) \quad \frac{d_i}{d_x} > 0.3; \quad (b) \quad \frac{\delta}{d_x} < 0.2 \quad \rightarrow \quad R_x = \frac{1 - \Phi}{\Phi \cdot (U_1 + U_2)} \approx \frac{d_x \cdot \ln\left(\frac{d_x}{\pi \cdot \delta}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_b} \quad Eqs. IV. 3$$

La mayoría de las dimensiones constructivas de un sistema TABS empleadas habitualmente cumplen dichas condiciones. En concreto, para diámetros de tubería ( $\delta$ ) entre 14 y 20 mm el modelo admitiría pasos ( $d_x$ ) siempre superiores a 10 cm. Pasos menores muy raramente son empleados, por lo que este aspecto no supone un problema. No obstante, la condición relativa al espesor de material sólido a los lados de la capa activa debe ser observada con mayor cuidado. En particular, si la configuración escogida implica un paso de tubo elevado (hasta 30 cm pueden ser habituales), el análisis de losas poco gruesas no es posible. En cualquier caso, esto afectaría principalmente al cálculo de sistemas convencionales de suelo radiante (sistemas superficiales embebidos) y no a la tipología TABS propiamente dicha, en la que los espesores de la losa activa suelen ser superiores a los 20 cm.

Una vez planteada la red en estrella hasta la temperatura de la superficie exterior de los tubos, es inmediato ampliarla hasta el nivel térmico del propio fluido sin más que añadir las correspondientes resistencias de conducción a través de la pared del tubo ( $R_r$ ) y de convección interior al mismo ( $R_w$ ).

$$(a) R_w = \frac{d_x^{0.13}}{8.0 \cdot \pi} \cdot \left( \frac{\delta - 2 \cdot d_r}{\dot{m}_{sp} \cdot L_r} \right)^{0.87} ; \quad (b) R_r = \frac{d_x \cdot \ln \left( \frac{\delta}{\delta - 2 \cdot d_r} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k_r} \quad \text{Eqs. IV. 4}$$

Sin embargo, tal como se ha mencionado, la temperatura del agua varía a lo largo del tubo según un perfil exponencial (Fig. IV.2a) por lo que en cada plano x-y será distinta. El modelo EMPA utiliza una temperatura media en el nodo correspondiente al fluido caloportador y tiene en cuenta la variación de temperatura del mismo a lo largo de todo el circuito a través de una resistencia adicional ( $R_z$ ) entre los niveles térmicos de entrada y medio. La determinación del valor de esta resistencia no es inmediata [Glück 1982]. Si bien, tras algunas transformaciones y a partir del análisis de la resistencia térmica total entre la temperatura del agua de entrada y el núcleo de la losa para distintos valores de flujo másico circulante, es posible concluir [Klein et al. 2010] que para valores relativamente elevados de dicho flujo másico ( $\dot{m}_{sp} \geq 13 \text{ kg/h}\cdot\text{m}^2$ ), el valor de  $R_t$  no depende de los coeficientes U asociados al sólido. En consecuencia, en tales casos es demostrable que la expresión de la resistencia  $R_z$  se simplifica según la siguiente expresión.

$$R_z = \frac{1}{2 \cdot c_w \cdot \dot{m}_{sp}} \quad \text{Eq. IV. 5}$$

De este modo, la red equivalente completa planteada por el modelo queda según:

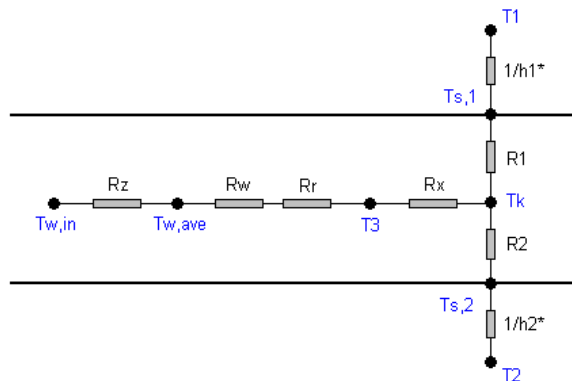


Figura IV.4. Red de resistencias equivalentes del 'modelo EMPA' para representar la transferencia de calor estacionaria en un sistema TABS<sup>1</sup>. Fuente: Adaptado de [Sourbron 2012]

<sup>1</sup> La resistencia desde la superficie de la losa hasta la temperatura del ambiente interior se ha representado como una mera resistencia convectiva ( $1/h_i$ ). Estrictamente, los efectos de convección y radiación ha de ser contemplados adecuadamente de acuerdo a la discusión del capítulo III.

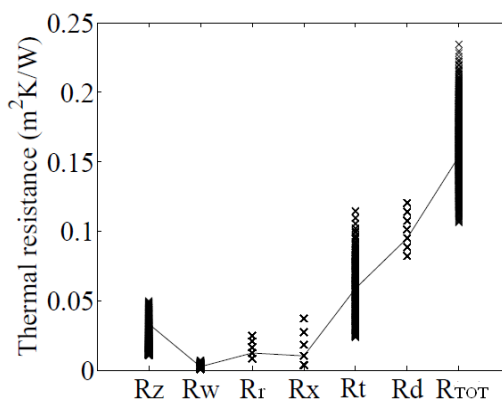
Además, pese a que el modelo aquí descrito está derivado de una solución de transferencia de calor en estado estacionario, el cumplimiento de la condición anterior hace que la resistencia  $R_t$  no esté afectada por ninguna variable inherentemente estacionaria, por lo que su aplicación también es válida para cálculos transitorios. En cambio, no ocurre lo mismo con las resistencias representativas de los elementos constructivos sólidos sobre y bajo el plano activo ( $R_1$  y  $R_2$ ), por lo que es necesario plantear otro enfoque para esta parte del modelo capaz de reflejar de forma adecuada el comportamiento del sistema en situaciones transitorias (ver sección IV.2.4).

Finalmente, es importante mencionar el hecho de que el 'modelo EMPA' está referido a la superficie activa neta asociada a la presencia de tubería embebida bajo la losa. Esta se calcula como el producto del paso de tubo por la longitud del mismo según Eq.IV.6. Sin embargo, en muchas ocasiones los flujos de calor disipados al ambiente, así como alguna otra magnitud relevante, pueden ser referidos a la superficie de suelo total de la estancia. En relación a ello ha de considerarse la existencia de una determinada zona en la periferia de la losa que no es activada, siendo habitualmente el ratio  $A_{\text{neta}}/A_{\text{total}}$  próximo al 80 %.

$$A_{\text{neta}} = d_x \cdot L_r \quad \text{Eq.IV.6}$$

### IV.2.3. Transferencia de calor en régimen estacionario

A partir del 'modelo EMPA' descrito en el apartado anterior, es posible estudiar de forma exhaustiva la transferencia de calor estacionaria que tiene lugar en un TABS. En este sentido, Sourbron (2012) recoge un interesante trabajo basado en el análisis de cada una de las resistencias térmicas involucradas por separado. Cabe destacar los siguientes aspectos como base de conocimiento para los estudios realizados más adelante:



**Figura IV.5. Valor de las distintas resistencias térmicas en una losa activa para distintos diseños constructivos que cumplen las restricciones geométricas del 'modelo EMPA'. Fuente: Modificado de [Sourbron 2012]**

- En general, el valor de todas las componentes de la resistencia térmica total ( $R_t$ ) entre la temperatura de entrada del agua ( $T_{w,in}$ ) y la temperatura del núcleo de la losa ( $T_k$ ) dependen del flujo másico de agua y del paso de tubo ( $d_x$ ).
- $R_z$  depende además de la longitud de tubería. En particular, para situaciones medias típicas correspondientes a un tubo en torno a 70 m,  $R_z$  supone la contribución más importante al valor de la resistencia total.
- La resistencia por conducción a través de la pared del tubo ( $R_r$ ) es del mismo orden de magnitud que  $R_x$ , no pudiendo despreciarse ninguna de ellas.
- Asumiendo ambientes a la misma temperatura en las zonas superior e inferior en contacto con la losa, la resistencia térmica desde el núcleo de la misma hasta las estancias contiguas ( $R_d$ ) domina la transferencia de calor global en el sistema. Si bien, la mencionada resistencia total entre el fluido y el núcleo de la losa no puede ser despreciada en los cálculos. Por ejemplo,  $R_t$

supone una contribución próxima al 40 % en un diseño constructivo según:  $d_x = 15$  cm,  $d_1 = d_2 = 0.1$  m,  $m_w = 150$  kg/h,  $L = 66.7$  m. (Los valores asociados a este ejemplo aparecen unidos por una línea sólida en la Figura IV.5).

Por otra parte, es de destacar la necesidad de realizar una correcta definición de las propiedades térmicas de los materiales (en particular, de las conductividades de la tubería y el hormigón de la losa), pues tienen una influencia notable, y en absoluto despreciable, en el valor de las resistencias involucradas.

Finalmente, en consonancia con los resultados del capítulo III, Sourbron (2012) también sugiere que el control de la potencia inyectada a la losa es más eficiente a través de la modificación de la temperatura de impulsión que del flujo másico circulante.

En cualquier caso, algunos de los resultados derivados del trabajo comentado fueron deducidos para una configuración constructiva particular y están referidos fundamentalmente al análisis del modo calefacción. En este sentido, el apartado IV.3 pretende mostrar una evaluación de la transferencia de calor estacionaria más intuitiva, haciendo especial hincapié en los rangos de operación habituales (especialmente en modo refrigeración) y analizando las variaciones existentes debidas al planteamiento de distintos diseños constructivos. En última instancia, el objetivo de dicho análisis será establecer la capacidad de disipación del sistema así como los niveles térmicos de impulsión requeridos en los distintos casos, extrayendo las pertinentes conclusiones.

#### IV.2.4. Transferencia de calor en régimen no estacionario

De acuerdo con lo comentado, el modelo resistivo descrito para la representación de la transferencia de calor desde el fluido hasta el plano activo o núcleo de la losa, es aplicable a situaciones no estacionarias (salvo en contadas excepciones). Sin embargo, de cara a estudiar la transferencia de calor transitoria en el sólido no es posible limitarse al uso de una red resistiva, de modo que la parte anterior del 'modelo EMPA' ha de ser integrada convenientemente con alguna de las siguientes alternativas:

- a. Derivación de la solución analítica exacta del problema. Esta opción está limitada al desarrollo de análisis preliminares que consideran condiciones de contorno simplificadas. La resolución bajo situaciones realistas notablemente más complejas resulta de escaso interés práctico. En cualquier caso, a partir de uno de estos análisis simplificados es posible extraer diversas conclusiones de interés, tal como se verá más adelante.
- b. Aplicación del símil eléctrico a través de redes equivalentes resistivo-capacitivas (RC). Se trata de un enfoque que habitualmente también engloba la modelización de la transferencia de calor desde el fluido caloportador a la losa. En este sentido, múltiples trabajos han sido dedicados al desarrollo y análisis de redes con mayor o menor grado de complejidad.
- c. Aplicación del Método de las Funciones de Transferencia. Este método fue propuesto por Stephenson y Mitalas (1971) y constituye la base de los procedimientos de cálculo integrados en diferente software de simulación dinámica como TRNSYS [Klein et al. 2010]. Será la opción elegida para desarrollar en profundidad el análisis paramétrico de la sección IV.3

En cualquier caso, el problema de transferencia de calor transitoria en la losa se basa en la resolución de la ecuación general de la conducción con la adecuada consideración de hipótesis simplificadoras y condiciones de contorno. La expresión Eq.II.7 (ver capítulo II) puede ser adaptada convenientemente para la resolución del problema 1D en una geometría sólida plana sin generación de calor y con propiedades térmicas uniformes y constantes, dando lugar a:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\rho c_p}{k} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad Eq. IV. 7$$

donde  $\alpha$  es la difusividad térmica del sólido, que establece la relación entre su conductividad térmica y su capacidad calorífica. En cierta manera, se trata de una medida de la inercia térmica del material. Un valor elevado de difusividad térmica implica una propagación del calor más rápida, produciéndose los cambios de temperatura con una dinámica elevada. En este caso, una mayor difusividad de la losa supone una mayor facilidad de transmitir el calor del fluido a la superficie emisora con una menor capacidad de acumulación térmica.

Por otra parte, cabe señalar que, bajo la hipótesis que considera propiedades de la materia constantes y uniformes, la expresión Eq.IV.7 constituye una ecuación lineal invariante en el tiempo, que permite la obtención de soluciones analíticas en determinadas situaciones particulares.

A continuación se describen con mayor detalle algunas de las características fundamentales de los métodos apuntados.

### ***Estudio analítico de la transferencia de calor en una placa plana***

La resolución analítica del problema de conducción transitoria que ocupa a este capítulo se encuentra bien documentada, habiéndose obtenido distintas soluciones exactas para múltiples geometrías y condiciones de frontera simplificadas [Incropera y DeWitt 1999]. En este sentido, conviene destacar el texto de Carslaw y Jaeger (1959). En él se recogen soluciones específicas para sólidos limitados por dos planos paralelos (losas) con condiciones de contorno de distinta complejidad en sus superficies. Es de destacar la solución más o menos general con condiciones convectivas y valores de temperatura constantes y diferentes en los recintos contiguos superior e inferior. A través de ella, es posible representar convenientemente el funcionamiento del TABS tanto en régimen pasivo como en régimen activo. En el segundo de los casos, es necesario plantear la resolución del problema dividiendo la losa en dos partes y considerando adecuadamente tanto la temperatura del plano activo como la unión posterior de las dos soluciones Sourbron (2012).

En cualquier caso, pese a su probado interés teórico, este enfoque se basa en un arduo ejercicio matemático que se complica aún más a la hora de considerar valores de temperatura de frontera dependientes del tiempo, resultando claramente limitado de cara a su aplicabilidad práctica ante condiciones dinámicas de operación. Por esta razón, no se ha creído interesante profundizar en un planteamiento demasiado complejo del problema.

Por el contrario, a continuación se presenta una solución exacta  $T(x,t)$  con condiciones de contorno sencillas suficientemente representativas del régimen de operación pasivo del TABS. Con ello se pretende simplemente mostrar los fundamentos metodológicos para la resolución analítica del problema estudiado, así como obtener unas conclusiones preliminares del comportamiento no estacionario del sistema (sin perder de vista las correspondientes limitaciones de los resultados obtenidos).

Aparte de las hipótesis ya mencionadas que permiten reducir la ecuación de la conducción en el sólido a la expresión Eq.IV.7, la aplicación simplificada descrita a continuación se basa en las siguientes premisas:

- El sistema TAB es representado por una losa de espesor  $2L$  que se encuentra inicialmente a una temperatura uniforme  $T(x,0) = T_0$ . Este valor es representativo del nivel térmico del sistema al comienzo del día tras el proceso de carga nocturno.
- El circuito hidráulico (plano activo) del TABS se encuentra en la sección media de la losa.
- Se consideran condiciones de contorno idénticas en ambas superficies del sólido, correspondientes con un cambio brusco en la temperatura del fluido en contacto con ellas hasta un valor  $T_\infty$ . Nótese que, dadas las diferencias de los coeficientes de película convectivos en las dos superficies de disipación (suelo y techo), esta hipótesis no se cumple de forma estricta en la realidad aun definiendo ambientes a la misma temperatura en las zonas superior e inferior.

Los dos últimos puntos caracterizan un comportamiento simétrico en las dos mitades de la losa. De este modo, el problema se reduce a la resolución de una de ellas solamente, tomando una condición de simetría (flujo de calor nulo) en el plano medio. Además, la longitud característica del problema (L) queda definida por la mitad del espesor de la losa, es decir, la distancia desde los tubos del TABS a la superficie de disipación.

De acuerdo con todo ello, las condiciones de contorno temporales y espaciales necesarias para la resolución de la Eq.IV.7 se pueden expresar según:

$$\begin{cases} t = 0; & 0 \leq x \leq L; & T = f(x) = T_0 \\ t > 0; & x = 0; & \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ t > 0; & x = L; & -k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = h \cdot (T_s - T_\infty) \end{cases} \quad \text{Eqs. IV. 8}$$

No obstante, el planteamiento de una adecuada adimensionalización del problema proporciona ciertas ventajas para su resolución, permitiendo aplicar la solución obtenida a diferentes casos de estudio de un mismo tipo de geometría. Así, se definen los siguientes grupos adimensionales.

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty}; \quad x^* = \frac{x}{L}; \quad Fo = \frac{\alpha \cdot t}{L^2}; \quad Bi = \frac{h \cdot L}{k} \quad \text{Eqs. IV. 9}$$

Para una mejor comprensión de estas ecuaciones, considérese la siguiente notación específica:

- T es la temperatura en un punto de la losa en un instante dado, es decir, T(x,t);
- $\theta$  es el valor adimensional de dicha temperatura;
- T<sub>0</sub> es la temperatura inicial de la placa;
- T<sub>s</sub> es la temperatura de la superficie de disipación;
- T<sub>∞</sub> es la temperatura del medio con el que se intercambia calor;
- x es la distancia desde el centro de la placa hasta el punto considerado;
- x\* es el valor adimensional de dicha distancia;
- L es la longitud característica, previamente definida como la mitad del espesor de la losa;
- Fo es el número de Fourier, que constituye la variable temporal adimensionalizada;
- $\alpha$  es la difusividad térmica de la losa;
- t representa el tiempo transcurrido desde que se modifican las condiciones de contorno;
- Bi es el número de Biot, que representa la relación entre las resistencias de disipación exterior y de conducción a través del sólido, y cuyo valor para el rango de condiciones estudiadas suele variar entre 0.1 y 1 [Sourbron 2012];
- h representa un coeficiente de disipación combinado radiante-convectivo, que rige de forma aproximada la transferencia de calor desde la superficie de la losa al fluido (ver capítulo III);
- k es la conductividad térmica del sólido.

En base a ello, el problema de conducción adimensionalizado se expresa según:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^{*2}} = \frac{\partial \theta}{\partial Fo}; \quad \begin{cases} Fo = 0; & 0 \leq x^* \leq 1; & \theta = 1 \\ Fo > 0; & x^* = 0; & \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = 0 \\ Fo > 0; & x^* = 1; & -\frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = \theta_s \left( = \frac{T_s - T_\infty}{T_0 - T_\infty} \right) \end{cases} \quad \text{Eqs. IV. 10}$$

La resolución de esta ecuación diferencial se aborda mediante el método de separación de variables, que por otra parte constituye una herramienta matemática muy habitual en la obtención de soluciones analíticas exactas a los problemas particulares del mismo tipo pero con condiciones de contorno más complejas. Dicho método se basa en escribir el perfil de temperaturas adimensional (dependiente de dos variables x\* y Fo), como producto de dos funciones que dependen, cada una, de



una de dichas variables (Eq.IV.11). En este caso, su aplicación da lugar a dos problemas de valor propio (Eqs.IV.13) cuya solución se presenta a continuación (Eqs.IV.14).

$$\theta(x^*, Fo) = H(x^*) \cdot \tau(Fo) \quad \text{Eq. IV. 11}$$

$$\frac{1}{H(x^*)} \cdot \frac{d^2 H(x^*)}{d(x^*)^2} = \frac{1}{\tau(Fo)} \cdot \frac{d\tau(Fo)}{dFo} = -\lambda^2 \quad \text{Eq. IV. 12}$$

$$a) \frac{d^2 H(x^*)}{d(x^*)^2} + \lambda^2 \cdot H(x^*) = 0; \quad b) \frac{d\tau(Fo)}{dFo} + \lambda^2 \cdot \tau(Fo) = 0 \quad \text{Eqs. IV. 13}$$

$$a) H(x^*) = A \cdot \cos(\lambda x^*) + B \cdot \sen(\lambda x^*); \quad b) \tau(Fo) = D \cdot \exp(-\lambda^2 Fo) \quad \text{Eqs. IV. 14}$$

Aplicando las correspondientes condiciones de contorno, se tiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left( \frac{\partial \theta}{\partial x^*} \right)_{x^*=0} = 0 \quad \rightarrow \quad B = 0 \end{array} \right. \quad \text{Eq. IV. 15a}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left( \frac{\partial \theta}{\partial x^*} \right)_{x^*=1} = -Bi \cdot \theta_{x^*=1} \quad \rightarrow \quad \lambda_n \cdot \tan \lambda_n = Bi \end{array} \right. \quad \text{Eq. IV. 15b}$$

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot \exp(-\lambda_n^2 Fo) \cdot \cos(\lambda_n x^*) \quad \text{Eq. IV. 16}$$

Al anularse el término del seno en Eqs.IV.14a,  $C_n$  aparecen como los coeficientes que engloban las otras dos constantes (A y D) y que dependen de los valores propios  $\lambda_n$  según la siguiente expresión.

$$C_n = \frac{4 \cdot \sen \lambda_n}{2\lambda_n + \sen(2\lambda_n)} \quad \text{Eq. IV. 17}$$

Una vez conocido el perfil de temperatura, es posible determinar el calor intercambiado por la losa entre el instante inicial y cualquier tiempo ( $t > 0$ ). Planteado de forma general para una placa fría sumergida en un fluido más caliente (representativo de un TABS en modo refrigeración), inicialmente, la losa se encuentra cargada con una cantidad de energía respecto al fluido externo,  $E_0$  (Eq.IV.18), que a su vez representa la máxima cantidad de calor intercambiable,  $Q_{MAX}$ . Sin embargo, en cualquier instante posterior, la evolución de las temperaturas internas hace que su energía E haya disminuido y se exprese según (Eq.IV.19). Así, se puede demostrar que el calor intercambiado Q, expresado sin dimensiones como fracción del máximo intercambiable, responde a Eq.IV.20.

$$E_0 = Q_{MAX} = \rho c A \cdot L \cdot (T_{\infty} - T_0) \quad \text{Eq. IV. 18}$$

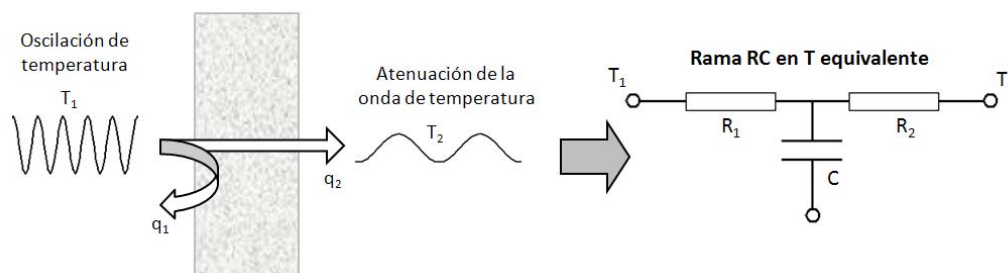
$$E = \int_0^L \rho c \cdot (T_{\infty} - T(x)) \cdot A \cdot dx \quad \text{Eq. IV. 19}$$

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_0} = \frac{E_0 - E}{E_0} &= 1 - \int_0^L \frac{\rho c \cdot (T_{\infty} - T(x)) \cdot A \cdot dx}{\rho c \cdot (T_{\infty} - T_0) \cdot A \cdot L} = \int_0^1 (1 - \theta) dx^* = \\ &= 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \cdot \sen^2 \lambda_n}{\lambda_n \cdot (\lambda_n + \sen \lambda_n \cos \lambda_n)} \cdot \exp(-\lambda_n^2 Fo) \end{aligned} \quad \text{Eq. IV. 20}$$

Habitualmente la resolución del perfil de temperatura así como del calor intercambiado por la losa se realiza con procedimientos gráficos utilizando los ábacos de Heisler (1947) y Gröber (1950) respectivamente. Sin embargo, para aportar una solución más precisa, a través de una sencilla programación en Microsoft Excel®, aquí se ha realizado una evaluación numérica de los 200 primeros valores propios que cumplen la condición Eq.IV.15b. En cualquier caso, se observó que a partir de los primeros 10 valores, la contribución del resto se puede considerar prácticamente insignificante. Los resultados derivados de esta solución analítica así como su discusión se presentan en la sección IV.3 conjuntamente con el análisis paramétrico ampliado.

### Aplicación de redes RC a la transferencia de calor en geometrías planas

La aplicación del símil eléctrico es una herramienta muy habitual en el estudio de la transferencia de calor, que resulta de particular utilidad en el análisis del comportamiento dinámico de los TABS, tal como ya se avanzó en el capítulo II. El ‘modelo EMPA’ es un ejemplo de ello pese a que está planteado para condiciones estacionarias. De cara a modelar efectos de acumulación de calor (procesos no estacionarios, por tanto) es necesario incluir condensadores en el planteamiento de la red equivalente. Así, la representación de una pared o losa con dos nodos superficiales a través de una rama en T (Fig. IV.6) constituye la base de cualquier modelización de este tipo.



**Figura IV.6. Representación RC de la transferencia de calor a través de una losa por medio de una rama en T.**  
**Fuente: Adaptado de [Weber y Johansson 2005]**

A partir de ella es posible construir redes más complicadas que unan los tres nodos térmicos relevantes en un TABS (fluido caloportador, superficie emisora superior y superficie emisora inferior), a través de una configuración triangular o una en estrella. Los parámetros RC son estimados en base a consideraciones geométricas [Ren y Wright 1997] [Liu et al. 2011], o de acuerdo a procesos de optimización a partir de soluciones analíticas o numéricas conocidas [Akander 2000]. En esta última línea, cabe destacar los trabajos de Weber (2005), y Weber y Johansson (2005), en los que se presenta un análisis detallado en el dominio de la frecuencia del comportamiento dinámico de distintas configuraciones RC optimizadas.

De acuerdo con esto, en la mayoría de casos el modelado RC de un TABS ha sido abordado con la consideración mencionada de los tres nodos de forma conjunta. Sin embargo, partiendo del ámbito de validez del ‘modelo EMPA’, existe la posibilidad de plantear solamente dos ramas RC sencillas entre el nodo del plano activo de la losa y cada una de las superficies. Dicho enfoque es el utilizado por Sourbron (2012) para analizar la respuesta en frecuencia del sistema y escoger un modelo con la precisión y complejidad adecuadas de cara a ser utilizado en un controlador predictivo (MPC). A partir de su trabajo se puede concluir que como mínimo es necesario un modelo de tercer orden para obtener una precisión aceptable en los resultados.

### Método de las Funciones de Transferencia (TFM)

Se trata de un procedimiento derivado de la propuesta realizada originalmente por Mitalas y Stephenson (1967) mediante el llamado Método de los Factores Respuesta (TRF, *Thermal Response Factors*) para el cálculo de cargas térmicas a través de paredes planas. Dada la linealidad del problema, este primer método se basó en la aplicación del ‘Principio de Superposición’ para simplificar el manejo de las condiciones de contorno de temperatura establecidas sobre las superficies del muro (en este caso de la losa). Dichas condiciones son aproximadas por series de funciones simples (habitualmente pulsos triangulares) para las que es sencillo obtener una solución analítica. Así, la solución del complejo problema original se obtiene como suma de las soluciones simples obtenidas.

Posteriormente, los propios Stephenson y Mitalas (1971) utilizaron la transformada de Laplace y la transformada Z para convertir las ecuaciones originales a expresiones algebraicas más sencillas,

con el fin de reducir el coste computacional de su método. Esto dio lugar a las Funciones de Transferencia, que reflejan la relación entre una señal de entrada  $I(z)$  y una señal de salida  $O(z)$ , en la forma de un cociente de dos series de  $z^{-1}$  (Eq.IV.21).

$$H(z) = \frac{O(z)}{I(z)} = \frac{a_0 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} + \dots + a_jz^{-j}}{b_0 + b_1z^{-1} + b_2z^{-2} + \dots + b_pz^{-p}} \quad \text{Eq. IV. 21}$$

La aplicación de este enfoque al análisis del problema en la losa del TABS no es más que el resultado de escribir los flujos de calor actuales en cada una de las superficies en función de los valores actuales y pasados de las temperaturas superficiales y de los valores pasados de los propios flujos [Delcroix et al. 2013].

$$q_n^A = \sum_{k=0}^j a_k T_{n-k}^A + \sum_{k=0}^j c_k T_{n-k}^B - \sum_{k=1}^p b_k q_{n-k}^A \quad \text{Eq. IV. 22}$$

Una sencilla explicación del método TFM y del proceso de deducción de los coeficientes de transferencia (CTF) puede encontrarse en [Varela-Díez 2008]. En este sentido, la determinación de dichos coeficientes  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$ , etc. se planteó inicialmente a través de un procedimiento de búsqueda directa de las raíces (*Direct Root Finding, DRF*), que progresivamente fue mejorado. No obstante, existen métodos alternativos planteados en el dominio del tiempo, en el dominio de la frecuencia o a través de una representación de espacio de estados (*state-space, SS*) [Duska et al. 2006]. Quizás esta última opción sea una de las más utilizadas en la práctica junto al método DRF, permitiendo incluso la generación de los coeficientes para valores más bajos de la constante de tiempo (*timebase*). En este sentido, lu y Fisher (2004) presentan una comparativa más detallada de las principales hipótesis de estos métodos y los resultados obtenidos para distintas tipologías de muros.

El Método de las Funciones de Transferencia es aplicado por los principales entornos de simulación energética (TRNSYS, EnergyPlus, etc.) para el cálculo de las cargas térmicas debidas a la transferencia de calor a través de los muros del edificio. Aprovechando esta implementación ampliamente probada, TRNSYS lo incorpora también a la hora de integrar el ‘modelo EMPA’ para la simulación de la transferencia de calor desde el plano activo hasta las superficies del TABS. Por ello, y dadas las ventajas prácticas en el desarrollo de cálculos con esta herramienta, esta fue la opción escogida para llevar a cabo el estudio paramétrico presentado a continuación.

## IV.3. ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE UN SISTEMA TABS

### IV.3.1. Descripción del planteamiento y método

El objetivo del presente apartado consiste en mostrar la influencia de los principales parámetros de diseño de un sistema TABS en la caracterización de la transferencia de calor en la que este interviene. Para ello, dada la complejidad y la inabarcable viabilidad práctica de un único estudio que englobe todos los aspectos de interés, se plantearán distintos análisis más o menos amplios capaces de aportar la información requerida de forma fraccionada pero con la suficiente generalidad.

Tal como ya se ha mencionado, los parámetros tenidos en cuenta hacen alusión a aspectos de tipo geométrico (espesor de la losa  $e$ , paso de tubo  $d_x$ , y profundidad de la capa activa  $p$ ) y de funcionamiento (caudal másico de agua  $m_w$ , temperatura del aire de las estancias contiguas a la losa  $T_a$ , y temperatura del agua de impulsión  $T_{w,in}$ ).

Los cálculos necesarios se han llevado a cabo mediante el software de simulación dinámica TRNSYS [Klein et al. 2010], a través del planteamiento de un sencillo modelo de dos zonas térmicas

separadas por una losa activa. De este modo, se ha tenido en cuenta la disposición de una losa de hormigón de 25 m<sup>2</sup> (5m x 5m) libre de cualquier resistencia adicional, colocada entre dos estancias con un control ideal de temperatura en cada una y que se encuentran en equilibrio térmico con el resto de espacios adyacentes.

Las variables que se han mantenido constantes en todas las simulaciones se recogen en la Tabla IV.1. Se trata de valores típicos de las propiedades de los materiales constructivos y del tipo de tubo empleado en sistemas TABS, así como correlaciones de cálculo de los coeficientes de convección entre la superficie emisora y el ambiente acordes con los resultados presentados en el capítulo III. En cualquier caso se trata de parámetros que habitualmente no forman parte del planteamiento de un diseño de TABS, pero que deben ser identificados correctamente dada la sensibilidad de los modelos de cálculo ante variaciones de los mismos [Sourbron 2012].

**Tabla IV.1 Valores de los parámetros comunes a todas las simulaciones del estudio**

Parámetro	Valor	Unidad
Propiedades térmicas del hormigón		
Conductividad térmica, $k_b$	2	W·m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
Capacidad calorífica, $c_b$	1	kJ·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
Densidad, $\rho_b$	2300	kg·m <sup>-3</sup>
Características del tubo		
Diámetro exterior, $\delta$	0.020	m
Espesor, $d_r$	0.002	m
Conductividad térmica, $k_t$	0.35	W·m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
Correlaciones de convección		
Suelo frío / Techo caliente	$h_c = 0.4 \cdot \Delta T^{0.31}$	W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
Techo frío / suelo caliente	$h_c = 2.6 \cdot \Delta T^{0.31}$	W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>

Tal como se viene describiendo, conviene recordar que dentro de la modelización hecha en TRNSYS, los cálculos relativos al TABS son abordados a través del ‘modelo EMPA’ en la parte correspondiente a la transmisión de calor entre el agua y el núcleo de la losa, combinado con un enfoque de Funciones de Transferencia para el tratamiento de la disipación desde el propio núcleo hacia las dos superficies emisoras y los respectivos ambientes superior e inferior.

Por otra parte, la herramienta GenOpt (*Generic Optimization Program*) [Wetter 2011], fue empleada para facilitar la configuración y ejecución de las diferentes simulaciones de los estudios paramétricos mostrados en adelante.

A continuación se muestran las características específicas de los análisis planteados tanto para situaciones de operación del TABS estacionarias como transitorias, y se discuten los resultados obtenidos más destacados. Asimismo, cuando aplique se remitirá al Anexo D incluido en este trabajo en formato electrónico, para la consulta de resultados ampliados.

### IV.3.2. Resultados de transferencia de calor estacionaria

Tal como se podrá deducir del análisis transitorio presentado más adelante, un sistema TABS prácticamente nunca o nunca operará en condiciones estacionarias. Esto es debido a las grandes constantes de tiempo de su respuesta térmica frente a los periodos más cortos de variación de las perturbaciones de temperatura que afectan al sistema, ya sea en el agua o esencialmente en el aire. Sin embargo, el análisis de la transferencia de calor estacionaria en un sistema de este tipo aporta información de gran valor tanto como criterio de selección de los parámetros de diseño, así como de cara a establecer los límites de operación del sistema al someterse a condiciones reales de operación.

En este sentido, a continuación se pretende dar respuesta a cómo varía la capacidad de disipación del TABS y la temperatura superficial de este, para un amplio abanico de configuraciones constructivas ante distintas condiciones de operación. Nótese que estas dos variables de salida del modelo son dependientes entre sí. Tal como se detalló en el capítulo III, es obvio que para temperaturas superficiales más bajas la capacidad de refrigeración del TABS será mayor. No obstante, se ha creído conveniente aportar el valor de ambas variables dada su importancia en el diseño enfocado a obtener suficiente potencia térmica, así como de cara a identificar qué casos son susceptibles de exceder los requisitos superficiales de confort térmico y riesgo de condensaciones. Adicionalmente, quizá la información de mayor valor reside en la obtención de las condiciones de trabajo necesarias para lograr un determinado nivel térmico en la superficie, lo cual es característico del propio sistema TABS, y particularmente de la configuración concreta elegida.

Con este objetivo, el Anexo D muestra los resultados completos derivados de un extenso análisis paramétrico según las consideraciones realizadas en el apartado IV.3.1. Si bien, a continuación se muestran las observaciones más destacables derivadas de él, a través de la discusión de dos situaciones representativas.

### ***Influencia de los parámetros constructivos de diseño***

En este primer caso se han seleccionado unas condiciones de operación de referencia típicas. Piénsese en unas estancias que en condiciones de verano se puedan encontrar a 25 C de temperatura, con una impulsión de agua al TABS de 10 kg/(h·m<sup>2</sup>) a 10 C. El valor de caudal fue escogido en base a la propia experiencia adquirida en el trabajo de campo en el edificio real de oficinas considerado en el capítulo VI, siendo un valor compatible con un consumo de bombeo admisible. En cualquier caso, más adelante se comentará la influencia específica de este parámetro.

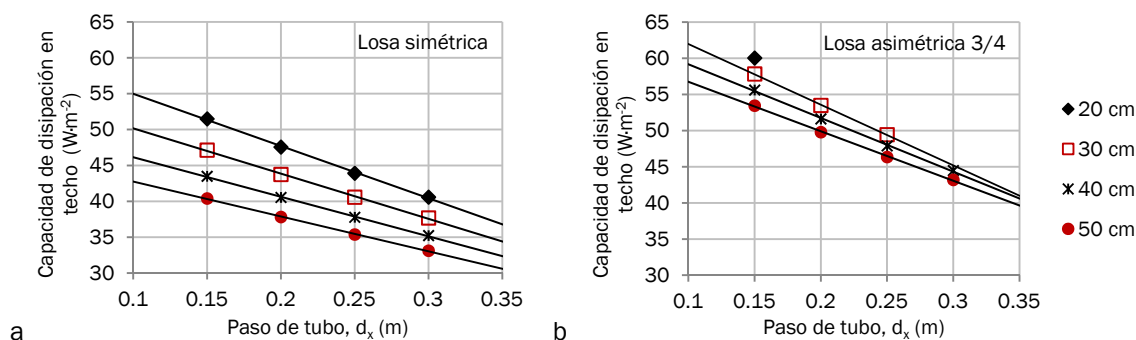
En cuanto al nivel térmico de impulsión se escogió un valor sensiblemente bajo que de algún modo marcará el límite superior de capacidad y la situación menos favorable en términos de temperatura superficial. Sería posible impulsar agua aún más fría, sin embargo, tales valores se acercarían a los utilizados en sistemas convencionales, perdiendo las ventajas de eficiencia energética en la generación asociadas al uso del TABS y probablemente provocando condensaciones en la mayor parte de los casos. Por esta razón, no se ha contemplado una temperatura de impulsión inferior.

Para esta situación de referencia se han tenido en cuenta todos los diseños producto de la combinación de los parámetros constructivos según los valores mostrados en la Tabla IV.2. Se ha de notar que algunos de los diseños de losa asimétrica no se han calculado dadas las limitaciones del 'modelo EMPA' relativas al espesor de las capas adyacentes al plano activo. No obstante, a la vista de los resultados mostrados en las Figuras IV.7 y Fig. IV.8 es sencillo predecir el comportamiento de tales diseños por extrapolación de las cartas de resultados obtenidas.

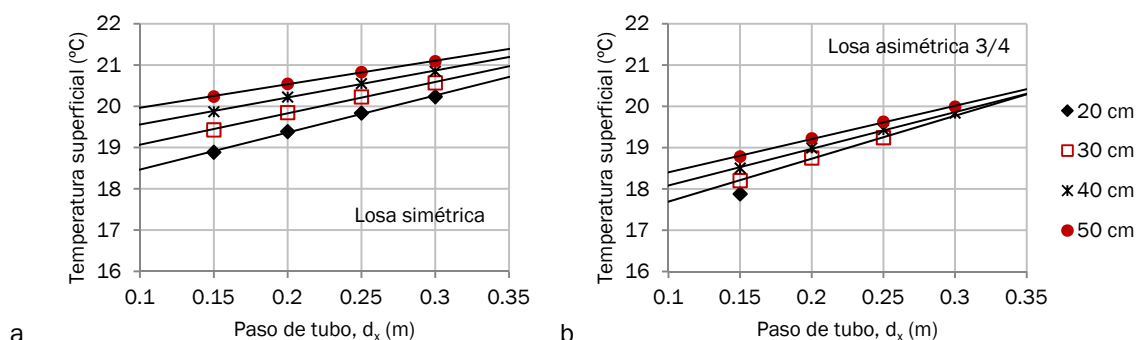
**Tabla IV.2. Valores de los diseños constructivos considerados en el estudio paramétrico**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Espesor de la losa ( $d_{\text{losa}} = 2 \cdot L$ )	0.2, 0.3, 0.4, 0.5	m
Paso de tubo, $d_x$	0.15, 0.20, 0.25, 0.30	m
Posición de la capa activa	Losa simétrica (plano medio) Losa asimétrica (posición 3/4) <sup>2</sup>	-

<sup>2</sup> En la losa simétrica la capa activa se sitúa en el plano medio, mientras que en la denominada losa asimétrica la capa activa se encuentra a una distancia de  $\frac{3}{4}$  partes del espesor desde la superficie emisora superior (es decir, más próxima a la superficie inferior).



**Figura IV.7. Capacidad de disipación a través del techo para distintas configuraciones constructivas considerando distintos espesores y pasos de tubo en losas simétricas (a) y asimétricas (b).**



**Figura IV.8. Temperatura superficial del techo para distintas configuraciones constructivas considerando distintos espesores y pasos de tubo en losas simétricas (a) y asimétricas (b).**

Los resultados mostrados en las Figuras IV.7 y IV.8 reflejan los comportamientos cualitativos esperables a priori. En todos los casos la transferencia de calor estacionaria se reduce para losas de mayor espesor dado el incremento de la resistencia de conducción a través del sólido. Por la misma razón, en losas del mismo espesor, la capacidad de disipación a través del techo es mayor conforme se acerca el plano activo a dicha superficie. En las losas asimétricas, el mayor espesor de hormigón en la parte superior del núcleo de la losa se opone a que exista un flujo de calor en ese sentido. Por otro lado, el menor espesor hacia la superficie inferior de la losa disminuye la resistencia correspondiente y favorece la capacidad de disipación. Asimismo, un incremento del paso de tubo, es decir una capa activa con menor densidad de tubería, disminuye el flujo de calor. Con todas estas consideraciones la máxima capacidad de disipación estacionaria se sitúa en torno a los 60 W·m<sup>-2</sup>.

Las mismas observaciones son aplicables en sentido inverso al análisis de la temperatura superficial. No obstante, los resultados obtenidos permiten obtener además información cuantitativa de mayor valor. Se observa que en la situación analizada la mínima temperatura superficial alcanzable se encuentra en torno a 18 C, lo cual apenas supone riesgo para el confort y la aparición de condensaciones.

Por otra parte, cabe resaltar la alta linealidad de todas las relaciones obtenidas, lo cual permite desarrollar unos gráficos de diseño sencillos e intuitivos como los presentados en la Figuras IV.7 y IV.8. Se propone la utilización de este tipo de diagramas como herramienta para seleccionar la configuración constructiva más adecuada en función de los niveles de carga a vencer.

Finalmente, se aprecia que la afección del espesor de la losa es más importante en losa simétrica que en la losa ¾. Esto nuevamente puede explicarse en base a la influencia de las resistencias de conducción superior e inferior. En losas asimétricas las diferencias de espesor en la parte situada entre la capa activa y la superficie inferior es menor (en concreto la mitad) que al tratar losas simétricas. Además, la capa de hormigón superior es lo suficientemente gruesa para limitar el

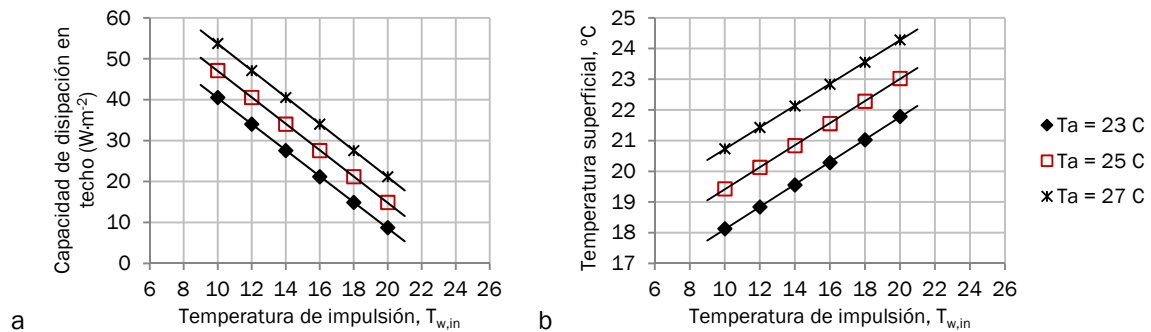
flujo de calor hacia arriba y las posibles diferencias entre losas de distinto espesor total también se ven equilibradas.

**Influencia de las variables de operación del sistema**

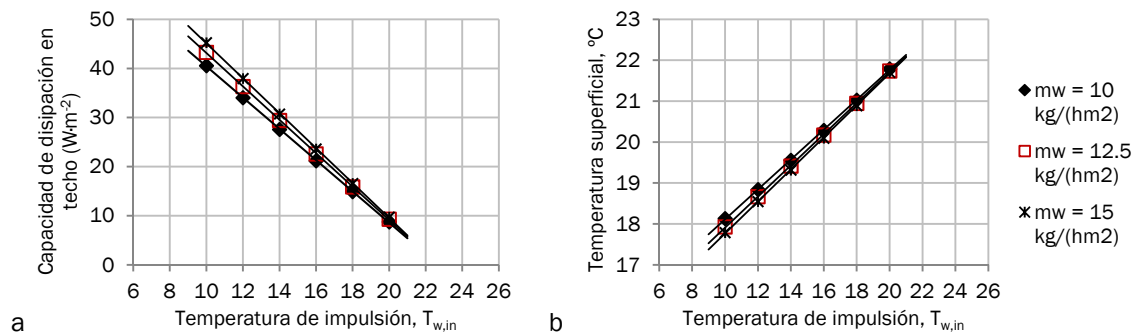
La segunda de las dos situaciones representativas pretende mostrar la influencia de las variables de operación sobre un diseño estándar simétrico con losa de 30 cm y un paso de tubo de 0.15 m. Se trata de un diseño intermedio con el valor de paso de tubo más empleado habitualmente. Los niveles considerados de los factores ‘caudal’, ‘temperatura del aire’ y ‘temperatura del agua de impulsión’ se recogen en la Tabla IV.3.

**Tabla IV.3. Condiciones de operación consideradas en el estudio paramétrico**

Parámetro	Valor	Unidad
Caudal másico específico, $m_w$	10, 12.5, 15	$kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$
Temperatura del agua de impulsión, $T_{w,in}$	10, 12, 14, 16, 18, 20	$^{\circ}C$
Temperatura del aire, $T_a$	23, 25, 27	$^{\circ}C$



**Figura IV.9. Capacidad de disipación en techo (a) y temperatura superficial (b) para la configuración constructiva de referencia escogida en función de la temperatura de impulsión y tres niveles de temperatura del aire coherentes con la zona de confort en condiciones de verano. Caudal =  $10 kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$**



**Figura IV.10. Capacidad de disipación en techo (a) y temperatura superficial (b) para distintos niveles de caudal y temperatura de impulsión en un TABS que intercambia calor con ambientes a  $23^{\circ}C$**

Las Figuras IV.9 y IV.10 muestran los resultados más destacados, permitiendo realizar las siguientes observaciones de interés. En primer lugar, se aprecian nuevamente relaciones lineales según las evoluciones básicas esperables, esto es, mayor capacidad de disipación y menor temperatura superficial en el techo para temperaturas del agua más frías y condiciones del aire más cálidas. Además, se observa que el incremento de caudal respecto a la referencia de  $10 kg \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$  escogida anteriormente no supone diferencias importantes en los resultados. Por lo tanto, la regulación del caudal debe descartarse como medio de control de la transferencia de calor en la losa.

Por otra parte, respecto a la impulsión de agua a 10 C, cabe destacar cómo se reduce la capacidad del sistema al trabajar con valores de temperatura más elevados. En concreto, una operación compatible con generación a través de torre de enfriamiento o niveles eficientes de funcionamiento de bomba de calor (piénsese en valores de 16 – 18 C, aunque cada caso deba ser analizado de forma particular) supone una reducción de la capacidad en torno al 50 %. Este hecho resalta el problema de la limitación de la potencia en modo frío de sistemas TABS que ya se ha comentado. Si bien, se debe recordar que el sistema permite desacoplar producción y demanda, repartiendo la cesión de energía en un periodo mayor a lo largo del día, lo que en parte compensa dichas restricciones.

De nuevo no se observan temperaturas superficiales susceptibles de perjudicar las condiciones de confort o el control de las condensaciones. Sin embargo, en el extremo opuesto del rango analizado, temperaturas de impulsión relativamente elevadas (20 °C) implican niveles térmicos superficiales muy próximos al del ambiente, con una potencia de disipación muy pequeña. Esto permite intuir que la operación activa del sistema con temperaturas de impulsión superiores a estos valores puede ser descartable, pues el consumo de bombeo asociado no resultará interesante en comparación con el efecto que es capaz de producir.

Finalmente, recuérdese que la determinación del comportamiento estacionario de la losa activa según configuraciones constructivas y condiciones de operación más específicas puede consultarse en el Anexo D.

### **IV.3.3. Resultados de transferencia de calor transitoria**

El análisis de la operación del TABS en régimen estacionario implica la consideración únicamente del modo activo, ya que sin flujo de agua a distinto nivel térmico que el de las estancias en contacto con la losa, no existiría transferencia de calor alguna al alcanzar condiciones estables en el tiempo. Sin embargo, un estudio de la dinámica del sistema requiere tener en cuenta también situaciones de operación en modo pasivo. En particular, cabe recordar que una de las estrategias más interesantes en el aprovechamiento del TABS consiste en la carga (acumulación de frío) en la losa durante periodos favorables (por ejemplo, nocturnos) para proceder a la descarga pasiva de esta (a través del intercambio de calor con las estancias contiguas) durante los periodos de máxima demanda.

En base a esto, a continuación se presentan diversos resultados obtenidos según la metodología descrita en el apartado IV.3.1., con el objetivo de dar respuesta a los siguientes aspectos. En primer lugar, interesa observar cómo se produce la descarga pasiva de la losa ante distintas evoluciones de la temperatura del aire. Por otro lado, en modo activo se pretenden analizar distintas estrategias de operación de cara a caracterizar la transmisión de las posibles perturbaciones que afectan al TABS. Al trabajar con una temperatura de impulsión constante se puede analizar el efecto de los picos de temperatura en las estancias sobre la energía que es necesario inyectar a la losa, observando la magnitud de la reducción de tales picos así como su desfase en el tiempo, de cara a optimizar el desacoplamiento producción-demanda. Adicionalmente, proponer temperaturas de impulsión variables frente a ambientes controlados en niveles térmicos constantes hará posible caracterizar el desfase o retardo entre una acción de control (envío de temperatura más baja al TABS) y sus efectos sobre los ambientes a acondicionar (incremento de la potencia disipada en los locales). Del mismo modo, el comportamiento estacionario ya analizado marcará los límites para la magnitud de la potencia de disipación en tales situaciones, sin embargo, será interesante observar cómo la operación transitoria influye sobre los valores de disipación realmente alcanzables en cada caso.

Por último, es posible alternar periodos de funcionamiento de bombas (modo activo) con periodos en los que estas estén paradas (modo pasivo) en ciclos distintos al ciclo diario (noche-día) planteado en varias ocasiones. El diseño y optimización de esta estrategia de operación basada en



'pulsos' de inyección de energía requiere de una mejor comprensión de sus efectos sobre la transferencia de calor en la losa. Si bien, este aspecto trata de abordarse a través de análisis de simulación más amplios que integran el sistema TABS en un entorno con condiciones de operación más complejas y realistas, y que son presentados en el capítulo VII.

En relación a todo esto, nuevamente merece especial mención el trabajo llevado a cabo con anterioridad por Sourbron (2012), basado en el análisis espectral de señales y el análisis en frecuencia de redes RC. Dada la posibilidad matemática de expresar cualquier perturbación como combinación de funciones sinusoidales, la información presentada relativa a la dependencia de los valores de admitancia ( $Ad_j = q_j/T_j$ ) y transmitancia ( $Tr_{i-j} = q_i/T_j$ ) de modelos de losa de distinta complejidad, constituye una visión global que concentra gran cantidad de información sobre cualquier proceso transitorio en ella. Aquí, sin embargo, se ha optado por desarrollar un enfoque menos general quizá, pero más intuitivo y con la interpretación más detallada de cada uno de los aspectos observables.

En cualquier caso, previamente al desarrollo de los objetivos específicos mencionados, se mostrarán los resultados que derivan de la solución analítica descrita con detalle en la sección IV.2.4., en comparación con los valores aportados por el modelo de TRNSYS.

### **Comparación de resultados de la solución analítica y el modelo de TRNSYS utilizado**

La solución analítica presentada en este capítulo es representativa de una situación particular que incluye ciertas limitaciones y simplificaciones respecto de las condiciones reales de operación del TABS. Sin embargo, tal como ya se comentó, se ha considerado interesante presentarla como punto de partida de un análisis teórico más detallado. Dicha solución corresponde pues a un caso particular de referencia con simetría tanto geométrica como de las condiciones de contorno en las superficies superior e inferior. Además representa un modo de operación pasivo en el que no existe circulación de agua en los tubos. Las expresiones Eq.IV.16 y Eq.IV.20 proporcionan el perfil de temperaturas adimensional y la fracción del calor acumulado disipado al ambiente asociadas a un cambio brusco en la temperatura del fluido que rodea a la losa. Por tanto, esto permite analizar la respuesta escalón ('step response') de un sistema de dichas características. En la Tabla IV.4 se incluyen los valores de los parámetros más relevantes tenidos en cuenta.

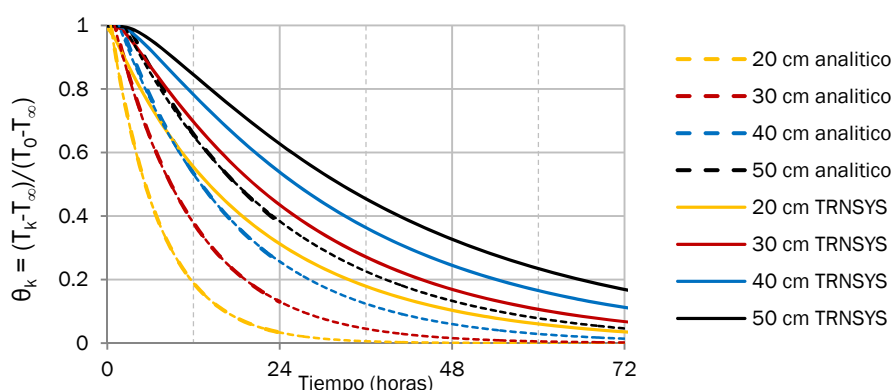
**Tabla IV.4. Valores de los parámetros considerados en la obtención de la solución analítica**

Parámetro	Valor	Unidad
Propiedades térmicas del hormigón		
Conductividad térmica, $k_b$	2	$W \cdot m^{-1} K^{-1}$
Capacidad calorífica, $c_b$	1	$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$
Densidad, $\rho_b$	2300	$kg \cdot m^{-3}$
Esesor de la losa, $d_{losa} = 2 \cdot L$	20, 30, 40, 50	cm
Coefficiente combinado de convección-radiación en las superficies de la losa	11	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$

A su vez, haciendo uso del sencillo modelo preparado en TRNSYS se obtuvo la respuesta escalón del sistema TABS para los cuatro espesores de la losa indicados en la tabla anterior. Aparte de la diferente metodología aplicada para resolver el problema de transferencia de calor no estacionaria, debe notarse que la solución analítica plantea un coeficiente combinado convectivo-radiante (constante) de valor  $11 W \cdot m^{-2} K^{-1}$ , mientras que los cálculos basados en TRNSYS permiten definir condiciones de contorno no simétricas más acordes a la realidad. De forma más específica, las siguientes hipótesis de los cálculos en TRNSYS separan los dos enfoques:

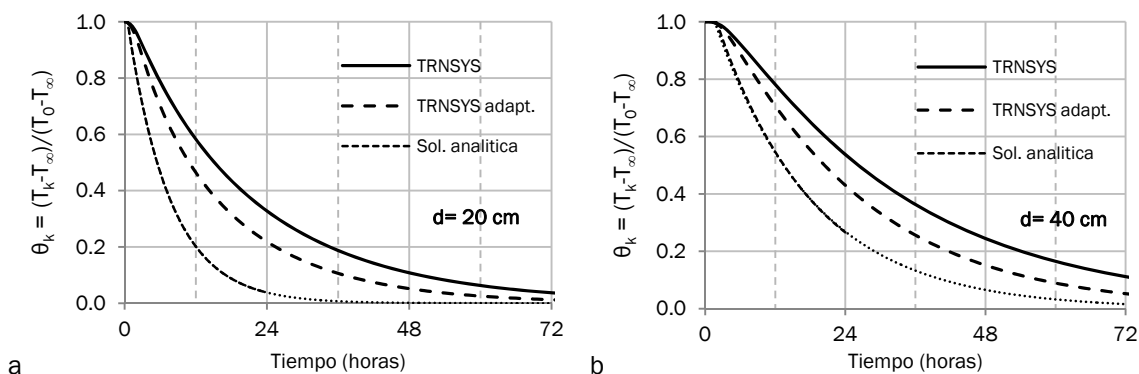
- Tratamiento detallado de los intercambios convectivos y radiantes de cada zona a través de una red equivalente en estrella entre la temperatura del aire y las superficies de su entorno (incluida la superficie del TABS). Este planteamiento, que define una temperatura virtual de zona 'T<sub>star</sub>', es descrito con mayor detalle en [Seem 1987].
- Consideración de coeficientes de película convectivos no constantes, sino dependientes de la diferencia de temperaturas entre superficie y ambiente (ver Tabla IV.1)
- Consideración de diferentes correlaciones para el cálculo del coeficiente convectivo en la superficie superior de la losa (suelo) y en la superficie inferior (techo). La diferencia de uno a otro puede alcanzar ratios en torno a 5:1 en ciertas condiciones, siendo por tanto un factor de marcada relevancia.

Así, las diferencias derivadas de estos aspectos se evidencian en los resultados mostrados en la Figura IV.11. En particular en los resultados proporcionados por TRNSYS se observa una respuesta térmica de la losa más lenta ante variaciones tipo escalón (cambio brusco) en la temperatura del fluido.



**Figura IV.11. Perfiles adimensionales de temperatura en el plano medio ( $\theta_k$ ) para distintos espesores de la losa según la solución analítica y los cálculos basados en TRNSYS**

Las simulaciones de TRNSYS reducen sensiblemente la energía intercambiada por la cara superior y consideran un coeficiente variable que se va reduciendo a medida que la diferencia de temperaturas entre la losa y el ambiente interior disminuye. Por ello, la losa se calienta más lentamente y las diferencias observadas son coherentes con el comportamiento esperable. Sin embargo, parte de tales diferencias no son explicables por el efecto de la magnitud de los coeficientes convectivos. Para demostrarlo la Figura IV.12 presenta los resultados de un modelo de TRNSYS adaptado a las condiciones de contorno simplificadas (simétricas) de la solución analítica. Se tomó un coeficiente convectivo de valor constante  $5.5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , que sumado al intercambio radiante constituye un caso equivalente al planteado en el modelo analítico.



**Figura IV.12. Comparación de los perfiles adimensionales de temperatura en el plano medio ( $\theta_k$ ) derivados de los distintos modelos considerados: (a) losa de espesor 20 cm, (b) losa de espesor 40 cm.**

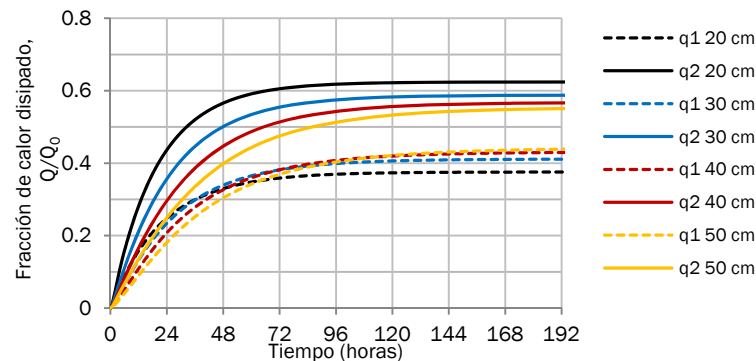
A la vista de estos resultados no es sencillo pensar en la causa de las diferencias observadas, si bien una hipótesis es que el enfoque de un coeficiente combinado convectivo-radiante sea demasiado limitado e introduzca el error apreciado respecto de la metodología más detallada propuesta por Seem (1987) [Klein et al. 2010]. Seguidamente, a partir de este modelo de TRNSYS más realista (que será empleado en el resto del capítulo) es interesante identificar la dependencia del tiempo de respuesta del sistema respecto del espesor de la losa. La Tabla IV.5 presenta a modo de referencia el tiempo en el que el incremento de temperatura del núcleo de la losa alcanza el 80 % de su valor final en cada caso, es decir,  $t_{\theta=0.2}$ .

**Tabla IV.5. Tiempos de respuesta de la losa ante un escalón en la temperatura del fluido**

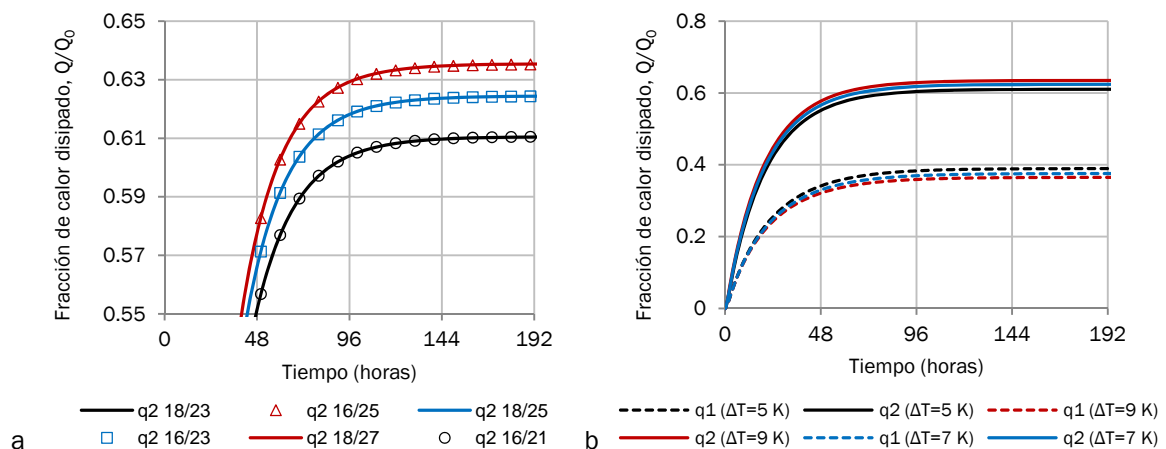
Espesor de la losa (cm)	20	30	40	50
Tiempo de respuesta, $t_{\theta=0.2}$ (horas)	33.5	44.5	55	65.5

Otro aspecto que debe apuntarse es que, pese a las condiciones de contorno asimétricas, los cálculos del modelo de TRNSYS responden a una solución adimensional única para cada espesor de losa. Por tanto, las conclusiones extraídas de dicha solución son aplicables sean cuales sean los valores absolutos de temperatura de la losa y el ambiente. Este resultado no se muestra gráficamente ya que las soluciones adimensionalizadas para cada caso se superpondrían perfectamente sobre una sola curva.

Por otra parte, en el análisis de la respuesta escalón del sistema conviene observar los resultados relativos a la disipación del calor acumulado inicialmente en la losa.



**Figura IV.13. Fracción del calor acumulado disipada por la superficie superior ( $q_1$ ) y por la superficie inferior ( $q_2$ ) en losas de distinto espesor para condiciones  $T_0 = 16\text{ C}$ ,  $T_\infty = 23\text{ C}$ .**

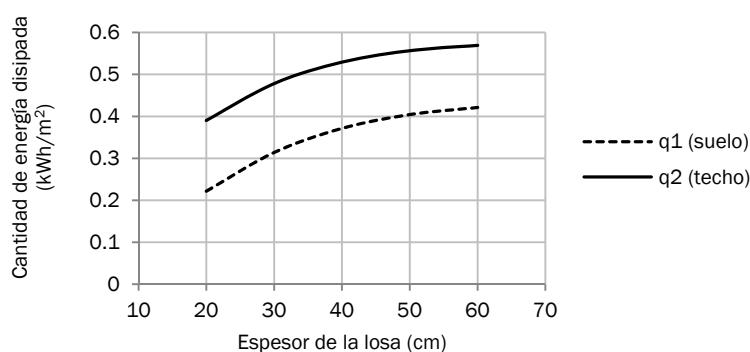


**Figura IV.14. Fracción del calor acumulado disipada en una losa de 20 cm: a) por la superficie del techo bajo distintas condiciones  $T_0/T_\infty$ , y b) por ambas superficies para distintas diferencias entre la temperatura del fluido (aire) y la temperatura de acumulación ( $\Delta T = T_\infty - T_0$ )**

Debido a la asimetría de las condiciones de contorno, es obvio que la fracción del calor acumulado que es disipada por una y otra superficie de la losa no es igual, sino que la mayor parte se intercambia por la superficie inferior (techo). Sin embargo, la Figura IV.13 muestra cómo al incrementar el espesor de la losa la conducción se hace más dominante y la asimetría de las condiciones de contorno reduce sus efectos en los resultados obtenidos. Se observa una tendencia más equitativa en la repartición del flujo de calor disipado hacia arriba y hacia abajo al final de la respuesta escalón (tendencia a una proporción 50%-50%) cuanto mayor es el espesor.

Asimismo, en este caso la solución adimensional para cada espesor no es única, sino que depende de la diferencia entre la temperatura inicial de la losa y el aire. En cualquier caso, esta variación es muy pequeña, tal como se observa en las Figuras IV.14a y IV.14b.

En definitiva, sin olvidar las diferencias comentadas, como característica general más relevante debe mencionarse que la disipación de calor desde la losa al final del proceso de descarga se produce siempre en una proporción cercana al 60% - 40% a favor de la estancia inferior, teniendo lugar una liberación más rápida de la energía acumulada conforme disminuye el espesor de la losa. En este sentido particularmente, conviene fijarse en los tiempos que tarda en producirse la descarga total de la losa. La Figura IV.13 revela que cualquiera de los espesores considerados requiere más de 24 h para liberar desde la superficie del techo al menos un 50 % de la energía acumulada al comienzo del proceso. Esto implica que una parte notable de la acumulación es desaprovechada en ciclos de operación diarios y el planteamiento de losas muy gruesas podría no ser interesante a priori. En cambio, no se debe perder de vista el valor absoluto de la cantidad de calor disipada en un lapso de tiempo. La Figura IV.15 demuestra que, pese a desaprovechar una mayor fracción de la acumulación, las losas de mayor espesor logran disipar más energía al cabo de las primeras 24 horas del proceso. Esto es fácilmente explicable dado que las losas de mayor espesor tardan más en calentarse, por lo que también su superficie emisora mantiene niveles térmicos más bajos durante más tiempo permitiendo un mayor intercambio de energía. Sin embargo, este mismo argumento justifica que llegado un determinado valor del espesor, la energía disipable del ambiente a lo largo del día es muy pequeña en relación a la acumulada, por lo que la variación de temperatura en la superficie es insignificante. Al alcanzar dicho límite, un aumento de espesor no logra incrementar la disipación de energía. En cualquier caso, la Figura IV.15 muestra que dicho límite aparecería en un rango de espesores muy grandes desde el punto de vista de viabilidad práctica. Si bien, sí se puede observar que un mismo incremento del espesor es menos efectivo en valores elevados del mismo al irse reduciendo el incremento de disipación asociado que se puede conseguir.



**Figura IV.15. Cantidad de energía disipada en las primeras 24 horas del proceso en función del espesor de la losa. (Cálculos realizados para condiciones  $T_0 = 16\text{ C}$ ,  $T_\infty = 23\text{ C}$ )**

Una vez más, debe recordarse que los resultados anteriores aportan información valiosa pero deben ser interpretados cuidadosamente. Por un lado no debe obviarse que durante el funcionamiento real del TABS la losa no es cargada completamente en ningún momento, lo que difiere del comportamiento teórico aquí analizado. De la misma forma que se requieren largos periodos para

lograr que toda ella se encuentre a la misma temperatura del ambiente, se requerirían tiempos similares para lograr reducir sustancialmente la temperatura de su núcleo, y en particular, sería imposible enfriarla por completo hasta la temperatura inicial de acumulación,  $T_0$ . Por otro lado, la cantidad de calor cedida en escalas de tiempo diarias bajo condiciones reales puede ser más elevada dado el efecto de temperaturas del aire variables que crecen a lo largo del día (ver el epígrafe siguiente).

Por último, hay que mencionar que otros parámetros de diseño tales como el caudal, el paso de tubo, la profundidad de la capa activa, etc., no se han tenido en cuenta aquí porque no afectan al régimen pasivo de funcionamiento del sistema en el que no hay circulación de agua en el plano activo.

### ***Descarga pasiva del TABS ante perturbaciones periódicas del ambiente***

La respuesta de un sistema ante una perturbación de tipo escalón se utiliza habitualmente para caracterizar su comportamiento transitorio y obtener cierta información de interés, tal como se ha visto hasta ahora. Sin embargo, este tipo de situaciones tienen muy baja probabilidad de producirse durante el funcionamiento pasivo normal de un sistema TABS. La temperatura de los ambientes en contacto con la losa experimenta evoluciones continuas fruto del conjunto de cargas externas e internas. En situaciones de verano como las abordadas esencialmente en este trabajo, es habitual que la temperatura del espacio a acondicionar parta de un valor de referencia al comienzo de la mañana (que no debería ser inferior a unos 21 °C con el fin de evitar situaciones de desconfort en esas primeras horas). A lo largo del día, el aumento de la temperatura exterior, las cargas solares y el efecto de la ocupación del edificio elevan la temperatura del aire interior hasta valores que los sistemas de acondicionamiento deben tratar de mantener dentro de la zona de confort.

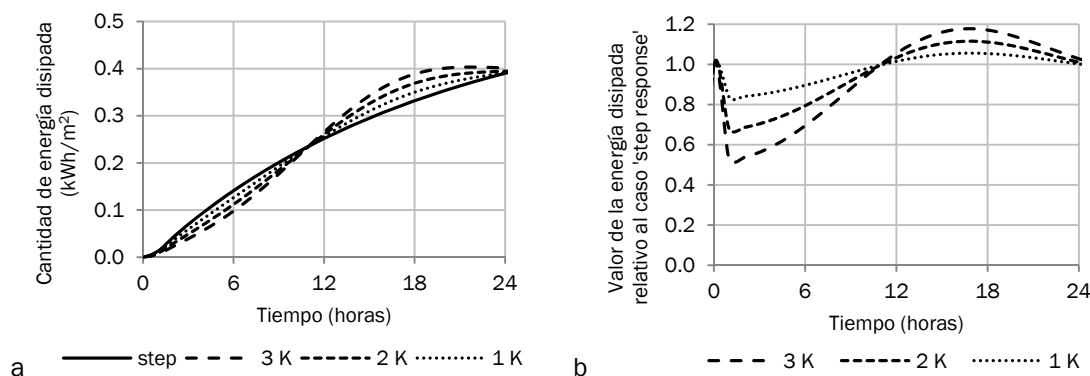
De acuerdo con esto, resulta interesante extender algunas consideraciones del análisis de la respuesta escalón observando cómo afectan al proceso de descarga pasiva de la losa distintas evoluciones de la temperatura del aire más acordes con el comportamiento descrito. Para ello, se han modelado dichas evoluciones mediante funciones sinusoidales de distinta amplitud y periodo de 1 día, haciendo coincidir su valor más bajo con el inicio del proceso (cuando la losa se encuentra íntegramente a la temperatura de acumulación,  $T_0$ ).

Sin entrar en un análisis muy profundo, se puede observar claramente que la cantidad de calor disipada durante las primeras horas oscila en torno a una respuesta escalón de referencia (Fig.IV.16a). En cualquier caso, las evoluciones correspondientes con cambios bruscos de la temperatura del aire hasta el valor máximo y mínimo de la oscilación considerada aquí, acotarían la cantidad de calor disipada en las condiciones de operación más realistas contempladas.

En concreto, la Figura IV.16b muestra que en determinados momentos durante las primeras 24 horas, el aumento de la energía disipada bajo condiciones del aire oscilantes respecto de la referencia media mencionada puede alcanzar valores en torno a un 20%. No obstante, este valor particular es mayor cuanto mayor es la oscilación permitida en el nivel térmico del aire. Así, dentro de la zona de confort, permitir una mayor variación diaria de la temperatura del local favorecerá el aprovechamiento de la energía acumulada, retirando mayor proporción de la carga diaria durante el funcionamiento pasivo del TABS.

Además, conviene fijarse en la conveniencia de este resultado desde el punto de vista del confort térmico. En las primeras horas del día, cuando las temperaturas interiores son aún moderadas, el sistema muestra una potencia de disipación más baja, mientras que en la segunda parte del día, coincidiendo con el periodo diario de máxima temperatura interior y máxima demanda, la potencia de disipación es incrementada. De algún modo, este aspecto es fruto del 'efecto de autorregulación' de los sistemas radiantes ya explicado anteriormente en este trabajo.

Finalmente, se ha de señalar que de acuerdo con este comportamiento parece conveniente comenzar a cargar la losa de nuevo cuando la liberación de energía comience a disminuir por efecto de la reducción de la temperatura del aire hacia el final del día.



**Figura IV.16. Valor absoluto (a) y valor relativo a la respuesta escalón (b) de la cantidad de energía disipada por el techo de una losa de 20 cm de espesor en las primeras 24 horas del proceso para distintas amplitudes de variación de la temperatura del aire. (Cálculos realizados para condiciones  $T_0 = 16 \text{ C}$ ,  $T_\infty = 23 \text{ C}$ )**

Con pequeñas variaciones, el comportamiento anterior es representativo de otras configuraciones y condiciones de operación dentro del rango que se viene manejando en este trabajo. No obstante, pese a que no se ha creído relevante complicar la presentación de resultados con valores adicionales en este apartado, cabe comentar lo siguiente:

Se puede probar que el incremento de la cantidad de energía disipada respecto al proceso de referencia 'step' es exactamente igual para una misma diferencia entre la temperatura de acumulación y la temperatura media del aire. Adicionalmente, losas de mayor espesor amortiguan en mayor medida las variaciones de temperatura haciendo más parecida la respuesta periódica a la respuesta escalón media. En cualquier caso, el análisis del efecto de la transmisión de perturbaciones en el ambiente sobre la energía intercambiada por el agua durante el modo de operación activo resulta de mayor interés, siendo tratado en adelante.

### **Caracterización del TABS en modo activo**

Hasta este punto se ha caracterizado el régimen pasivo de funcionamiento del sistema TABS. Sin embargo, la comprensión del modo activo resulta crucial tanto para el diseño del proceso de carga de la losa, como para aquellas situaciones en que la capacidad de enfriamiento de esta por sí sola no es suficiente para hacer frente a los periodos de demanda, siendo necesario mantener un flujo de agua fría constante a través del circuito hidráulico de activación térmica. A continuación se presentan, por separado, los resultados de dos estudios paramétricos que tienen como finalidad caracterizar la transmisión de las posibles perturbaciones térmicas que puede sufrir el sistema. En este sentido se analizan tanto perturbaciones en el aire ambiente y su efecto en la energía absorbida por el fluido, como perturbaciones en el fluido y sus efectos en la disipación que tiene lugar en las superficies emisoras.

#### **1. Transmisión de las perturbaciones del ambiente en un sistema TABS en operación activa con temperatura de impulsión constante (Estudio paramétrico No.1)**

En primer lugar, se han planteado distintas configuraciones de losa (espesor, paso de tubo y profundidad de la capa activa) sometidas a una temperatura de impulsión de agua constante de acuerdo al rango utilizado en los análisis previos ( $10 \text{ °C} - 18 \text{ °C}$ ), y sumergidas en un ambiente térmico con oscilaciones de temperatura de distinta magnitud y frecuencia.

Con el fin de obtener resultados representativos se han tenido en consideración variaciones sinusoidales de la temperatura ambiente en el rango de frecuencias característico de las

perturbaciones asociadas al ambiente exterior, cargas solares y cargas internas. De acuerdo con la literatura [Sourbron 2012], el periodo dominante corresponde con variaciones diarias (24 h), si bien, un análisis de Fourier de las correspondientes señales revela la existencia de componentes no despreciables de alta frecuencia y ciertos picos correspondientes a periodos de hasta 168 h fundamentalmente relacionados con los patrones semanales de ocupación. Así, se han tomado tres periodos característicos (6h<sup>3</sup>, 24h, y 168h).

Tomando un valor medio único de la temperatura del aire igual a 23.5 °C, se han evaluado amplitudes de las perturbaciones de 1.5 °C (22-25 °C), 2.5 °C (21-26 °C) y 3.5 °C (20-27 °C) que completan un abanico de condiciones de operación suficientemente amplio. Por último, dada la baja influencia del caudal específico de agua circulante, revelada en apartados anteriores, su valor se ha mantenido constante e igual a 10 kg/(h·m<sup>2</sup>). Un resumen de todas estas condiciones se recoge en la Tabla IV.6.

**Tabla IV.6. Características evaluadas en el estudio paramétrico No.1**

Parámetro	Valor	Unidad
Periodo de las perturbaciones, P	6, 24, 168	hora
Amplitud de las perturbaciones, ΔT	1.5, 2.5, 3.5	°C
Espesor de la losa, d <sub>losa</sub> =2·L	0.2, 0.35, 0.5	m
Paso de tubo, d <sub>x</sub>	0.15, 0.3	m
Posición de la capa activa	Simétrica, ¾	-
Temperatura del agua de impulsión, T <sub>w,in</sub>	10, 14, 18	°C
Caudal másico específico, m <sub>w</sub>	10	kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup>
Temperatura media del aire, T <sub>a</sub>	23.5	°C

La obtención de conclusiones de interés en base a los objetivos planteados está ligada a la observación de las oscilaciones provocadas en la potencia absorbida por el fluido (q<sub>3</sub>) en comparación con las ondas de potencia de disipación generadas en las superficies emisoras (q<sub>1</sub> y q<sub>2</sub>), fruto de la oscilación de temperatura del aire interior que es forzada en las estancias contiguas. Debido a los efectos de acumulación de la losa es esperable que se produzca un retardo y una amortiguación de las perturbaciones observables en el fluido, siendo estas las variables estudiadas.

La amortiguación total de las perturbaciones en la onda q<sub>3</sub> ( $q_3 = \bar{q}_3 \pm q'_3$ )<sup>4</sup> es indicativa de que la losa es capaz de acumular toda la energía de los picos producidos en la potencia disipada por el sistema a través de su superficie, sin transmitirla al fluido y en consecuencia al equipo de generación correspondiente. Por el contrario, si la amplitud de la onda q<sub>3</sub> es idéntica a la amplitud de la onda  $q_{surf} = q_1 + q_2$ , la acumulación es inexistente. En tal caso, simplemente se estará produciendo un desfase de la potencia demandada por los locales, pero los picos de dicha demanda serán vistos completamente por el fluido y habrán de ser combatidos por el equipo de generación. En base a ello, se ha planteado analizar la amortiguación observada en q<sub>3</sub> a través de la siguiente definición de parámetros:

$$Acumulación: \quad q_{sto}^* = \frac{(q'_1 + q'_2)}{T'_1} - \frac{q'_3}{T'_1} = \frac{q'_{surf}}{T'_1} - \frac{q'_3}{T'_1} \quad [=] \quad \frac{W}{m^2 K} \quad Eq. IV. 23$$

<sup>3</sup> El modelo de TRNSYS y la metodología utilizadas no permiten estudiar frecuencias más altas con una precisión adecuada. No obstante, el periodo de 6 h seleccionado permite extraer suficientes conclusiones de interés.

<sup>4</sup> Nótese la nomenclatura utilizada para designar el valor medio ( $\bar{x}$ ) y la amplitud ( $x'$ ) de una onda cualquiera x.

$$\text{Fracción acumulada: } f_{sto} = 1 - \frac{q'_3}{q'_{surf}} \quad \text{Eq. IV. 24}$$

De este modo, la acumulación  $q_{sto}^*$  representa la potencia acumulable por la losa por cada grado centígrado de amplitud de oscilación de la temperatura del ambiente, mientras que  $f_{sto}$  representa la fracción de los picos de la potencia absorbida por la losa a través de sus superficies que son almacenados en ella sin repercutir en la potencia absorbida por el fluido caloportador. Por su parte, el retardo en la observación de las perturbaciones sobre el fluido se cuantifica a través del desfase horario ( $\psi$ ) entre la onda respuesta  $q_3$  y la oscilación forzada en la temperatura del aire en cualquiera de las estancias ( $T_1$  o  $T_2$ ).

A continuación, la Tabla IV.7 muestra los resultados del análisis ANOVA<sup>5</sup> realizado para este estudio. En él se reflejan los porcentajes de contribución de los factores considerados según la Tabla IV.5, sobre las tres variables de salida tomadas como resultados ( $q_{sto}^*$ ,  $f_{sto}$  y  $\psi$ ). Debe recordarse que el análisis ANOVA es una herramienta típica de análisis de trabajos experimentales, si bien, es utilizado aquí sobre un estudio de simulación en el que cada combinación de parámetros da lugar a un único valor de las variables de salida. Se trata de cálculos teóricos sin variabilidad asociada a un error experimental y en los que, por tanto, no hay lugar a la consideración de varias réplicas de cada 'experimento'.

**Tabla IV.7. Resultados del análisis ANOVA correspondiente al estudio paramétrico No.1.**

	Fracción acumulada, $f_{sto}$		Acumulación, $q_{sto}^*$		Desfase horario, $\psi$	
	SS (-)	% explicado del error total	SS ((Wm <sup>2</sup> K <sup>-1</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS (h <sup>2</sup> )	% explicado del error total
<i>Efectos principales:</i>						
A: Periodo, P	15.23	<b>91.67%</b>	2648.18	<b>90.83%</b>	5846.93	<b>83.50%</b>
B: Paso de tubo, $d_x$	0.15	0.90%	11.62	0.40%	14.22	0.20%
C: Espesor de la losa, $d_{losa}$	0.83	<b>4.99%</b>	133.63	<b>4.58%</b>	783.37	<b>11.19%</b>
D: Temp. impulsión, $T_{w,in}$	9.95E-06	0.00%	19.71	0.68%	0.48	0.01%
E: Amplitud, $\Delta T$	2.42E-06	0.00%	0.37	0.01%	0.00	0.00%
<i>Interacciones:</i>						
AB	0.08	0.46%	13.59	0.47%	26.70	0.38%
AC	0.31	1.84%	72.96	2.50%	322.26	<b>4.60%</b>
AD	2.93E-05	0.00%	9.34	0.32%	0.59	0.01%
AE	1.57E-06	0.00%	0.18	0.01%	0.07	0.00%
BC	1.53E-04	0.00%	4.18E-03	0.00%	0.26	0.00%
BD	4.29E-07	0.00%	0.03	0.00%	0.11	0.00%
BE	5.36E-07	0.00%	1.66E-03	0.00%	0.00	0.00%
CD	2.00E-06	0.00%	0.04	0.00%	0.70	0.01%
CE	2.25E-06	0.00%	1.80E-03	0.00%	0.07	0.00%
DE	2.84E-06	0.00%	0.33	0.01%	0.07	0.00%
Residuales	0.02	0.14%	5.64	0.19%	6.59	0.09%
TOTAL	16.62		2915.64		7002.44	

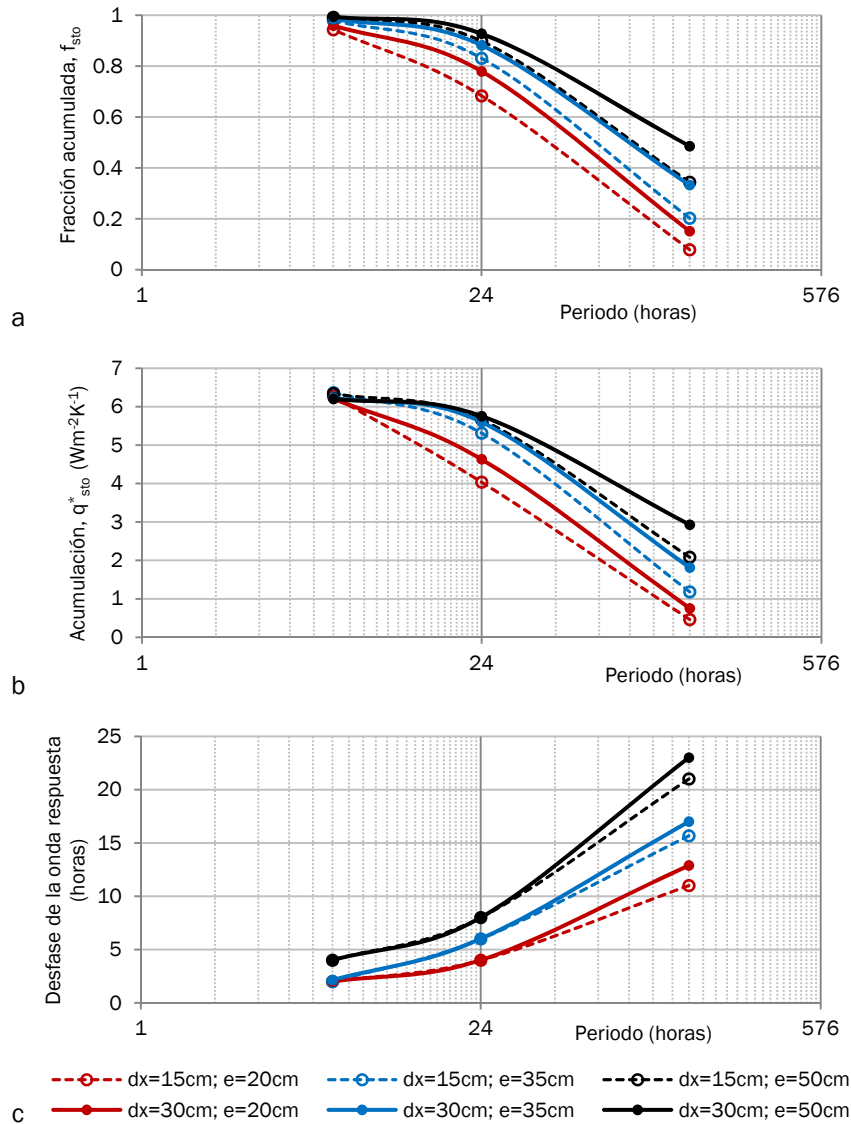
A la vista de los resultados de la ANOVA, la deducción más clara es que la variabilidad observada en los tres parámetros analizados es consecuencia de la contribución del periodo de la oscilación en la temperatura del aire y del espesor de la losa. Además, se evidencia una muy leve influencia del

<sup>5</sup> Cabe señalar que todos los cálculos estadísticos mostrados a lo largo del capítulo se han realizado con el software específico Statgraphics [STATGRAPHICS 2010].



paso de tubo, mientras que la dependencia de la temperatura de impulsión y la amplitud de la onda forzada son despreciables. Asimismo, en general las interacciones entre factores tampoco se muestran relevantes (salvo una excepción que será convenientemente comentada en la presentación gráfica de los resultados a continuación).

La Figura IV.17 muestra los valores medios de cada uno de los parámetros estudiados en función del factor más influyente (el periodo de oscilación) para las distintas combinaciones del espesor y el paso de tubo.



**Figura IV.17. Valores medios de la fracción acumulada  $f_{sto}$  (a), la acumulación  $q_{sto}^*$  (b) y el desfase de la onda respuesta  $\psi$  (c) en función del periodo de las variaciones de la temperatura ambiente y los principales parámetros geométricos del TABS.**

En efecto, el comportamiento del sistema ante variaciones de temperatura del aire de distinta frecuencia es claramente diferente. En primer lugar, la fracción acumulada toma valores muy próximos a la unidad para periodos pequeños (6 h), lo que indica que el sistema es capaz de acumular prácticamente toda la energía asociada a los picos de carga sin transmitirlos al fluido. Sin embargo, conforme aumenta el periodo de oscilación de las perturbaciones la capacidad de amortiguamiento disminuye. En el rango de periodos diarios (24 h) el sistema es capaz de acumular entre el 68% y el 93% de la magnitud de los picos de carga dependiendo de la configuración de la losa elegida, si bien, en periodos semanales (168 h) dichos porcentajes se reducen hasta valores entre el 8% y el 49%.

El patrón de comportamiento del valor absoluto de la acumulación  $q_{sto}^*$  es muy similar. El sistema es capaz de absorber picos máximos de hasta  $6.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$  por cada grado centígrado de amplitud en la variación de la temperatura del aire en componentes de alta frecuencia.

Por otro lado, como era esperable, las losas de mayor espesor proporcionan una mayor amortiguación de las perturbaciones, siendo su efecto más marcado en periodos de oscilación grandes (de ahí la aparición en la ANOVA de una contribución algo relevante de la interacción de los factores 'periodo' y 'espesor de la losa'). Para las componentes de alta frecuencia incluso las losas más delgadas ( $d_{losa} = 20 \text{ cm}$ ) son capaces de absorber los picos casi por completo. En ese mismo sentido, cabe notar que para los periodos dominantes de 24 h, a partir de espesores en torno a los 35 cm tampoco parece eficaz considerar losas más gruesas, pues la acumulación no aumenta sustancialmente. Por su parte, la afección del paso de tubo es menos relevante, como ya se había apuntado. No obstante, se obtuvieron siempre valores de acumulación y fracción acumulada ligeramente superiores para configuraciones con los tubos más separados.

En relación al desfase de la onda respuesta, cabe obviar los valores para componentes de alta frecuencia ya que al encontrar ondas prácticamente planas, el momento en el que ocurran los picos de potencia absorbida por el fluido no es significativo. Para periodos diarios, se aprecia un retardo de las perturbaciones en el agua entre 4h y 8h (los mayores valores corresponden con los asociados a losas de mayor grosor). Esto resulta de gran interés, en tanto que los picos dentro del patrón diario de carga de un edificio que puedan tener lugar hacia la tarde (16.00 h - 19.00 h) pueden ser soportados por un sistema de generación durante el periodo nocturno (24.00 h - 3.00 h) en el que es posible operar de forma más eficiente.

Influencia de la posición de la capa activa

Por último, antes de finalizar el estudio de la transmisión de las perturbaciones producidas en los ambientes interiores en contacto con la losa, debe notarse que la posición de la capa activa no ha sido considerada como factor en este análisis general, siendo todo él válido para configuraciones simétricas. Si bien, a continuación se muestran los resultados de un estudio reducido con el fin de mostrar brevemente la influencia de este último factor. En él se ha eliminado la variación de la amplitud y la temperatura del agua de impulsión (factores despreciables según lo visto anteriormente), considerando los mismos niveles del resto de factores.

**Tabla IV.8. ANOVA con consideración de losas asimétricas correspondiente al estudio paramétrico No.1.**

	Fracción acumulada, $f_{sto}$		Acumulación, $q_{sto}^*$		Desfase horario, $\psi$	
	SS (-)	% explicado del error total	SS (( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$ ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS (h <sup>2</sup> )	% explicado del error total
<i>Efectos principales:</i>						
A: Periodo, P	2.74	<b>87.02%</b>	484.93	<b>87.28%</b>	999.84	<b>71.44%</b>
B: Posición capa activa	1.67E-04	0.01%	0.24	0.04%	14.53	<b>1.04%</b>
C: Paso de tubo, $d_x$	0.02	0.73%	1.77	0.32%	1.06	0.08%
D: Espesor de la losa, $d_{losa}$	0.11	<b>3.41%</b>	17.38	<b>3.13%</b>	63.09	<b>4.51%</b>
<i>Interacciones:</i>						
AB	4.73E-03	0.15%	0.84	0.15%	0.72	0.05%
AC	0.02	0.50%	2.94	0.53%	3.12	0.22%
AD	0.06	1.79%	13.75	<b>2.48%</b>	38.76	<b>2.77%</b>
BC	1.67E-07	0.00%	0.01	0.00%	0.39	0.03%
BD	4.83E-05	0.00%	0.02	0.00%	4.26	0.30%
CD	1.39E-05	0.00%	2.69E-03	0.00%	0.02	0.00%
Residuales	3.58E-03	0.11%	0.85	0.15%	1.75	0.12%
<b>TOTAL</b>	<b>3.15</b>		<b>555.58</b>		<b>1399.48</b>	

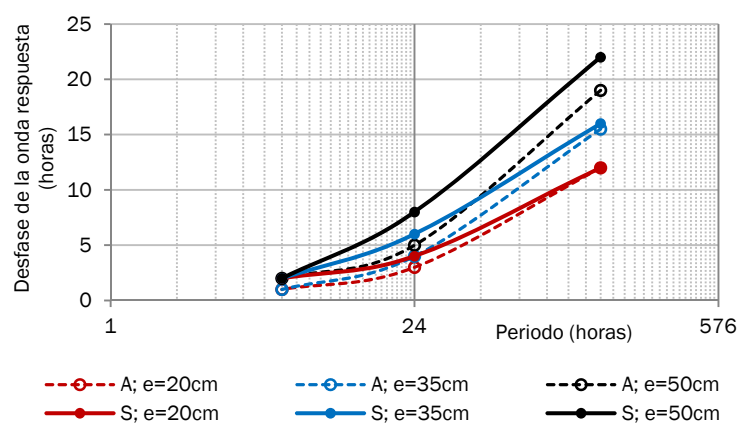
Nótese que en el análisis de las configuraciones asimétricas existen tres casos no reproducibles asociados a combinaciones paso-espesor que no cumplen los requisitos del modelo de capa activa de TRNSYS. Serán los correspondientes a losas de 20 cm con paso de tubo de 30 cm. Por ello, la suma de las SS (Sumas de Cuadrados) de todos los factores e interacciones consideradas y de los residuales, no corresponde exactamente con la Suma de Cuadrados representativa de la variabilidad total. No obstante, las contribuciones de cada factor, analizadas de una forma no completamente rigurosa en base a los resultados  $SS_i/SS_{TOTAL}$ , permiten tener una idea general de la importancia de cada factor.

En la tabla anterior (Tabla IV.8) se observan los resultados obtenidos. En particular, la posición de la capa activa se muestra como una variable no significativa a la hora de determinar la acumulación o la fracción acumulada. Sin embargo, al estudiar el desfase de la onda respuesta  $q_3$ , aparte de las contribuciones ya conocidas del periodo y el espesor de la losa, en comparación con otros términos destaca ligeramente el valor  $SS_E/SS_{TOTAL} = 0.0104$ , que refleja una contribución no del todo despreciable de la posición de capa activa.

Este resultado es respaldado igualmente al aplicar un procedimiento de comparación múltiple para determinar si los valores medios de un determinado parámetro ( $q_{sto}^*$ ,  $f_{sto}$  o  $\psi$ ) obtenidos para losas simétricas y asimétricas son o no significativamente diferentes, lo cual revelaría la importancia o no del factor 'posición de la capa activa'. En concreto, el método empleado para discriminar entre las medias observadas es el de la diferencia mínima significativa (*Least Significant Difference, LSD*) de Fisher [Williams y Abdi 2010], aplicado con un nivel de confianza del 95%.

**Tabla IV.9. Pruebas de significancia LSD de Fisher para el factor 'posición de capa activa' en el estudio No.2**

Variable observada	Nivel	Casos	Media LS	Sigma LS	Diferencia entre medias	+/- Límites	¿Diferencia significativa?
Fracción acumulada, $f_{sto}$	Asim.	15	0.686	0.006	-0.005	0.015	NO
	Sim.	18	0.691	0.004			
Acumulación, $q_{sto}^*$	Asim.	15	8.693	0.060	0.202	0.225	NO
	Sim.	18	8.894	0.085			
Desfase horario, $\psi$	Asim.	15	6.861	0.215	-1.361	0.570	SI
	Sim.	18	8.222	0.152			



**Figura IV.18. Valores medios del desfase de la onda respuesta  $q_3$  ( $\psi$ ) en función del periodo de las variaciones de la temperatura ambiente, el espesor de la losa y la posición de la capa activa (A, asimétrica o S, simétrica)**

A la vista de los resultados de la Tabla IV.9 y de la Figura IV.18 se puede concluir que la posición de la capa activa no afecta a la capacidad de acumulación de la losa que amortigua los picos de carga asociados a las perturbaciones en el ambiente. Sin embargo, constituye un parámetro de cierta

significancia en la determinación del retardo con el que dichos picos se reflejan en la energía absorbida por el fluido. En concreto, la aproximación del plano activo a la superficie del techo hace que este se reduzca, especialmente en las losas de mayor espesor. Además, este efecto es de especial interés en el ámbito de perturbaciones de periodo diario donde en general, se puede apuntar una disminución del retardo en torno a un 35%. En cualquier caso, se trata de un comportamiento justificable dada la mayor proximidad del plano activo al ambiente.

**2. Transmisión de la variación de la temperatura de impulsión sobre las superficies emisoras (Estudio paramétrico No.2)**

El segundo de los estudios paramétricos propuestos estudia las mismas configuraciones anteriores sumergidas en un ambiente térmico a una temperatura constante de 25 °C, y sometidas, en este caso, a una impulsión de agua con caudal también constante (10 kg/(h·m<sup>2</sup>)) y temperatura variable según oscilaciones de distinta amplitud y frecuencia.

Pese a que en este caso las perturbaciones analizadas no tienen una relación directa inmediata con las variables de cargas internas y externas, se ha decidido mantener los periodos de oscilación evaluados anteriormente en valores de 6h, 24h y 168h. De este modo se pretende abarcar un rango suficientemente amplio y adquirir información relevante para el planteamiento de estrategias de control de la temperatura de impulsión de mayor o menor frecuencia.

Por otra parte, la influencia de la posición de la capa activa se ha tenido en cuenta de nuevo a través de un estudio adicional reducido, aplicando el análisis general solamente a configuraciones simétricas de la losa. Además, considerando un único valor medio de 14 °C se han escogido amplitudes de oscilación de la temperatura de impulsión de 2 °C (12-16 °C), 3 °C (11-17 °C) y 4 °C (10-18 °C). De acuerdo con todo ello, el resumen de las condiciones consideradas se recoge en la Tabla IV.10.

En relación a los parámetros de salida tomados para el análisis de los resultados, nuevamente se han centrado las observaciones en la onda respuesta. Sin embargo en el presente caso de estudio la perturbación forzada corresponde ahora con la temperatura de impulsión del fluido ( $T_3$ ), que impone de forma casi inmediata una variación de la energía inyectada a la losa ( $q_3$ ). Dicha perturbación provoca una oscilación en la energía cedida en las superficies inferior y superior en contacto con el ambiente interior, lo que constituye aquí precisamente la onda respuesta.

**Tabla IV.10. Características evaluadas en el estudio paramétrico No.2**

Parámetro	Valor	Unidad
Periodo de las perturbaciones, P	6, 24, 168	hora
Amplitud de las perturbaciones, ΔT	2, 3, 4	°C
Espesor de la losa, $d_{losa} = 2L$	0.2, 0.35, 0.5	m
Paso de tubo, $d_x$	0.15, 0.3	m
Posición de la capa activa	Simétrica, $\frac{3}{4}$	-
Temperatura del aire, $T_a$	25	°C
Caudal másico específico, $m_w$	10	kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup>
Temperatura media del agua de impulsión, $T_{w,in}$	14	°C

De acuerdo con lo anterior, se han empleado las mismas variables ya planteadas para evaluar el grado de amortiguamiento y el retardo producido en la transmisión de las perturbaciones sobre la superficie. En cualquier caso, a continuación se presenta la definición adaptada de los parámetros  $q_{sto}^*$  y  $f_{sto}$ .

$$\text{Acumulación: } q_{sto}^* = \frac{q'_3}{T'_3} - \frac{(q'_1 + q'_2)}{T'_3} = \frac{q'_3}{T'_3} - \frac{q'_{surf}}{T'_3} \quad [=] \quad \frac{W}{m^2K} \quad \text{Eq. IV. 25}$$

$$\text{Fracción acumulada: } f_{sto} = 1 - \frac{q'_{surf}}{q'_3} \quad \text{Eq. IV. 26}$$

En particular,  $q_{sto}^*$  representa la parte de los picos de potencia inyectados a la losa que es acumulada por esta y no llega a ser efectivo a la hora de suponer un incremento de la potencia disipada en la superficie hacia el ambiente. Asimismo  $f_{sto}$  hace referencia al mismo concepto en términos relativos a la magnitud total de los picos de potencia inyectada. En todo caso, valores elevados de estos parámetros indican una menor controlabilidad del TABS.

Por otro lado, debido a la asimetría de las condiciones de contorno consideradas en la simulación dinámica, las oscilaciones de la potencia de disipación en ambas superficies ( $q_1$  y  $q_2$ ) no se transmiten de forma exactamente igual en ambas direcciones, tanto en magnitud (como ya se observó en el análisis estacionario y en la respuesta escalón), como en el desfase ( $\psi$ ). No obstante, para simplificar el análisis de dicho desfase se ha tomado como onda respuesta la oscilación en la superficie del techo  $q_2$  (de mayor interés para la operación real de un TABS en modo frío).

La Tabla IV.11 muestra los resultados derivados del análisis ANOVA llevado a cabo sobre este estudio. La observación más destacable hace alusión a la contribución mayoritaria del periodo de oscilación de las perturbaciones y del espesor de la losa a la variabilidad de cualquiera de los parámetros, a la vez que refleja la escasa o nula influencia del factor ‘amplitud’ y de la gran mayoría de efectos de la interacción entre factores. Este comportamiento era algo que también caracterizaba la transmisión de las fluctuaciones de la temperatura del ambiente sobre el fluido. Sin embargo, en este caso aparece un efecto claramente diferenciado y difícil de predecir a priori.

**Tabla IV.11. Resultados del análisis ANOVA correspondiente al estudio paramétrico No.2.**

	Fracción acumulada, $f_{sto}$		Acumulación, $q_{sto}^*$		Desfase horario, $\psi$	
	SS (-)	% explicado del error total	SS ((Wm <sup>2</sup> K <sup>-1</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS (h <sup>2</sup> )	% explicado del error total
<b>Efectos principales:</b>						
A: Periodo, P	5.08	<b>90.96%</b>	542.61	<b>85.23%</b>	497.15	<b>59.94%</b>
B: Paso de tubo, $d_x$	2.41E-05	0.00%	41.99	<b>6.60%</b>	3.13	0.38%
C: Espesor de la losa, $d_{losa}$	0.44	<b>7.84%</b>	27.88	<b>4.38%</b>	235.15	<b>28.35%</b>
D: Amplitud, $\Delta T$	7.44E-08	0.00%	2.34E-06	0.00%	0.04	0.00%
<b>Interacciones:</b>						
AB	4.46E-06	0.00%	17.13	2.69%	6.26	0.75%
AC	0.07	1.20%	6.02	0.95%	86.30	<b>10.40%</b>
AD	1.24E-07	0.00%	8.31E-06	0.00%	0.07	0.01%
BC	1.63E-06	0.00%	0.72	0.11%	0.26	0.03%
BD	3.37E-08	0.00%	1.65E-06	0.00%	0.04	0.00%
CD	2.08E-07	0.00%	7.11E-06	0.00%	0.07	0.01%
Residuales	4.33E-06	0.00%	0.25	0.04%	0.96	0.12%
TOTAL	5.58		636.61		829.43	

El análisis ANOVA revela que la fracción acumulada  $f_{sto}$  no depende en absoluto del paso de tubo, sin embargo, la relevancia de dicho factor es significativa en el valor absoluto de la acumulación  $q_{sto}^*$ . En cambio, en el primero de los estudios (Fig.IV.17) se había observado una muy ligera influencia de esta distancia entre tubos, que en todo caso mostraba un comportamiento muy similar sobre  $f_{sto}$  y  $q_{sto}^*$ . Las Figuras IV.19a y IV.19b ayudan a entender e interpretar estos resultados, especialmente al

observar lo que ocurre en componentes de alta frecuencia. En este rango, la fracción acumulada es próxima a la unidad y por tanto, el valor absoluto de la acumulación representa la máxima cantidad acumulable.

En cualquier caso, la explicación de la observación mencionada se debe buscar en el efecto que tiene la distancia entre los tubos del TABS sobre el incremento de potencia inyectada que supone una determinada disminución de la temperatura de impulsión.

En ambos estudios el parámetro  $q_{sto}^*$  depende de la amplitud de la onda de potencia originada en las superficies (estudio No.1) o en el fluido (estudio No.2), como consecuencia de la verdadera oscilación forzada que es producida sobre la temperatura del ambiente ( $T_1$  y  $T_2$ ) o de la impulsión del agua ( $T_3$ ) respectivamente. Si bien, en el primer estudio, una misma amplitud de la perturbación en la temperatura del aire ambiente provoca una misma variación de la potencia disipada en la superficie, estableciendo el máximo valor de potencia acumulable o transmitida. Sin embargo, en este segundo estudio, una misma amplitud en la variación de la temperatura de impulsión del agua revela no producir la misma amplitud de oscilación en la potencia inyectada a la losa. En concreto, el paso de tubo se muestra como el parámetro clave. Para valores pequeños de este, la amplitud de la onda de potencia inyectada producida por la variación de la temperatura de impulsión es mayor que para valores mayores de dicho paso (ver Figura IV.19b), lo que determina su contribución a  $q_{sto}^*$ . Como se viene señalando, es obvio que este efecto no se haga notable sobre la fracción acumulada, ya que esta es calculada en términos relativos a la máxima cantidad acumulable.

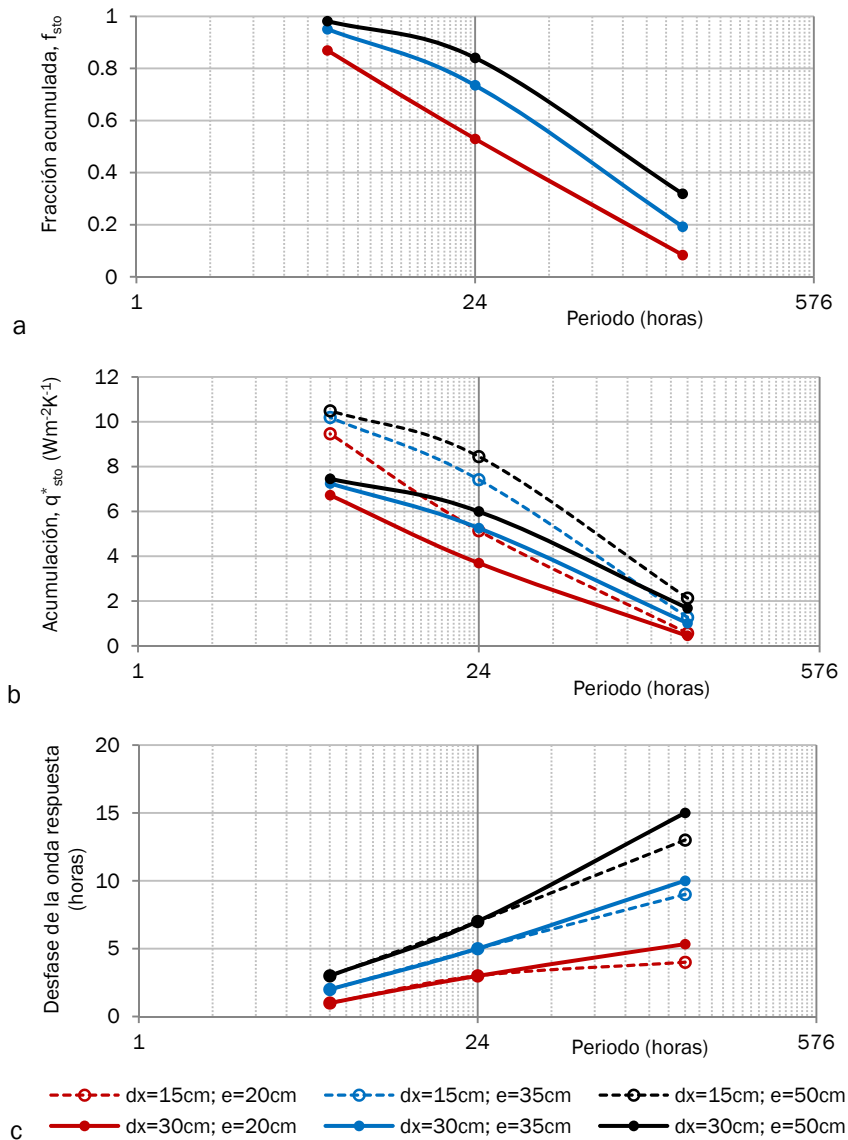
Por otro lado, en lo relativo a la ANOVA del retardo o desfase ( $\psi$ ), cabe destacar que la dependencia del espesor se hace más notoria en este segundo estudio. Además, nuevamente se aprecia una cierta relevancia en la interacción entre los factores ‘periodo’ y ‘espesor’, lo cual revela que la influencia de este último no es de la misma importancia en función del nivel del factor ‘periodo’ observado.

En la página siguiente, la Figura IV.19, ya mencionada en apoyo de las explicaciones anteriores, muestra los resultados de los parámetros analizados en cada uno de los casos de estudio contemplados. Si bien, se ha eliminado la información relativa a aquellos factores cuya contribución a la variabilidad de dichos resultados es insignificante.

En primer lugar, es fácil extraer conclusiones de carácter general similares a las derivadas en el primer estudio paramétrico. Sin embargo, las implicaciones de estas han de ser interpretadas de una forma convenientemente adaptada a la situación particular en estudio ahora. Por un lado, el comportamiento del sistema es claramente distinto ante perturbaciones de distinta frecuencia. En componentes de periodos bajos (6h) la fracción acumulada toma valores entre el 87% y el 98%, lo que revela que será infructuoso tratar de controlar la potencia disipada por el TABS a través de modificaciones rápidas de la temperatura de impulsión. En cambio, conforme se consideran oscilaciones de menor frecuencia el porcentaje de los picos de potencia inyectada transmitido a la superficie aumenta. En concreto, en el rango de periodos diarios (24 h), la fracción acumulada varía entre el 53% y el 84% dependiendo del espesor de losa escogido. De este modo, los resultados apoyan la afirmación de que la consideración de losas menos gruesas mejora la controlabilidad del TABS, aunque reduce su capacidad de acumulación.

Como era esperable, una dependencia muy semejante respecto del periodo de oscilación es observada para el valor absoluto de la acumulación  $q_{sto}^*$ . Si bien, según se ha mencionado ya, los valores máximos acumulables de partida dependen en cierta medida del paso de tubo. En particular, configuraciones con una separación entre tubos de 30 cm parten de unos  $7.4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$  por cada grado centígrado de amplitud de la perturbación en la temperatura del agua, mientras que configuraciones de paso de tubo igual a 15 cm, lo hacen desde  $10.5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . De esta forma, pese a que desde un punto de vista relativo se podría pensar que el paso de tubo no afecta a la controlabilidad del TABS, es claro que pasos más pequeños la favorecen, permitiendo obtener picos de potencia disipada de

mayor magnitud para una misma reducción de la temperatura del fluido. No obstante, nótese que este efecto es despreciable en picos de componentes de alta frecuencia que se acumulan casi en su totalidad, pero se hace muy notorio cuando la fracción transmitida se incrementa para periodos de oscilación mayores.



**Figura IV.19. Valores medios de la fracción acumulada,  $f_{sto}$  (a), la acumulación,  $q_{sto}^*$  (b) y el desfase de la onda respuesta  $q_2, \psi$  (c) en función del periodo de las variaciones de la temperatura de impulsión y los principales parámetros geométricos del TABS.**

En relación a los resultados del desfase mostrados en la Figura IV.19c interesa centrar la atención en los valores de retardo de la onda respuesta en periodos dominantes de 24 h. Las perturbaciones de alta frecuencia van a ser menos interesantes por los efectos de acumulación ya comentados, mientras que periodos mucho más grandes en el rango de las 168 h resultan poco prácticos de cara al control del TABS. Así, el retardo de las ondas de periodo 24 h varía entre 3 y 7 horas, lo que permite tener una idea de las necesidades de antelación de las acciones de control ante situaciones de incremento de carga previstas. De este modo, dentro de estrategias de operación con temperatura de impulsión variable, si se desea que la máxima disipación de energía desde la superficie del TABS se produzca a una determinada hora del día, será necesario plantear un perfil de evolución de dicha temperatura que tenga en cuenta estos valores de desfase, y que adelante

consecuentemente los momentos de impulsión a un nivel térmico más bajo. Por otra parte, de nuevo el retardo obtenido será siempre menor en losas de menor grosor.

Influencia de la posición de la capa activa

Por último, tal como se hiciera para el estudio paramétrico No.1, a continuación se presentan los resultados derivados del estudio específico destinado a analizar la afección de la posición de la capa activa en la transmisión de las perturbaciones producidas en el fluido hacia el ambiente. En él se consideran los mismos niveles de los factores del estudio general. Si bien, se ha eliminado del análisis la amplitud de la perturbación, que mostró no ser relevante sobre los resultados de los parámetros de salida.

Teniendo en cuenta los mismos comentarios ya realizados en el estudio anterior, el análisis ANOVA de la Tabla IV.12 permite identificar las contribuciones de mayor importancia sobre los tres parámetros de salida observados. Nuevamente, con contribuciones  $SS_i/SS_{TOTAL}$  inferiores al 0.2%, la posición de la capa activa apenas resulta significativa en la determinación de las variables de acumulación o amortiguamiento de las perturbaciones. Sin embargo, su influencia sobre el desfase horario producido en la transmisión de esas perturbaciones es claramente de interés.

**Tabla IV.12. ANOVA con consideración de losas asimétricas correspondiente al estudio paramétrico No.1.**

	Fracción acumulada, $f_{sto}$		Acumulación, $q_{sto}^*$		Desfase horario, $\psi$	
	SS (-)	% explicado del error total	SS ((Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ) <sup>2</sup> )	% explicado del error total	SS (h <sup>2</sup> )	% explicado del error total
<i>Efectos principales:</i>						
A: Periodo, P	2.90	<b>88.39%</b>	284.48	<b>79.97%</b>	210.18	<b>50.52%</b>
B: Posición capa activa	0.01	0.18%	0.53	0.15%	28.89	<b>6.94%</b>
C: Paso de tubo, $d_x$	1.58E-05	0.00%	16.78	<b>4.72%</b>	0.78	0.19%
D: Espesor de la losa, $d_{losa}$	0.15	<b>4.59%</b>	9.15	<b>2.57%</b>	56.40	<b>13.56%</b>
<i>Interacciones:</i>						
AB	2.10E-03	0.06%	0.42	0.12%	5.76	1.39%
AC	6.14E-06	0.00%	9.07	2.55%	1.68	0.40%
AD	0.03	0.98%	3.26	0.92%	33.04	<b>7.94%</b>
BC	5.10E-07	0.00%	0.02	0.01%	0.04	0.01%
BD	5.50E-04	0.02%	0.02	0.01%	6.15	1.48%
CD	6.83E-07	0.00%	0.25	0.07%	0.07	0.02%
Residuales	2.64E-04	0.01%	0.12	0.03%	3.05	0.73%
TOTAL	3.28		355.73		416.06	

La Figura IV.20 representa cómo varía el desfase de la onda respuesta  $q_2$  al considerar losas asimétricas para distintos niveles del periodo de las perturbaciones y el espesor de la losa. Obviando las componentes de alta frecuencia en las cuales el desfase no es de gran interés dado el perfil prácticamente plano de la potencia disipada desde la superficie emisora, la colocación de la capa activa en un plano  $3/4$  (próximo a la superficie del techo) supone una reducción del retardo en torno al 40% para la mayoría de situaciones analizadas. Esto implica un aumento de la controlabilidad del sistema, reduciendo las necesidades de adelantamiento de las acciones de control. Nótese que para perturbaciones de periodo diario el máximo retardo con que se aprecia una acción de control sobre la energía cedida en la superficie es del orden de las 4 horas.



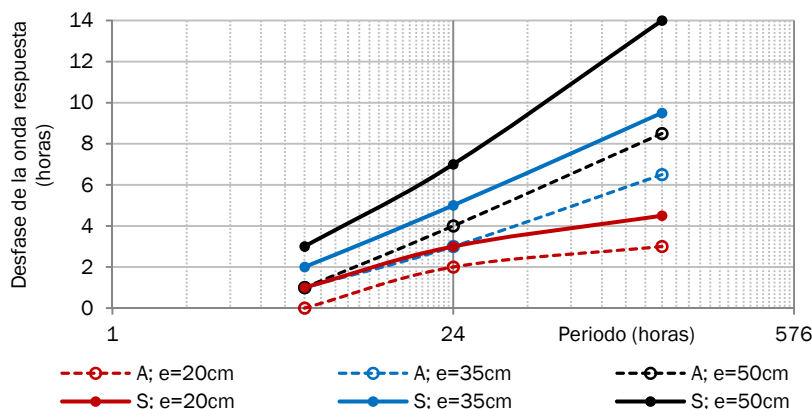


Figura IV.20. Valores medios de la fracción del desfase de la onda respuesta  $q_2$  ( $\psi$ ) en función del periodo de las variaciones de la temperatura de impulsión, el espesor de la losa y la posición de la capa activa (A, asimétrica o S, simétrica)

## IV.4. CONCLUSIONES

El concepto del acondicionamiento térmico a través de sistemas TABS se basa en una idea bastante simple centrada en embeber un circuito hidráulico en la propia estructura del edificio para controlar su nivel térmico, y por extensión el del ambiente interior en contacto con él. Sin embargo, dicho control y las interacciones energéticas entre el sistema y el ambiente engloban una gran cantidad de detalles técnicos y admiten una gran cantidad de alternativas de operación, lo cual hace de su comprensión y estudio un reto nada trivial.

En este sentido, el contenido de este capítulo ha abordado desde un punto de vista teórico los fundamentos de los distintos procesos de transferencia de calor que tienen una cierta relevancia en el diseño y operación del sistema. El denominado 'modelo EMPA' ofrece un enfoque equilibrado en términos de complejidad y precisión a partir del cual desarrollar cálculos más específicos de utilidad práctica. Su aplicación permite modelar la transferencia de calor desde el fluido caloportador hasta el plano activo de la losa del TABS, pero requiere ser combinado con otros métodos para tratar adecuadamente los procesos transitorios asociados a los flujos de calor en el sólido hasta su superficie. Aquí se han presentado las principales alternativas disponibles para tal fin, realizando un acercamiento al planteamiento analítico simplificado del problema y prestando un mayor interés a la utilización del Método de las Funciones de Transferencia.

A partir del conocimiento de los recursos disponibles y la selección de la opción más adecuada para el alcance y los objetivos de esta tesis (integración del 'modelo EMPA' y del método TFM en el entorno de simulación TRNSYS), se han desarrollado diversos estudios paramétricos capaces de proporcionar una valiosa base de información de diseño del sistema TABS. Se trata de un planteamiento no encontrado en trabajos previos que a menudo dan por sentado un determinado diseño constructivo basado en el valor de la experiencia. En él se presenta la evaluación de un amplio rango de condiciones, centrando la atención en la aplicación del sistema en régimen de refrigeración. Este último aspecto es de especial relevancia en el ámbito de países en áreas climatológicas más bien cálidas (como España), en los que la penetración del sistema se encuentra aún en una fase incipiente, y donde este tipo de directrices de diseño y operación suponen un valor añadido de cara a su desarrollo.

En relación con todo ello, a continuación se comentan brevemente las implicaciones más destacadas derivadas de los análisis de transferencia de calor en la losa:

- En primer lugar, se ha demostrado que un sistema TABS nunca operará en condiciones estacionarias, debido a las grandes constantes de tiempo de su respuesta térmica frente a los periodos más cortos de variación de las perturbaciones de temperatura que afectan al sistema. Por ello, los aspectos a considerar en cualquier decisión de diseño no deben limitarse a las referencias estacionarias, sino que deben incluir criterios asociados al comportamiento transitorio.
- El análisis estacionario proporciona valores de referencia de la capacidad de disipación y la temperatura superficial del TABS, fundamentales en una selección preliminar del diseño constructivo. Como era esperable, losas de menor espesor, menores pasos de tubo y capas activas más próximas a la superficie del techo proporcionan temperaturas de superficie inferiores, situando el orden de magnitud de la máxima potencia de refrigeración a través del techo en torno a los  $60 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ . En particular, de acuerdo con el estudio llevado a cabo, este valor se alcanza para una situación caracterizada por los siguientes parámetros:  $d_x = 0.15 \text{ m}$ ,  $d_{\text{losa}} = 0.2 \text{ m}$ , losa asimétrica,  $T_{w,\text{in}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Estos resultados hacen hincapié en las limitaciones de la capacidad de disipación del sistema, que deben ser adecuadamente consideradas a la hora de plantear la estrategia global de acondicionamiento de un edificio equipado con TABS.
- En cualquier caso, es de destacar que en losas asimétricas la resistencia térmica del espesor del sólido sobre el plano activo reduce la transmisión de calor hacia arriba y la incrementa hacia abajo, equilibrando la disipación a través del techo en diseños de distinto espesor total. Esta observación apunta a intuir capacidades de disipación más elevadas (y menos influenciadas por el espesor de la losa) en sistemas reales con resistencias térmicas adicionales en la superficie superior (suelo), aspecto que debiera ser tratado en trabajos futuros más específicos.
- La evaluación de distintos niveles del caudal específico de agua revela pequeñas diferencias en los resultados obtenidos. Por ello, el control de la potencia de disipación a través de la regulación de este parámetro no resulta efectivo. Además, de cara a mantener una homogeneidad de la temperatura superficial puede apuntarse un nivel de referencia razonable en torno a  $10 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , debiendo plantear un adecuado diseño hidráulico para optimizar el consumo de bombeo.
- Por otra parte, el comportamiento no estacionario del TABS se ha analizado en regímenes de operación tanto pasivos como activos. En los primeros, la observación de un proceso idealizado de descarga de la losa revela la imposibilidad práctica de aprovechar toda la acumulación en ciclos de operación diarios, especialmente en losas de gran espesor. Sin embargo, la elección de estos diseños con losas gruesas favorece la disipación de energía a lo largo del día siendo capaces de cubrir una mayor demanda base.
- No obstante, la consideración más realista de temperaturas del aire oscilantes permite plantear estrategias con un incremento de la disipación durante el funcionamiento pasivo del TABS. Por tanto, la posibilidad de no mantener un ambiente interior estático a lo largo del día beneficia el aprovechamiento del sistema. Además, este comportamiento, asociado al efecto de auto-regulación del TABS, se adecúa en mayor medida a la operación requerida para mantener los niveles de confort térmico en los distintos momentos del día.
- A partir de una visión general sobre el análisis de los modos de operación activos, es importante destacar la necesidad de buscar una solución de compromiso entre diseños de losa capaces de acumular más energía, frente a aquellos que mejoran la controlabilidad del sistema (lo cual depende en gran parte del espesor y el paso de tubo). Esta elección ha de depender, además, de la filosofía de operación planteada para el sistema. Si se desea trabajar mayoritariamente en un modo pasivo o con una temperatura de impulsión constante empleando la losa para absorber las variaciones de carga del edificio, habrá que primar la capacidad de acumulación. En cambio, si se desea emplear un esquema con temperatura de impulsión variable para proponer una reacción

del sistema acorde a los picos de carga en determinados momentos del día, se habrá de primar su controlabilidad.

- La capacidad de acumulación está favorecida por losas más gruesas, si bien, los incrementos de espesor son menos efectivos conforme mayor es su valor, pudiendo proponer un valor máximo en torno a los 35 cm. Además, la posición del plano activo no afecta a la cantidad acumulada pero sí reduce en cierta medida el lapso temporal asociado al desacoplamiento demanda-producción. Por su parte, el paso de tubo no juega un papel importante en este aspecto.
- La controlabilidad del TABS, en cambio, está favorecida por losas de menor espesor, así como por una menor separación entre tubos que incrementa la energía inyectada a la losa asociada a una determinada variación de la temperatura de impulsión del agua. Por su parte, capas activas más próximas a la superficie reducen el retardo con que surte efecto una determinada acción de control.
- La respuesta transitoria del TABS es claramente distinta según la frecuencia de oscilación de las perturbaciones a las que es sometido. Los valores de amortiguación y desfase de dicha respuesta en cada caso permiten proponer modos de operación para adecuarse de forma efectiva a las cargas del edificio.
- Adicionalmente, la operación del sistema con alternancia de periodos de funcionamiento de bombas (modo activo) y periodos de descarga pasiva en ciclos distintos al diario, es vista como una alternativa de gran potencial. Sin embargo, su estudio excede este análisis fundamental de transferencia de calor en la losa, por lo que se ha creído conveniente abordarlo más adelante a través de simulaciones dinámicas más complejas que involucren una modelización detallada de la integración del edificio con el resto de elementos de su entorno (clima, ocupación, etc.).
- Finalmente, se debe recordar que la información presentada en este capítulo corresponde a un análisis teórico en base a un modelo y unos métodos de cálculo de común aplicación. En concreto el 'modelo EMPA' utilizado está validado frente a resultados numéricos derivados de métodos de Elementos Finitos (FEM), si bien no ha sido posible encontrar estudios detallados que prueben la validez del mismo en comparación con medidas de campo en edificios reales. En este sentido, el capítulo VI presentará contenidos de interés que justifican, si cabe en mayor medida, los resultados presentados en este capítulo.

## IV.5. REFERENCIAS

- |                           |   |
|---------------------------|---|
| [Akander 2000]            | Akander, J. 2000. <i>The ORC Method - Effective Modelling of Multilayer Building Components</i> . Doctoral Dissertation. Division of Building Technology, Department of Building Sciences KTH-Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.   |
| [Carslaw y Jaeger 1959]   | Carslaw, H. S., Jaeger, J.C. 1959. <i>Conduction of heat in solids</i> . Oxford University Press. 2 <sup>nd</sup> edition. London (Great Britain)   |
| [Delcroix et al. 2013]    | Delcroix, b., Kummert, M., Daoud, A., Hiller, M. 2013. Improved conduction transfer function coefficients generation in TRNSYS multizone building model. Proceedings of BS2013 (13th Conference of Int. Building Performance Simulation Association). Chambéry, France.                           |
| [Duska et al. 2006]       | Duska, M, Bartak, M., Drkal, F., Hensen, J.L.M. 2006. <i>Analytical approach to transient heat conduction in cooling load calculations</i> . Proceedings of the 17th Int. Air-conditioning and Ventilation Conference, pp. 7. STP - Society of Environmental Engineering. Prague (Czech Republic) |
| [Glück 1982]              | B. Glück. 1982. <i>Strahlungsheizung – Theorie und Praxis</i> . Verlag C. F. Müller, Karlsruhe (Germany)  |
| [Gröber 1961]             | Gröber, H., Erk, S., Grigull, U. 1961. <i>Fundamentals of Heat Transfer</i> . McGraw-Hill, New York (USA)   |
| [Heisler 1947]            | Heisler, M. P. 1947. <i>Temperature Charts for Induction and Constant Temperature Heating</i> . Trans. ASME, 69, 227-236.   |
| [Incropera y DeWitt 1999] | F.P. Incropera, D.P. DeWitt. 1999. <i>Fundamentos de Transferencia de Calor</i> , 4 <sup>a</sup> ed, Pearson, Prentice-Hall.  |

## Capítulo IV: Análisis teórico de transferencia de calor en una losa activada

- [Iu y Fisher 2004] Iu, I., Fisher, D. 2004. *Application of Conduction Transfer Functions and Periodic Response Factors in Cooling Load Calculation Procedures*. ASHRAE Transactions, 110 (2), 829-841.
- [Koschenz y Dorer 1999] Markus Koschenz, Viktor Dorer. 1999. *Interaction of an air system with concrete core conditioning*. Energy and Buildings, 30, 139-145.
- [Klein et al. 2010] Klein, S., Beckman, W., Mitchell, J. 2010. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison (USA) <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- [Liu et al. 2011] Kuixing Liu, Zhe Tian, Cheng Zhang, Yan Ding, Weiliang. 2011. *Establishment and validation of modified star-type RC-network model for concrete core cooling slab*. Energy and Buildings, 43, 2378-2384.
- [Mitalas y Stephenson 1967] Mitalas, G.P., Stephenson, D.G., 1967. *Room thermal response factors*. ASHRAE Transactions, 73 (1), 1.10.
- [Ren y Wright 1998] Ren, M.J., Wright, J.A. 1998. *A ventilated slab thermal storage system model*. Building and Environment, 33, 43-52.
- [Seem 1987] Seem, J.E., 1987. *Modeling of Heat in Buildings*. PhD thesis, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin Madison.
- [Sourbron 2012] Sourbron, M. 2012. PhD Thesis. *Dynamic thermal behaviour of buildings with concrete core activation*. Katholieke Universiteit Leuven. Faculty of Engineering. ISBN 978-94-6018-572-4
- [STATGRAPHICS 2010] STATGRAPHICS, C. X. 2010. Statpoint technologies. Inc., Herndon, VA
- [Stephenson y Mitalas 1971] Stephenson, D.G., Mitalas, G.P. 1971. *Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs*. ASHRAE Transactions, 77 (2), 1.17.
- [Varela-Díez 2008] Varela Díez, F. 2008. PhD Thesis. *Estudio de eficiencia energética en edificios*. Universidad de Valladolid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
- [Weber et al. 2005] T. Weber, G. Johannesson, M. Koschenz, B. Lehmann, T. Baumgartner. 2005. *Validation of a FEM-program (frequency-domain) and a simplified RC-model (time-domain) for thermally activated building component systems (TABS) using measurement data*. Energy and Buildings, 37, 707-724.
- [Weber y Johannesson 2005] T. Weber, G. Johannesson. 2005. *An optimized RC-network for thermally activated building components*. Building and Environment, 40, 1-14.
- [Wetter 2011] M. Wetter. 2011. *GenOpt® Generic Optimization Program. User manual. Version 3.1.0*. Simulation Research Group, Building Technologies Department, Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory. Berkeley.
- [Williams y Abdi 2010] Williams, L. J., Abdi, H. 2010. *Fisher's least significant difference (LSD) test*. Encyclopedia of research design, 1-5.

# CAPÍTULO V:

## MONITORIZACIÓN DE UN EDIFICIO SOSTENIBLE EQUIPADO CON SISTEMAS DE FORJADOS ACTIVOS

V.1.	Introducción .....	176
V.2.	Edificio sede de IDOM-ACXT (Madrid).....	176
V.2.1.	Descripción del edificio .....	176
V.3.	Metodología del estudio de monitorización .....	178
V.3.1.	Planteamiento de la campaña de monitorización .....	178
V.3.2.	Parámetros de interés .....	179
V.3.3.	Equipos de medida y registro de datos .....	180
V.4.	Resultados y discusión.....	182
V.4.1.	Condiciones de confort térmico global y local.....	183
V.4.2.	Calidad del aire interior y eficacia de ventilación .....	188
V.4.3.	Sistema TABS. Disipación de energía.....	189
V.5.	Conclusiones.....	192
V.6.	Referencias.....	193



## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura V.1.- Edificio sede de IDOM-ACXT en Madrid, España. (a) fachadas Sur y Oeste con un diseño cuidado de los elementos de sombra, (b) fachada Norte con gran porcentaje de superficie acristalada, (c) aislamiento exterior y (d) disposición del sistema TABS durante la fase de construcción. Fuente: [Villanueva 2012, 2013] .....	177
Figura V.2.- Vista interior de un espacio diáfano de oficina en el que se aprecian los sistemas TABS, el sistema de ventilación mediante conductos textiles y la fachada acristalada en orientación Norte. Fuente: [Villanueva 2013] .....	178
Figura V.3.- Zonas del edificio cubiertas por el presente estudio de monitorización: Norte (azul), Zona central diáfana (rojo), Sur (verde) y Oeste (rosa).....	179
Figura V.4. (a) Equipo de medida de calidad de ambientes interiores. (b) Sonda de CO <sub>2</sub> colocada en la sección de impulsión del sistema de ventilación en la zona Sur del edificio.....	181
Figura V.5. Sensor de temperatura y humedad relativa con <i>data logger</i> incorporado (a), y vista representativa de la ubicación de la sonda interna (b) y sonda externa (c) del <i>data logger</i> portátil con dos canales de temperatura .	181
Figura V.6 Termoflujómetro colocado sobre la superficie del techo (a), y detalle de la sujeción de la sonda de temperatura superficial utilizada por el mismo equipo (b).....	182
Figura V.7. Vista del adquisidor dispuesto para su conexión in-situ con las sondas embebidas en el forjado.....	182
Figure V.8. Registro de temperaturas (a) y humedad relativa (b) en la zona Central de la planta 4 a lo largo de una semana de monitorización .....	183
Figure V.9. Comparación de las medidas de temperatura y humedad realizadas en distintos puntos de la zona P4N con el equipo de medida de confort y los dos <i>data loggers</i> S1 y S2. ....	185
Figure V.10. (a) PMV-PPD derivados de las medidas realizadas en la zona P4C durante una semana completa, (b) gráfico de frecuencias asociado (considerando solamente el periodo de ocupación).....	185
Figura V.11. Distribución de los valores de PPD correspondientes a la monitorización de las distintas zonas de la planta 4 (C: Central, O: Oeste, N: Norte y S: Sur). Solamente se tuvo en cuenta el periodo de ocupación.....	186
Figura V.12. (a) Valores de velocidad media del aire y desviación típica correspondientes a la zona P3N durante una semana de monitorización, (b) gráfico de frecuencias asociado al índice DR para la misma zona (considerando solamente el periodo de ocupación).....	186
Figure V.13. Concentraciones de CO <sub>2</sub> medidas en las zonas de aire de impulsión, retorno y área ocupada representativas de una de las localizaciones monitorizadas.....	188
Figura V.14. a) Densidad de flujo de calor disipada por el techo frío del TABS durante una semana de monitorización, b) coeficientes de película totales obtenidos en parte de ese periodo, y c) ejemplo de la evolución diaria típica de las variables determinantes de la disipación de calor del sistema (Miércoles 08 de junio). ....	190
Figure V.15. Comparación de las medidas de disipación de energía proporcionadas por los dos termoflujómetros utilizados (propiedad de la UVA y de IDOM Bilbao), en la misma ubicación durante una semana.....	191
Figure V.16. Registro de temperaturas del forjado durante cuatro semanas en la Planta 4.....	192

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla V.1. Resumen descriptivo de los valores de temperatura operativa y humedad relativa registrados durante el horario de ocupación del edificio a lo largo de toda la campaña de monitorización.....	184
Tabla V.2. Distribución de las eficacias de ventilación medidas en distintas zonas del edificio .....	189





# CHAPTER V: FIELD MEASUREMENTS OF THERMALLY ACTIVATED BUILDING SYSTEMS (TABS) IN A REAL SUSTAINABLE BUILDING

## ABSTRACT

In the current context of a world energy situation which demands high-quality indoor environments compatible with rational energy use, the purpose of this chapter is to present a successful case study of a comfortable, low-energy office building in Madrid (Spain), which is equipped with Thermally Activated Building Systems and semi-displacement textile-based ventilation.

An exhaustive IAQ and thermal comfort field measurement survey was carried out during the summer period. Main global and local thermal comfort parameters in several workplaces, as well as CO<sub>2</sub> concentration in supply air, exhaust air and occupied space were registered. Correct operation of the Demand Control Ventilation (DCV) system and air distribution is observed. Also, the TAB system and the shading design make it possible to get high levels of indoor thermal comfort, as derived from measurements. Nevertheless, the analysis of the survey allows identifying possible improvements on the operation of the HVAC systems as well.

According to this, it is proved that the integration of novel energy efficient concepts in office building design not only can contribute to a minimization of the energy use, but, at the same time, can favor the achievement of high indoor environmental quality.

## V.1. INTRODUCCIÓN

El estudio de toda nueva tecnología en cualquier ámbito de la investigación en general, y particularmente en el campo del acondicionamiento de edificios, ha de encontrar en los proyectos de demostración y en los estudios de campo, una valiosa fuente de información con el fin de avanzar en el conocimiento de la misma y de su integración como tecnología sostenible, así como de optimizar su aplicación.

En este sentido, tal como ya se ha mencionado con anterioridad, la tecnología de acondicionamiento de edificios basada en sistemas TABS ha tenido una importante penetración en los últimos años en zonas del centro de Europa, de modo que ya existen diversos edificios documentados capaces de proporcionar este tipo de feed-back. Karmann et al. (2014) realizaron un esfuerzo de recopilación de casos de estudio de tecnologías radiantes desarrollando una interesante base de datos actualizable en forma de mapa. Asimismo, en relación a algunos de los edificios incluidos en esta base y otros aún no presentes en ella, merece destacar trabajos como los presentados en [Zimmerman y Andersson 1999], [Schmidt 2002], [Weber et al. 2005], [Kalz 2009], [Tian y Love 2009], [Raimondo et al. 2013], así como los proyectos de demostración incluidos dentro del proyecto europeo GEOTABS (2013) ya mencionado en el capítulo II.

Sin embargo, en áreas climatológicas con condiciones estivales más cálidas (y en general con necesidades de refrigeración más importantes) como puede ser la zona cubierta por los países mediterráneos del sur de Europa, el desarrollo de estos sistemas se encuentra aún en una fase incipiente, siendo prácticamente inexistentes los casos de demostración disponibles. Además, las limitaciones de capacidad de los sistemas radiantes y los requerimientos asociados a características climáticas claramente distintas, hacen especialmente interesante la posibilidad de disponer de información de campo en el ámbito de aplicación mencionado.

Por esta razón, el objetivo principal de este capítulo es presentar los resultados derivados de una campaña de monitorización llevada a cabo en un edificio singular de oficinas ubicado en Madrid (España) y equipado con sistemas TABS.

Conviene señalar que el análisis realizado hace especial incidencia en el comportamiento del sistema en términos de calidad del ambiente térmico, permitiendo complementar otros contenidos de este trabajo de tesis más enfocados al estudio de aspectos energéticos (ver capítulo IV). No obstante, en base a los datos disponibles a partir de las tareas de medida y registro llevadas a cabo en este edificio dentro del ámbito del proyecto TECNOCAI [TECNOCAI 2013], también se realizarán algunas consideraciones de energía de tipo general.

## V.2. EDIFICIO SEDE DE IDOM-ACXT (MADRID)

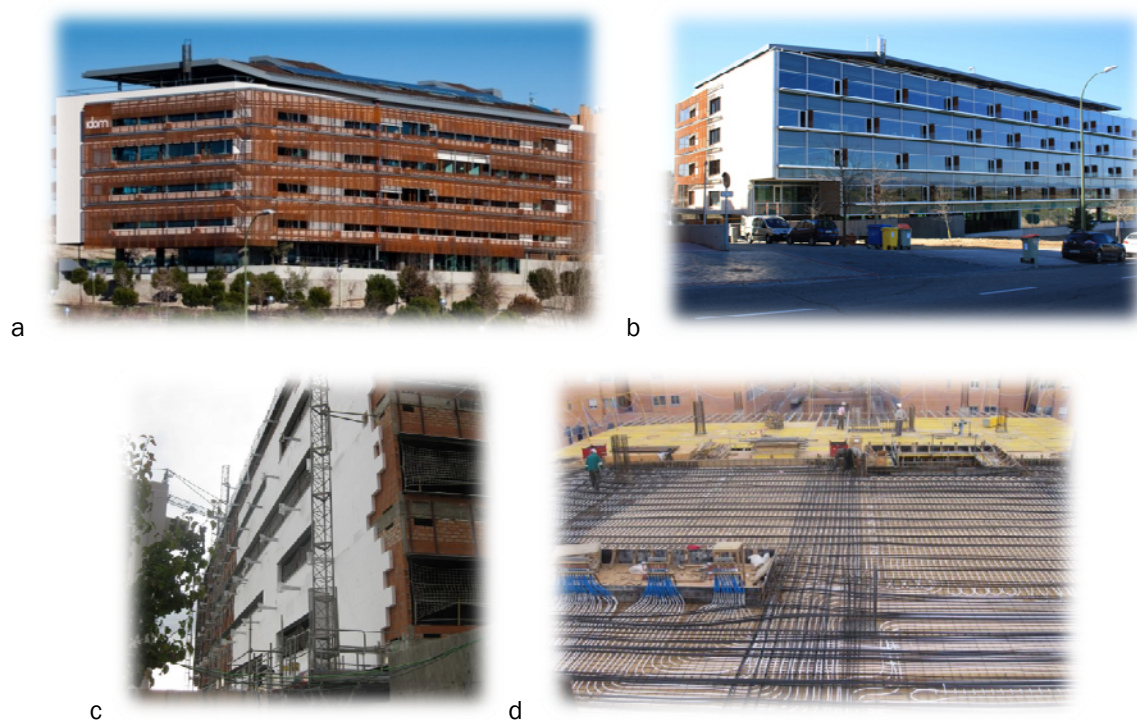
### V.2.1. Descripción del edificio

La sede de IDOM-ACXT en Madrid, España, que comenzó a funcionar en diciembre de 2010, constituye uno de los ejemplos más representativos de edificios de oficinas sostenibles en el área climatológica del Sur de Europa. Posee una superficie total construida en torno a 16000 m<sup>2</sup>, con 4 plantas de oficinas sobre rasante. Durante el periodo de monitorización descrito más adelante (en el año 2011) se estima que la superficie climatizada en uso era de 7600 m<sup>2</sup>, con un promedio de ocupación diaria de 450 personas [Villanueva 2011].

Según lo señalado, el acondicionamiento térmico del edificio se fundamenta principalmente en un **sistema TABS** (Fig V.1d) alimentado mayoritariamente con agua fría para cubrir la demanda dominante de refrigeración. En este sentido, el edificio cuenta además con un sistema de **free-cooling**

**hidráulico** capaz de enfriar la estructura de forma prácticamente gratuita en un elevado porcentaje del tiempo en que es requerido. Este emplea una torre de enfriamiento para la producción directa de agua fría sin necesidad de arrancar las enfriadoras.

Por otra parte, con objeto de facilitar la operación eficaz del sistema TABS, el emplazamiento del edificio, su orientación y el **diseño de la envolvente** han sido cuidadosamente pensados para reducir las necesidades energéticas. Así, el edificio cuenta con importantes protecciones solares provistas por una doble piel vegetal en la cubierta y las fachadas Sur y Oeste fundamentalmente (Fig. V.1a). Además, se dispone de aislamientos de 12 cm de espesor por el exterior de los cerramientos (Fig. V.1c) y vidrios con un coeficiente de transmisión (U) de  $1.1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y gas Argón en su interior. Asimismo, el interior del edificio aprovecha la masa térmica de la estructura entrando en contacto con ella, prescindiendo de falsos techos, falsos suelos o paneles aislantes interiores.



**Figura V.1.- Edificio sede de IDOM-ACXT en Madrid, España. (a) fachadas Sur y Oeste con un diseño cuidado de los elementos de sombra, (b) fachada Norte con gran porcentaje de superficie acristalada, (c) aislamiento exterior y (d) disposición del sistema TABS durante la fase de construcción. Fuente: [Villanueva 2012, 2013]**

Adicionalmente, la capacidad del sistema TABS se encuentra ligeramente complementada por la acción de la ventilación. Esta se realiza esencialmente a través de un **sistema de distribución de aire por conductos textiles** (Fig. V.2) con impulsión a  $19 \text{ }^\circ\text{C}$  y distribución por semi-desplazamiento, lo que le permite realizar free-cooling por aire durante todo el invierno y épocas intermedias. No obstante, el edificio posee también la capacidad de realizar ventilación natural en épocas favorables, extrayendo aire por los atrios a través de 6 exutorios motorizados y abriendo ventanas oscilantes en la fachada norte para la entrada de aire fresco del exterior [Villanueva 2012]. Por otra parte, cabe señalar que en la zona Sur de cada planta, espacio con una ocupación ocasional pensado principalmente para desarrollar reuniones informales, no se dispone del sistema de textiles sino de una ventilación con conductos convencionales.

Con todo ello, el edificio persigue unos objetivos de eficiencia y sostenibilidad marcados por el concepto de 'Edificio de Energía Casi Nula' (*nearly-zero energy building, nZEB*). Así, el consumo en refrigeración y ventilación en uno de los primeros veranos de operación fue de unos  $12 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{año})$ , frente a los más de  $120 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{año})$  de un edificio convencional [Villanueva 2011]

En cualquier caso, las características del edificio sede de IDOM-ACXT Madrid no están únicamente marcadas por los objetivos de reducción del consumo de energía, sino que la calidad de aire interior también fue especialmente tenida en cuenta en el diseño, dada su influencia sobre la salud, bienestar y productividad de sus ocupantes así como sobre el propio desempeño energético del edificio [Heinzerling et al. 2013]. De este modo, cada sala y despacho del mismo dispone de una sonda de CO<sub>2</sub> que controla el sistema de ventilación de acuerdo a una estrategia **DCV (Demand Controlled Ventilation)**. Además, los conductos textiles actúan como un último filtro en la red de distribución de aire y las moquetas y posibles materiales absorbentes de polvo son prácticamente inexistentes.



**Figura V.2.- Vista interior de un espacio diáfano de oficina en el que se aprecian los sistemas TABS, el sistema de ventilación mediante conductos textiles y la fachada acristalada en orientación Norte. Fuente: [Villanueva 2013]**

Finalmente, resulta destacable el hecho de que el presente edificio ha finalizado recientemente (año 2014) el proceso de certificación LEED (*Leadership in Energy & Environmental Design*) con calificación oro, lo cual, a través del sistema de evaluación desarrollado por el *U.S. Green Building Council* [USGBC 2014], reconoce un notable desempeño del mismo en términos de ahorro energético, ahorro de agua, reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>, calidad de ambiente interior y el uso de materiales y recursos sostenibles.

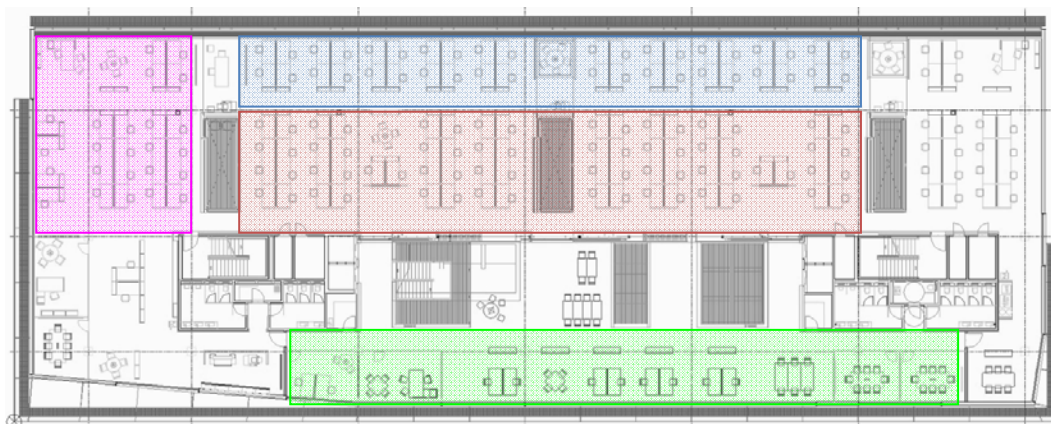
## **V.3. METODOLOGÍA DEL ESTUDIO DE MONITORIZACIÓN**

### **V.3.1. Planteamiento de la campaña de monitorización**

La campaña de monitorización realizada en el edificio sede de IDOM-ACXT Madrid fue llevada a cabo durante 10 semanas en el periodo de verano (meses de junio, julio y agosto) del año 2011.

Durante las primeras 8 semanas de campaña, la medida y el registro de datos cubrieron diferentes zonas en las tres plantas del edificio en uso durante aquel periodo, estando dirigidos especialmente a la evaluación de las características de calidad del aire y confort térmico. Las medidas en cada zona tuvieron una duración de una semana, cambiando ubicación los distintos equipos al finalizar la misma. En la Fig. V.3 se muestra el plano de una de las plantas, en el cual se identifican los cuatro tipos de zonas considerados en el estudio. Se puede apreciar que se tuvieron en cuenta zonas de la periferia próximas a la envolvente en las orientaciones más representativas, así como una zona central apenas afectada por la interacción con el ambiente exterior.

Las dos últimas semanas se aprovecharon para repetir algunas de las medidas realizadas anteriormente con dos finalidades fundamentales. Por un lado, se buscó solventar pequeños incidentes que produjeron la ausencia de datos en ciertos periodos puntuales. Por otro, se trató de obtener mayor cantidad de información en algunas de las zonas más ocupadas del edificio observando y analizando posibles discrepancias en los valores obtenidos bajo condiciones de contorno no necesariamente idénticas dentro del propio periodo estival.



**Figura V.3.- Zonas del edificio cubiertas por el presente estudio de monitorización: Norte (azul), Zona central diáfana (rojo), Sur (verde) y Oeste (rosa)**

### V.3.2. Parámetros de interés

La percepción del ambiente térmico ha sido estudiada ampliamente durante las últimas décadas. En este tiempo, el desarrollo de los modelos adaptativos ha involucrado un giro determinante en la comprensión del confort térmico en ambientes interiores [de Dear et al. 2013], considerando al sujeto como ‘agente activo’ capaz de influir sobre su propio confort térmico a través de la interacción con el ambiente exterior, así como de la utilización de diversos mecanismos de adaptación tanto de comportamiento, como psicológicos o fisiológicos [Brager y de Dear 1998].

Sin embargo, el enfoque tradicional aportado por Fanger (1972) es aún utilizado para la mayoría de aplicaciones. Este considera al sujeto como un mero ‘receptor pasivo’, de modo que la sensación térmica del individuo está únicamente determinada por las ecuaciones del balance estacionario de calor y masa entre el cuerpo humano y su entorno. El modelo PMV-PPD desarrollado a partir de este enfoque sienta las bases del estándar internacional ISO 7730 (2005), el cual resulta especialmente adecuado para ser aplicado en edificios con ventilación mecánica en los que la adaptación del sujeto se encuentre de algún modo restringida. Por su parte, la utilización de modelos adaptativos es recomendable en edificios que trabajan bien con ventilación natural, o bien en modo mixto (‘mix-mode’ buildings) [Brager 2006].

Desde un punto de vista estricto, el edificio sede de IDOM-ACXT Madrid pertenece al primero de estos grupos, dado que recibe la ventilación por medios mecánicos a través de los conductos de distribución textiles y no dispone de ventanas operables que faciliten los comportamientos adaptativos de sus ocupantes. Por esta razón, a lo largo del estudio se utilizó el modelo PMV-PPD para la evaluación del confort térmico. En el contexto de este modelo, las seis variables primarias de confort descritas en el capítulo I (temperatura del aire, temperatura media radiante, humedad, velocidad del aire, tasa metabólica y nivel de vestimenta) fueron consideradas. Asimismo, existen otros factores que pueden afectar a las condiciones locales de confort, tales como las corrientes de aire, los gradientes verticales de temperatura y la asimetría de la temperatura radiante. Todos estos parámetros de confort térmico global y local fueron medidos en varios puestos de trabajo pertenecientes a las distintas zonas indicadas en la Fig. V.3. Nótese que se tuvo en cuenta una tasa metabólica de 1.2 met y un índice de vestimenta neutro de 0.8 clo, los cuales son valores habitualmente aceptados para actividades e indumentarias típicas correspondientes al trabajo en oficinas como la del caso de estudio.

Aparte de la detallada campaña de medidas de confort térmico que fue llevada a cabo, el estudio de campo realizado también comprende una evaluación básica de las condiciones de calidad del aire y de la eficacia del sistema de ventilación. De acuerdo con la investigación de M. von Pettenkofer a finales del siglo XIX [Locher 2007], el nivel de CO<sub>2</sub> en el aire es un buen indicador de la

existencia de sustancias nocivas producidas por el ser humano en un ambiente interior [Sundell 2004]. Aún hoy sus estudios son comúnmente aceptados, de tal forma que se considera que una concentración de CO<sub>2</sub> de 1000 ppm establece, de forma general, la frontera entre una buena y una mala calidad del aire interior. En ese mismo sentido, la normativa española a través del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios [España 2007], define distintas categorías de calidad del aire interior en base al índice IDA (cuyo valor puede variar desde 1, óptima calidad, hasta 4, baja calidad). En él se especifican los mínimos requerimientos de ventilación, los niveles de filtración, así como el tipo de control de calidad del aire exigido dentro de la instalación de climatización.

De acuerdo con esto, en el edificio sede de IDOM en Madrid se registraron las concentraciones de CO<sub>2</sub> en la impulsión y en el retorno del sistema de ventilación, así como en la zona ocupada. Estos tres valores, además, permiten determinar un índice de evaluación de la eficacia de ventilación. La definición del mismo puede variar dependiendo de la tarea o el objetivo primario asociado al sistema, ya sea la renovación de aire, la eliminación de contaminantes, la disipación de calor o la protección de los ocupantes [Cao et al. 2014]. En este trabajo, se ha empleado el criterio establecido en el estándar europeo EN 13779 (2008), enfocado a la eliminación de contaminantes. De acuerdo con él, la eficacia de ventilación ( $\varepsilon_V$ ) es definida según la expresión siguiente (Eq.V.1).

$$\varepsilon_V = \frac{C_{out} - C_{in}}{C_{occ} - C_{in}} \quad Eq.V.1$$

$C_{out}$ ,  $C_{in}$  y  $C_{occ}$  representan las concentraciones de CO<sub>2</sub> en las corrientes de aire de expulsión, de impulsión, y en la zona ocupada respectivamente.

Por último, el estudio de monitorización permitió obtener información relativa al comportamiento energético y la transferencia de calor asociada al sistema TABS. Por un lado, se observaron las evoluciones de la temperatura interna de la masa del forjado, capaces de mostrar ciertas características de la dinámica del sistema. Por otro, quizás la variable de mayor interés es el flujo de calor disipado a través de la superficie del techo, representativo de la capacidad real del sistema. Asimismo, a partir de este valor y la diferencia de temperaturas entre la superficie del TABS y su entorno es posible obtener un coeficiente de transmisión de calor total.

En el capítulo III se ha mostrado una propuesta detallada a la hora de plantear una definición coherente de este parámetro (Eq. III.10a y III.10b). Sin embargo, en un ambiente de oficinas real (mucho menos controlable que el de una sala de laboratorio) se dan diversas circunstancias que hacen que el planteamiento estricto de esta definición resulte demasiado ambicioso y quizás inapropiado desde un punto de vista práctico. No obstante, en la mayoría de situaciones que se dan en el ambiente analizado puede asumirse la utilización de la temperatura del aire como temperatura de referencia para observar el comportamiento del correspondiente coeficiente total (Eq. V.2). Nótese, que los niveles de aislamiento del edificio garantizan unos valores de AUST (*Average Unheated Surface Temperature*) y de temperatura del aire relativamente parejos, dando validez a esta hipótesis. En cualquier caso, no deben perderse de vista las imprecisiones teóricas asociadas a esta formulación.

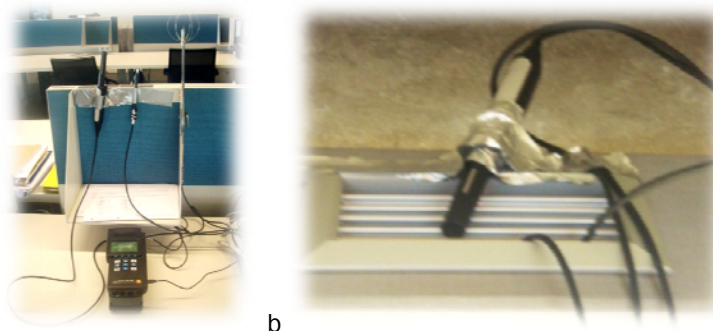
$$h_{tot}^* = \frac{q_{tot}}{T_a - T_s} \quad Eq.V.2$$

### V.3.3. Equipos de medida y registro de datos

La evaluación de las condiciones de confort térmico fue llevada a cabo fundamentalmente haciendo uso del mismo equipo experimental específico utilizado en la investigación en cámara climática presentada en el capítulo III, y que ha sido descrito con mayor detalle en el apartado III.2.2 de este trabajo. Adicionalmente, se empleó un equipo TESTO de medida de calidad de ambientes interiores (Fig. V.4a) propiedad de la empresa IDOM y que dispone de tres sondas: una de

temperatura y humedad relativa, una de concentración de CO<sub>2</sub> y una de velocidad del aire. Este equipo se utilizó fundamentalmente para monitorizar la concentración de CO<sub>2</sub> en una ubicación representativa del retorno de aire de las zonas Central y Norte del edificio durante la mayor parte de las semanas de medición, así como para obtener medidas adicionales de confort durante las semanas 9 y 10 en la zona Oeste que refrendasen los resultados de otras semanas anteriores, tal como ya se ha explicado.

Aparte del sensor de CO<sub>2</sub> del equipo TESTO anterior, se emplearon otras tres sondas idénticas (Fig. V.4b) para completar la medición de las concentraciones de CO<sub>2</sub> en las tres ubicaciones representativas del sistema de ventilación (impulsión, retorno o expulsión, y zona ocupada). En este sentido, en las zonas Norte y Central cubiertas por el sistema de textiles, la sonda de impulsión se colgó muy próxima al difusor textil más próximo, mientras que la sonda de expulsión fue colocada en junto a los atrios por los que retorna el aire de ventilación. Por su parte, en la zona Sur ambas fueron colocadas justo sobre las secciones de impulsión y retorno del sistema de conductos convencionales (ver Fig. V.4b). Por último, el sensor representativo de la zona ocupada fue ubicado en los correspondientes puestos de trabajo a una altura media (entre 1 y 1.5 m sobre el suelo) cercana a la trayectoria razonable descrita por el aire de ventilación entre su impulsión y su retorno.



**Figura V.4. (a) Equipo de medida de calidad de ambientes interiores. (b) Sonda de CO<sub>2</sub> colocada en la sección de impulsión del sistema de ventilación en la zona Sur del edificio.**

En relación a la medida de las condiciones de confort térmico, la campaña de monitorización se completó con el uso del siguiente equipamiento de medida y adquisición de datos:

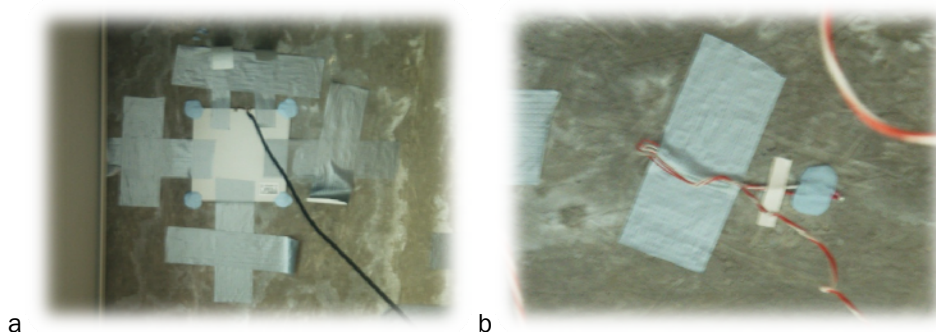
- Dos sensores de temperatura seca y humedad relativa con *data logger* incorporado (Fig. V.5a), que permitieron validar la homogeneidad de estas dos variables clave duplicando la medida de las mismas en distintos puntos de una misma zona del edificio.
- *Data logger* portátil con dos canales de registro de temperatura asociados a un sensor interno y a uno externo. Las Figuras V.5b y V.5c muestran la ubicación de cada uno de ellos empleada para evaluar los gradientes de temperatura vertical que afectan a las condiciones de confort térmico local.



**Figura V.5. Sensor de temperatura y humedad relativa con *data logger* incorporado (a), y vista representativa de la ubicación de la sonda interna (b) y sonda externa (c) del *data logger* portátil con dos canales de temperatura**

La determinación experimental del flujo de calor disipado a través de la superficie del techo se llevó a cabo mediante dos termoflujómetros (Fig. V.6a). La termoflujometría consiste en un ensayo no destructivo que hace uso de una sonda específica de flujo de calor. El principio de aplicación de esta se basa en la medición de temperaturas en ambas caras de un elemento fino de resistencia térmica conocida, que es colocado sobre la superficie emisora y que apenas modifica las condiciones de flujo respecto la situación original en la que no existe tal sensor. Además, sobre el mismo equipo registrador asociado al sensor de flujo calorífico, se dispusieron dos sondas de temperatura con objeto de medir la temperatura superficial del techo (Fig. V.6b) y la temperatura del aire a una distancia prudente del mismo. De este modo fue posible obtener el valor del coeficiente total como medida indirecta.

La utilización de dos termoflujómetros (propiedad de la Universidad de Valladolid y de la empresa IDOM respectivamente) permitió obtener resultados comparables en algunas de las ubicaciones de edificio.



**Figura V.6 Termoflujómetro colocado sobre la superficie del techo (a), y detalle de la sujeción de la sonda de temperatura superficial utilizada por el mismo equipo (b).**

Finalmente, cabe mencionar la utilización de un adquirente de múltiples canales 'Agilent 34980A' (Figura V.7) para recoger la información de las sondas de temperatura existentes que estaban embebidas en los forjados del edificio. Las sondas disponibles (termopares tipo K) fueron conectadas in-situ directamente al adquirente tal como muestra la figura siguiente.



**Figura V.7. Vista del adquirente dispuesto para su conexión in-situ con las sondas embebidas en el forjado.**

## V.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En primer lugar, se debe señalar que las diferencias observadas en los principales parámetros entre las distintas zonas del edificio tenidas en cuenta no fueron muy significativas, de modo que la discusión siguiente será aplicable a cualquiera de ellas siempre que no se especifique lo contrario. No obstante, los resultados correspondientes a las zonas Central y Norte albergan un especial interés, dado que la ocupación del edificio se concentra principalmente en estas ubicaciones y que las



condiciones de contorno (la fachada Norte acristalada por ejemplo) establecen un mayor nivel de exigencia a los sistemas. Asimismo, en estas zonas es posible analizar el comportamiento del sistema innovador de ventilación por semi-desplazamiento planteado para complementar al TABS.

Por estas razones, en adelante, se mostrarán fundamentalmente los resultados obtenidos de la planta 4, monitorizada de forma más exhaustiva. De igual modo, la mayoría de figuras escogidas para ilustrar tales resultados hacen referencia a las zonas Central y Norte.

### V.4.1. Condiciones de confort térmico global y local

#### Temperatura y humedad

Para poder interpretar adecuadamente la evaluación de confort llevada a cabo, en primer lugar, es importante recordar que el valor de temperatura operativa fue tomado directamente de la correspondiente sonda del equipo de medición de confort térmico, la temperatura del aire fue medida por la sonda de velocidad del aire e intensidad turbulenta del mismo equipo, y a partir de ambas, el software de tratamiento de las variables registradas obtuvo como valor calculado la temperatura media radiante asociada. Nótese que el equipo de medida de confort térmico utilizado facilita también el registro de la temperatura del aire tomado de la sonda de humedad relativa. Sin embargo, se observó que esta medida estaba afectada en exceso y de forma indeseada por el nivel térmico del entorno radiante, proporcionando lecturas falseadas. Por ello, se descartó su consideración.

La Figura V.8 muestra las evoluciones de temperatura y humedad a lo largo de la semana de medición llevada a cabo en la zona Central de la planta 4 (13 - 20 junio de 2011). Se observa que la temperatura operativa registrada durante las horas de ocupación (las horas de no ocupación aparecen sombreadas en un tono gris) a lo largo de la campaña de medida, se mantuvo dentro del rango de diseño especificado en la legislación española a través del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios [España 2007] (23 C - 25 C para condiciones de verano). Estos valores son igualmente adecuados según los límites de confort térmico definidos en el estándar internacional ISO7730 (2005), tal como se explicará más adelante al comentar los resultados derivados del análisis PMV-PPD.

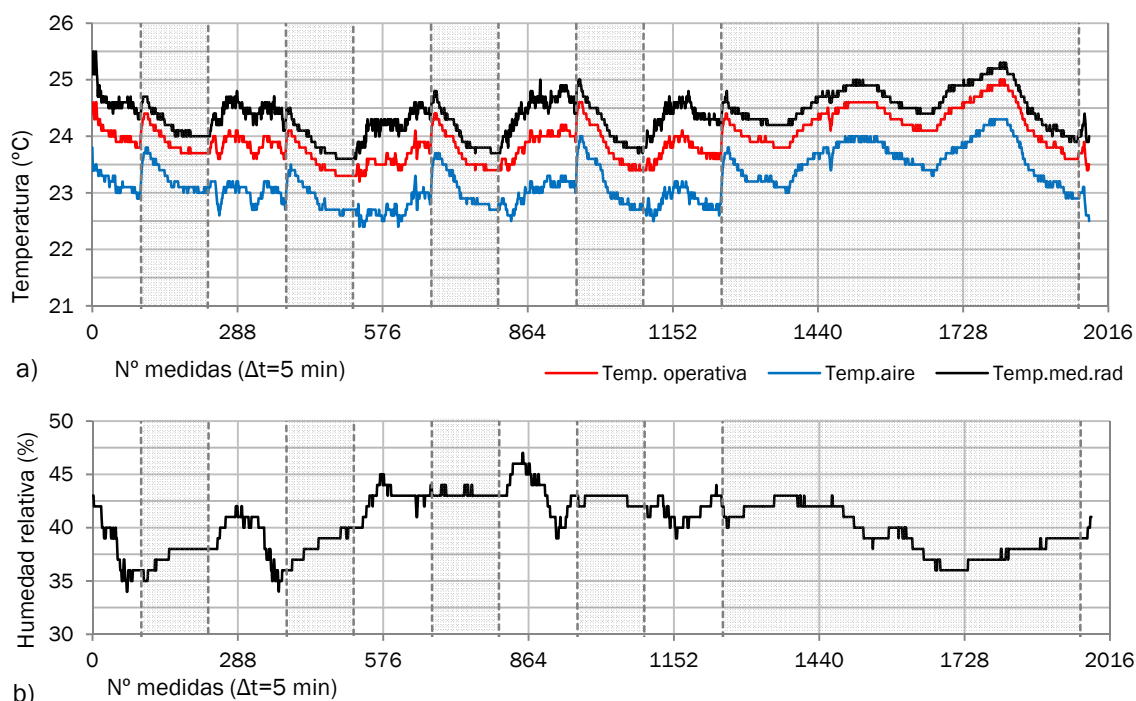


Figure V.8. Registro de temperaturas (a) y humedad relativa (b) en la zona Central de la planta 4 a lo largo de una semana de monitorización

En la Tabla V.1 se muestra un resumen de las condiciones medidas en el resto de zonas analizadas. Las diferencias observadas entre las Plantas 2, 3 y 4 (en cualquier caso moderadas) pueden relacionarse con las características singulares de cada una, las condiciones exteriores diferentes en que fueron medidas o las variaciones de la estrategia de operación del sistema TAB en los periodos correspondientes. Sin embargo, para precisar más en tal interpretación sería necesaria información adicional relativa a los sistemas de control y gestión energética del edificio, de la cual no se dispone.

**Tabla V.1. Resumen descriptivo de los valores de temperatura operativa y humedad relativa registrados durante el horario de ocupación del edificio a lo largo de toda la campaña de monitorización**

Semana	Zona	Fecha	Hora.ini	T <sub>op</sub> (°C)		HR (%)	
				Promedio	SD	Promedio	SD
1	P4S	23-may	12:07	23.42	0.40	51.81	6.71
2	P4N	30-may	13:05	24.10	0.58	38.19	7.62
3	P4O	06-jun	16:55	23.66	0.28	40.86	4.35
4	P4C	13-jun	12:05	24.49	0.23	39.15	2.63
5	P3N <sup>a</sup>	20-jun	10:28	26.50	0.48	42.37	6.37
6	P2N	27-jun	12:25	25.23	0.41	38.85	2.85
7	P2S	04-jul	11:05	24.95	0.37	36.18	4.02
8	P2O	11-jul	11:35	25.57	0.94	35.10	3.90
9	P3N	18-jul	13:05	24.93	0.58	37.41	3.41
10	P3N	26-jul	12:05	25.07	0.60	40.65	3.11

<sup>a</sup> Durante la Semana5 se obtuvieron resultados de confort poco satisfactorios, probablemente asociados a una elección defectuosa de la ubicación de las sondas o a condiciones de operación no controladas ajenas al proceso de monitorización. Por ello, las medidas en la zona P3N fueron repetidas en las semanas 9 y 10.

Por otra parte, nuevamente a la vista de la Figura V.8, se observa que la temperatura radiante media es siempre superior a la temperatura del aire del local, hecho que se repitió en todas las mediciones realizadas. Habitualmente, al considerar sistemas de refrigeración por techo radiante se tiende a pensar que una de las ventajas es la consecución de una temperatura radiante baja, compensable con consignas de temperatura del aire más elevadas de cara al cumplimiento de los requisitos de confort asociados a un determinado nivel de temperatura operativa. En efecto, la superficie ‘fría’ del techo reduce la temperatura media radiante respecto a una situación convencional de referencia sin acondicionamiento radiante. Sin embargo, es de destacar cómo la monitorización del edificio sede de IDOM Madrid prueba que este efecto no es especialmente acusado. Las cargas radiantes y las elevadas temperaturas exteriores en la época estival hacen que el resto de paredes que envuelven el espacio interior mantengan temperaturas superficiales relativamente elevadas. Además, la contribución de estas superficies al entorno radiante de los ocupantes es superior a la que pueda tener el techo frío, de modo que la temperatura operativa indicativa del confort sigue siendo superior a la temperatura del aire, sin que las consignas de esta última puedan ser relajadas en exceso en busca de una oportunidad de ahorro energético.

En cuanto a los registros de humedad relativa, estos indican valores que cayeron en un rango de confort razonable entre el 30 % y el 60 %, lo cual demuestra un adecuado tratamiento de la carga latente del edificio. Nótese que pese a que las prácticas habituales de diseño para el nivel de humedad interior suelen establecer un valor en torno al 50 %, en un rango de humedades entre el 30 % y el 70 % el cuerpo humano es capaz de adaptarse sin mayor dificultad [Olesen 2001]. Además, en dicho rango no se considera riesgo alguno de que aparezcan efectos secundarios en términos de salubridad.

### Homogeneidad de las condiciones de confort medidas

Otro aspecto relevante de la campaña de monitorización consistió en la comparación de los valores de temperatura y humedad registrados tanto por el equipo de confort térmico, como por los dos *data loggers* (Fig. V.5a) colocados en distintos puntos dentro de la misma zona del edificio estudiada cada semana.

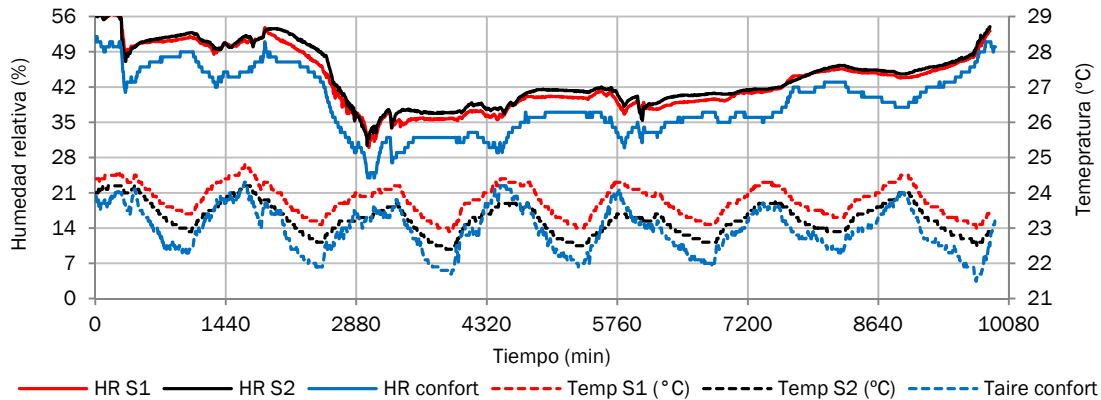


Figure V.9. Comparación de las medidas de temperatura y humedad realizadas en distintos puntos de la zona P4N con el equipo de medida de confort y los dos *data loggers* S1 y S2.

Tomando como ejemplo los registros de la zona P4N, en la Figura V.9 se observa que los valores proporcionados por los distintos dispositivos son muy próximos. Simplemente cabe apuntar que el equipo de confort pareció registrar humedades ligeramente inferiores a las de los *data loggers* (en torno a un 5 % más bajos). No obstante, todas las diferencias observadas son suficientemente pequeñas para poder ser achacadas al hecho de que el punto exacto de medición de cada equipo, obviamente, no es el mismo. Por ello, en cualquier caso, las medidas complementarias aportadas por los *data loggers* permitieron corroborar una notable homogeneidad en la temperatura y humedad de cada una de las zonas del edificio, validando de forma global la representatividad de las mediciones realizadas por los distintos equipos.

### Evaluación de confort global basada en el modelo PMV-PPD

A modo de ejemplo, la Figura V.10a muestra la evolución de los índices PMV y PPD durante una semana completa de medición en la zona Central de la Planta 4. De acuerdo con el gráfico de frecuencias resumido (Fig. V.10b) se observan valores de disconfort por debajo de PPD = 7 % durante más del 95 % de las horas de ocupación.

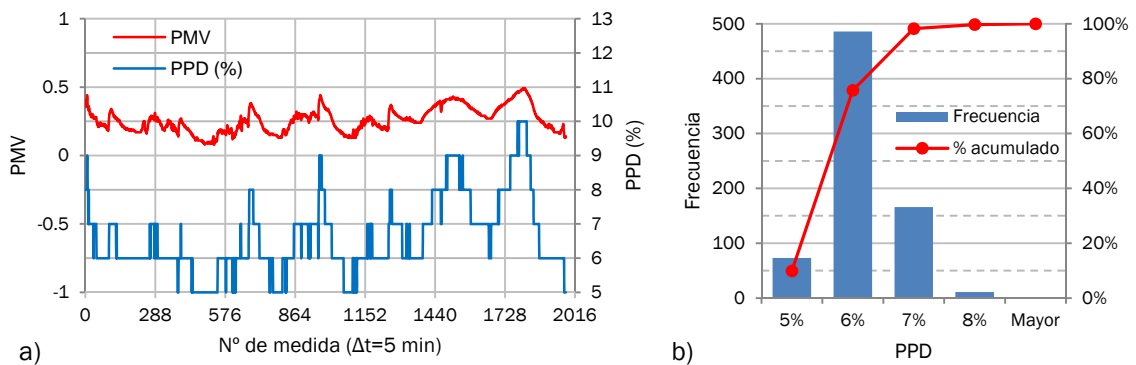


Figure V.10. (a) PMV-PPD derivados de las medidas realizadas en la zona P4C durante una semana completa, (b) gráfico de frecuencias asociado (considerando solamente el periodo de ocupación)

Por su parte, la Figura V.11 presenta los resultados de la evaluación de confort en el resto de zonas de la Planta 4 durante el horario de ocupación del edificio. En todas ellas se obtuvieron valores altamente satisfactorios, mostrando un ambiente de categoría A (PPD < 6%) o B (PPD < 10%) durante más del 90 % del periodo considerado. No obstante, los valores de temperatura operativa presentados en la Tabla V.1 para el resto de plantas pueden hacer cuestionarse las características de confort en esas ubicaciones, asociadas a unas condiciones ligeramente calurosas y, a priori, no deseables. Si bien, ha de recordarse que la evaluación PMV-PPD realizada directamente por el equipo de confort tuvo en cuenta un índice de vestimenta neutro (0.8 clo), quizá elevado en comparación con la indumentaria habitual de los ocupantes en los periodos centrales del verano a los cuales corresponden las medidas en las plantas 2 y 3. Por esta razón, tal como ya se había señalado previamente, el comportamiento observado en la Figura V.11. puede considerarse representativo del todo el edificio, corroborando las bondades de la solución HVAC planteada.

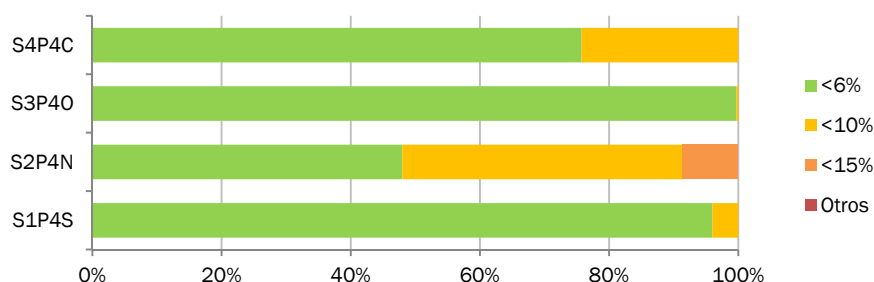


Figura V.11. Distribución de los valores de PPD correspondientes a la monitorización de las distintas zonas de la planta 4 (C: Central, O: Oeste, N: Norte y S: Sur). Solamente se tuvo en cuenta el periodo de ocupación.

### Disconfort por corrientes de aire

Según lo apuntado en el capítulo I de este trabajo de tesis, las corrientes de aire son una de las causas más probables de disconfort térmico local. Sin embargo, la Figura V.12 muestra que en el edificio sede de IDOM-ACXT en Madrid, los índices de confort de acuerdo al estándar ISO7730 (2005) son altamente adecuados. A lo largo de toda la campaña de monitorización, el sistema de ventilación por semi-desplazamiento a través de los conductos textiles proporcionó valores de velocidad del aire alrededor de 0.05 m/s, mostrando picos de entre 0.1 y 0.12 m/s.

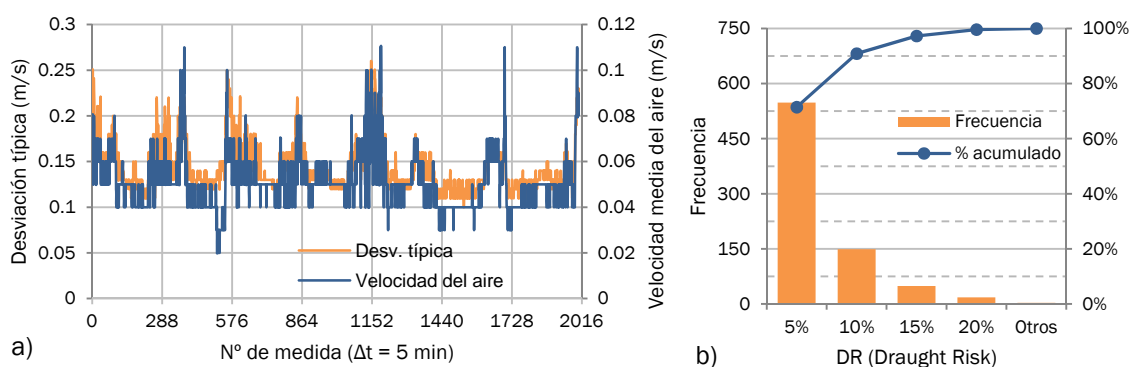


Figura V.12. (a) Valores de velocidad media del aire y desviación típica correspondientes a la zona P3N durante una semana de monitorización, (b) gráfico de frecuencias asociado al índice DR para la misma zona (considerando solamente el periodo de ocupación)

No obstante, el riesgo de disconfort por corrientes de aire no depende únicamente de la velocidad del aire, sino también de su temperatura y la intensidad de la turbulencia. Por ello, habitualmente es analizado preferiblemente a través del índice DR (*Draught Risk*) dado por la expresión Eq. I.10. En este sentido, la Figura V.12b revela que en más del 90 % de las horas de

ocupación, en la zona Norte de la Planta 3, el índice DR fue inferior al 10%, lo que corresponde con un ambiente térmico de primera calidad (categoría A). Nuevamente, este comportamiento es representativo del resto de zonas analizadas.

### **Asimetría radiante y gradiente vertical de temperaturas**

En verano, la asimetría radiante no suele suponer un problema para el confort térmico en edificios de oficinas con un diseño razonable de la envolvente en lo relativo a elementos de sombra. Sin embargo, los sistemas de acondicionamiento por techos fríos radiantes (en este caso, a través del sistema TABS) sí podrían constituir una fuente potencial de desconfort térmico local en este sentido. El porcentaje de personas insatisfechas (PD) correspondiente a distintos niveles de asimetría radiante para una configuración de techo frío fue presentado en la Figura I.17, y responde a la expresión Eq. V.3. [ISO 7730 2005].

$$PD = 100/[1 + \exp(9,93 - 0,5 \cdot \Delta T)] \quad Eq.V. 3$$

En dicha expresión,  $\Delta T$  representa la diferencia de temperaturas entre dos superficies opuestas (en esta situación particular, techo y suelo). Para poder evaluar esta magnitud, en el edificio sede de IDOM-ACXT se emplearon las medidas realizadas por los termoflujómetros, así como los valores de la temperatura del aire a nivel de los pies registrada por el *data logger* correspondiente. El termoflujómetro aporta un valor de la temperatura de la superficie del techo, mientras que la temperatura del aire a la altura de los pies es muy similar a la del suelo y como tal, es válida para hacer un análisis aproximado de la asimetría radiante por techo frío.

Estas medidas revelan un valor máximo de la diferencia de temperaturas analizada alrededor de 4 °C, lo cual corresponde con un índice PD despreciable de 0.036 %. Como ejemplo significativo, se comprueba que llegando a tener una diferencia de temperaturas entre el techo frío y el suelo igual a 14 °C, el PD obtenido sería sólo del 5%. Por lo tanto, las condiciones reales de operación del TABS están lejos de poder causar desconfort térmico por asimetría radiante, permitiendo disminuir sensiblemente la temperatura del techo frío. Así, dentro de los límites marcados por otras consideraciones del propio sistema (riesgo de condensaciones, etc.), esta opción supondría aumentar la capacidad de disipación del sistema TAB notablemente.

De esa forma, las necesidades de enfriamiento complementarias cubiertas por el sistema de ventilación, así como el consecuente consumo energético asociado al tratamiento del aire exterior, podrían reducirse. Adicionalmente, una disminución de la temperatura superficial del techo permitiría obtener los mismos niveles de temperatura operativa con consignas de temperatura del aire más elevadas. Esto aprovecharía una interesante ventaja del acondicionamiento radiante que, tal como se ha comentado, no es tan evidente ni provechosa en edificios de oficinas como el aquí estudiado.

Finalmente, también se analizó la magnitud del gradiente vertical de temperaturas existente en las distintas zonas de estudio. Normalmente, el aire caliente se concentra en las partes más altas de una estancia, próximas al nivel de la cabeza de sus ocupantes. Si la diferencia de temperaturas entre esa zona y la parte inferior (zona de los pies) es suficientemente elevada, puede aparecer una sensación de desconfort térmico local aún estando bajo condiciones neutras de confort térmico global [Olesen et al. 1979]. El porcentaje de insatisfechos (PD) asociado a este gradiente de temperatura ( $\Delta T$ ) responde a la expresión Eq. V.4.

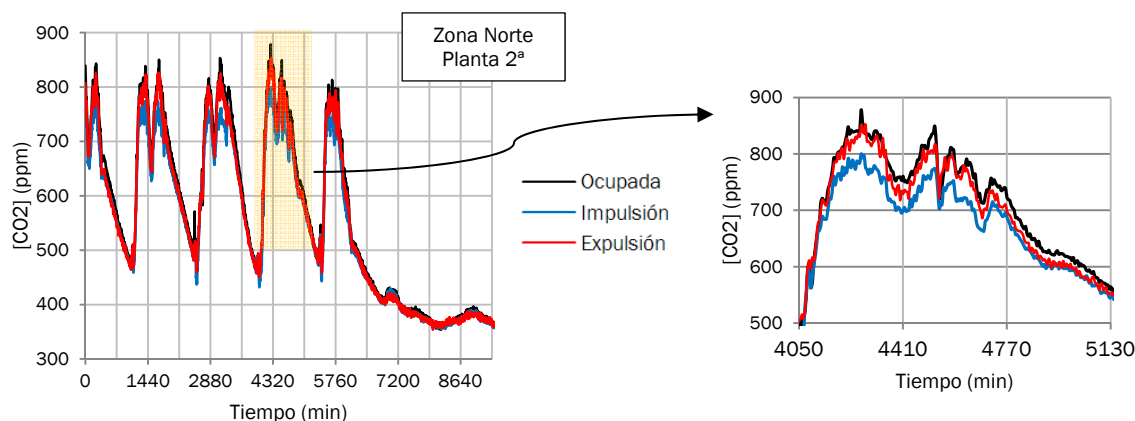
$$PD = 100/[1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta T)] \quad Eq.V. 4$$

En el edificio sede de IDOM-ACXT, a través del *data logger* de dos temperaturas, se midieron temperaturas en la parte alta de la estancia alrededor de 1 °C inferiores que en la parte baja debido al efecto de la superficie fría del sistema TABS. Por lo tanto, se puede afirmar que no existe riesgo alguno de desconfort térmico local por estratificación vertical de la temperatura del aire en este caso.

## V.4.2. Calidad del aire interior y eficacia de ventilación

La Figura V.13 muestra los valores de concentración de CO<sub>2</sub> registrados en las secciones de impulsión y retorno, así como en la zona ocupada, en una de las localizaciones estudiadas durante la campaña de medidas. A partir de ellos, se deduce un adecuado funcionamiento del sistema DCV (*Demand Control Ventilation*) y de la distribución de aire en el ambiente interior. Durante los días de la semana (laborables) el sistema de ventilación DCV regula los niveles de CO<sub>2</sub> en la zona ocupada, de forma que no excedan una consigna en torno a los 850 ppm, lo cual es representativo de unas condiciones de calidad del aire interior adecuadas según lo mencionado en el apartado V.3.2.

El análisis de la Figura V.13 revela igualmente que durante el fin de semana (periodo sin ocupación en el cual el sistema de ventilación se encuentra apagado), las concentraciones medidas alcanzan un valor de referencia que corresponde al equilibrio con el ambiente exterior. Este periodo fue utilizado para calibrar las tres sondas de CO<sub>2</sub> entre sí. Teniendo en cuenta que el edificio de IDOM-ACXT está ubicado en un área residencial rodeada de varias zonas verdes en las afueras de la ciudad de Madrid (ver Figura V.1a), lo cual reduce el impacto de la contaminación urbana, el valor de referencia observado es coherente con la concentración de CO<sub>2</sub> esperable en la atmósfera de acuerdo con los registros de referencia a nivel internacional tomados en el observatorio de Mauna Loa para el año 2011 [Tans y Keeling 2015]



**Figure V.13. Concentraciones de CO<sub>2</sub> medidas en las zonas de aire de impulsión, retorno y área ocupada representativas de una de las localizaciones monitorizadas.**

Por otra parte, se aprecia que la concentración de CO<sub>2</sub> en la sección de expulsión o retorno es superior a la de la sección de impulsión, lo cual revela la eliminación de 'contaminante' del ambiente interior. Sin embargo, la concentración en el retorno es también superior a la medida en la zona ocupada, lo cual predice una operación moderadamente eficaz.

En teoría, a partir de los tres valores de concentración mencionados (impulsión, expulsión y zona ocupada) el parámetro de eficacia de ventilación podría obtenerse en base a la expresión Eq.V.1. Sin embargo, en la práctica aparecen varios factores que perjudican la precisión del cálculo de índices indirectos dependientes de las medidas de concentración. Por un lado, debe notarse que el flujo de aire de impulsión es una mezcla de aire exterior limpio y aire de retorno del interior viciado, lo cual conduce a un nivel de CO<sub>2</sub> en la impulsión relativamente elevado y a unas diferencias de concentraciones pequeñas entre el aire de aporte y el aire del local. Adicionalmente, las condiciones ideales para evaluar la eficacia de ventilación requerirían niveles de concentración estables y un flujo de aire de impulsión constante. Sin embargo, en el edificio de IDOM-ACXT esto no es posible debido al funcionamiento del sistema de ventilación controlado por demanda (DCV). Finalmente, otras perturbaciones más específicas asociadas al uso normal del edificio (ocupación, etc.) pueden afectar negativamente a la medida de las concentraciones.

En cualquier caso, el cálculo de las eficacias de ventilación (Eq.V.1) fue realizado durante cada semana de monitorización correspondiendo con cada una de las zonas estudiadas. Considerando únicamente los periodos de ocupación (en los cuales el sistema de ventilación se encuentra en funcionamiento) y eliminando del análisis los probables ‘outliers’, las distribuciones obtenidas para la eficacia de ventilación pueden describirse tal como se muestra en la Tabla V.2. Nótese que solamente se analizaron aquellas zonas equipadas con el sistema de ventilación por semi-desplazamiento basado en textiles.

**Tabla V.2. Distribución de las eficacias de ventilación medidas en distintas zonas del edificio**

Semana	Zona	Fecha	Hora.ini	$\varepsilon_v$
3	P40	06-jun	16:55	0.66 +/- 0.32
4	P4C	13-jun	12:05	0.56 +/- 0.32
5	P3N	20-jun	10:28	0.59 +/- 0.42
6	P2N	27-jun	12:25	0.63 +/- 0.27
8	P20	11-jul	11:35	0.55 +/- 0.40

La dispersión de los datos de eficacia hace que esta información quizá no sea suficientemente concluyente y por tanto, su interpretación debe realizarse con cuidado. No obstante, sí resulta observable una clara tendencia general con eficacias de ventilación moderadas (todos los valores promedio se encuentran por debajo de 1), lo cual es coherente con el comportamiento esperado para un sistema por semi-desplazamiento.

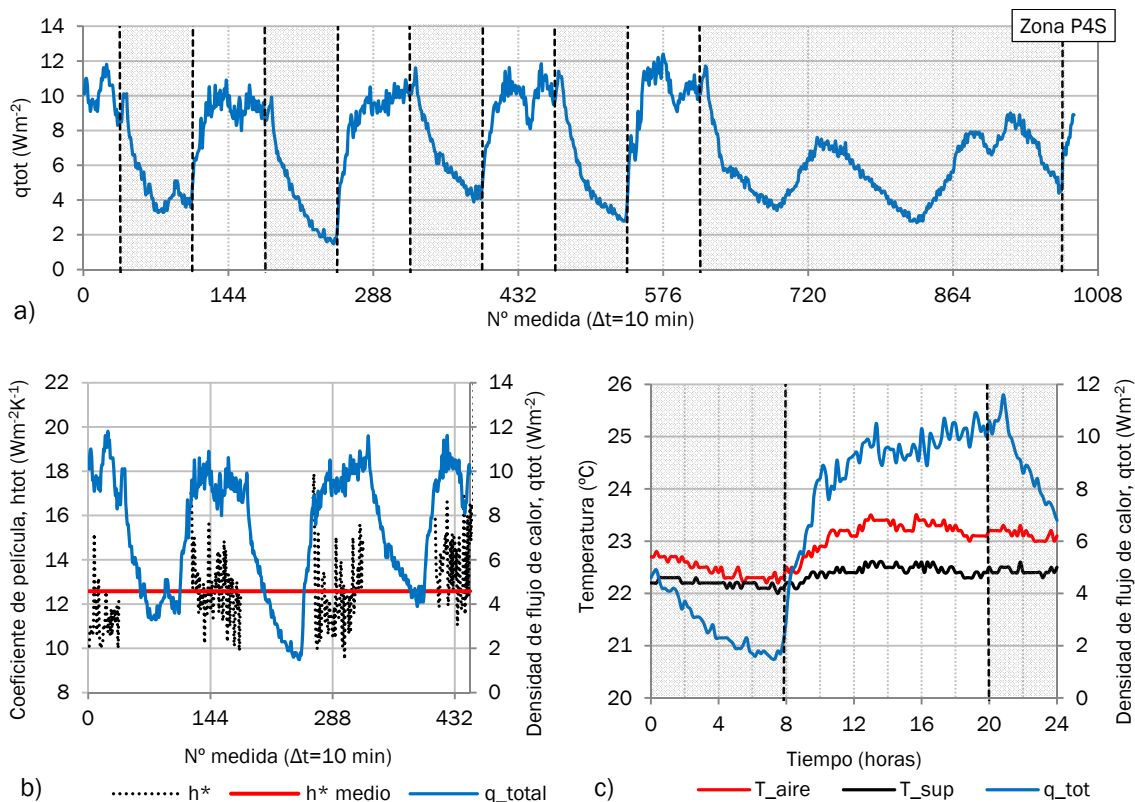
Por último, de acuerdo con las observaciones anteriores, la campaña de medidas llevada a cabo también contribuye a la identificación de mejoras potenciales en la operación del sistema de ventilación. La limitación de los valores de eficacia es probablemente puede ser achacada probablemente a una caída insuficiente del aire fresco (que tiene lugar por efecto de la diferencia de densidades únicamente) sobre el nivel de la zona ocupada. El aire ‘frío’ impulsado desde los textiles en la parte alta del espacio de oficinas comienza a descender lentamente, pero antes de haber sido capaz de invadir la zona ocupada (foco de CO<sub>2</sub>) y cargarse de contaminante de forma eficaz, se calienta y no desciende más, siguiendo su trayectoria hacia la sección de retorno. En este sentido, una opción para favorecer la caída del aire fresco en la zona ocupada consistiría en aumentar la velocidad del aire a través de mayores caudales impulsados, lo cual, en cambio, no es compatible con un sistema de ventilación por semi-desplazamiento y puede causar otros problemas de disconfort más graves. Por lo tanto, una consigna de temperatura del aire de impulsión ligeramente más baja (y siempre compatible con las exigencias asociadas a los efectos locales de las corrientes de aire) podría constituir una mejor alternativa para aumentar la eficacia de ventilación.

### V.4.3. Sistema TABS. Disipación de energía

A continuación se presentan algunos de los resultados más relevantes relacionados con la disipación de energía desde el sistema TAB.

La Figura V.14a muestra el flujo de calor disipado en una zona del edificio con un perfil de carga moderado a lo largo de una semana. Este alcanza valores de 10 – 12 Wm<sup>-2</sup> en las horas centrales del día y coincidiendo aproximadamente con el horario de ocupación del edificio. El fin de semana, con el edificio desocupado, los valores de disipación en esos mismos periodos diarios se encuentran entre 6 – 8 Wm<sup>-2</sup>. Cabe señalar, que la magnitud de esta potencia de disipación máxima diaria depende de las condiciones carga de cada zona, pudiendo alcanzar valores más elevados en otras ubicaciones del edificio.

Por otra parte, la Figura V.14b se centra en parte de la semana anterior en la cual se dispone de medidas fiables de las temperaturas del aire y la superficie del techo. A partir de ellas se derivan los valores observados del coeficiente de película de intercambio convectivo-radiante, calculados según lo comentado en el apartado V.3.2. El valor medio de este coeficiente resultó ser de  $12.4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .



**Figura V.14. a) Densidad de flujo de calor disipada por el techo frío del TABS durante una semana de monitorización, b) coeficientes de película totales obtenidos en parte de ese periodo, y c) ejemplo de la evolución diaria típica de las variables determinantes de la disipación de calor del sistema (Miércoles 08 de junio).**

Habitualmente, la literatura [Babiak et al. 2009] recoge un valor práctico de  $11 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Sin embargo, este valor está referido a la temperatura operativa y tiene en cuenta condiciones de convección natural. En el caso particular analizado, la temperatura del aire (establecida como referencia para el presente cálculo de  $h^*$ ) es ligeramente más baja que la temperatura operativa y además, la relativa proximidad de las secciones de impulsión de la ventilación a la superficie del techo donde se colocaron los termoflujómetros puede generar un leve efecto de convección forzada. Ambas causas justifican la observación de un valor del coeficiente de intercambio total algo superior.

En la Figura V.14c se muestra una ampliación de la evolución de las temperaturas y el calor disipado por el TABS a lo largo de un día típico de operación dentro del periodo analizado. Estas observaciones muestran una correspondencia muy satisfactoria con los principios teóricos de operación del sistema descritos en el apartado II.2.3.

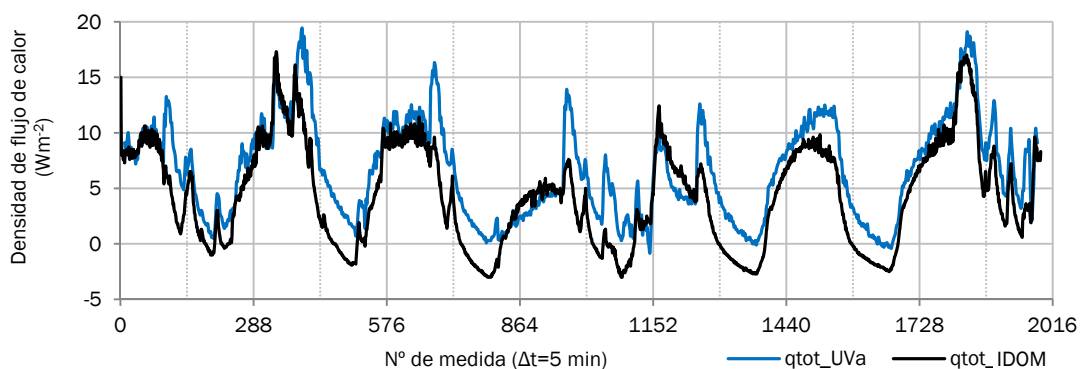
Al comienzo del día tanto el aire del ambiente interior como la superficie del TABS parten de un nivel térmico muy parejo, siendo la potencia absorbida por el techo prácticamente nula. Conforme entran en acción las cargas solares y las cargas internas debido a los ocupantes y su actividad dentro del edificio, la temperatura del aire aumenta sensiblemente. Por su parte, la superficie de la losa radiante debido a su inercia sufre un incremento mucho más moderado, estableciéndose una notoria diferencia de temperaturas entre aire y superficie que da lugar a una disipación de calor cercana a los  $10 - 12 \text{ Wm}^{-2}$  anteriormente mencionados para este caso. Al final del día, el cese de las cargas hace que la temperatura del ambiente comience a disminuir paulatinamente, reduciéndose la potencia



disipada. La temperatura de la superficie del TABS deberá reducirse igualmente para comenzar el siguiente ciclo en el nivel térmico adecuado.

No obstante, en este caso, dado que las cargas durante el día no son excesivamente altas, la losa apenas se calienta por efecto de estas y la variación térmica de la superficie entre noche y día no es muy acusada. Esto justifica igualmente que el pequeño enfriamiento nocturno que requiere el TABS pueda ser proporcionado por una torre de enfriamiento como la dispuesta por el edificio sede de IDOM-ACXT. En cualquier caso, una interpretación más detallada de la evolución térmica de la losa requeriría conocer más información relativa a las estrategias de operación de los sistemas en el lado del agua.

Una vez más, la discusión presentada en este caso para los resultados de la zona Sur de la Planta 4 son extrapolables a lo observado, de modo general, en el resto del edificio sede de IDOM-ACXT. Según lo ya comentado, en otras ubicaciones del mismo se empleó un segundo termoflujómetro. A continuación se incluye un ejemplo de medición llevada a cabo con ambos equipos en una misma ubicación en el que se aprecia una coincidencia notable en los resultados obtenidos, lo cual reafirma la validez de los mismos.



**Figure V.15. Comparación de las medidas de disipación de energía proporcionadas por los dos termoflujómetros utilizados (propiedad de la UVA y de IDOM Bilbao), en la misma ubicación durante una semana.**

Por último, la Figura V.16 muestra los registros proporcionados por los termopares embebidos en los forjados del edificio durante la etapa de construcción, en concreto entre la Planta 3 y la Planta 4 del mismo. A la vista de estas evoluciones se pueden hacer los siguientes comentarios:

Las temperaturas registradas en el forjado de la Planta 4 durante la semana 2 y 3 muestran variaciones en torno a los 25 °C con una amplitud relativamente pequeña. Sin embargo, la misma temperatura registrada en las Semanas 4 y 5 reflejan unas oscilaciones de una amplitud mucho mayor llegando a alcanzar valores pico diarios en torno a los 35 °C o incluso superiores. En base a esta observación, que resulta completamente incoherente dados los niveles térmicos registrados en el edificio, se deduce que probablemente la sonda correspondiente no está calibrada adecuadamente, o bien se encuentra dañada (teniendo en cuenta que fueron colocadas en su posición durante la obra de ejecución del edificio). Con toda probabilidad, esta sonda amplificó las variaciones reales de temperatura e incluso puede que aportase un valor base de temperatura desviado respecto de la realidad.

En cualquier caso, a partir de una comparación cualitativa entre las medidas realizadas en la Planta 4 en distintas semanas, se observa que el comportamiento del sistema TABS fue distinto en unas y otras. Durante las semanas 2 y 3 la temperatura del forjado se mantuvo prácticamente constante, bien debido a la pequeña magnitud de las cargas térmicas o bien como consecuencia de una estrategia de operación con activación de la losa también durante el día, destinada a limitar el incremento de temperatura en esta. Por su parte, el comportamiento en las semanas 4 y 5 responde más claramente a un funcionamiento pasivo del TABS durante el día, siendo activado (enfriado)

únicamente durante los periodos nocturnos. En todos los casos, durante el fin de semana (en el cual no entra en funcionamiento ningún sistema de generación de agua fría) los forjados evolucionan libremente en respuesta a las condiciones del ambiente exterior. Nuevamente, para poder interpretar o explicar mejor algunos de los resultados sería necesaria información adicional relacionada con la impulsión de agua fría al sistema.

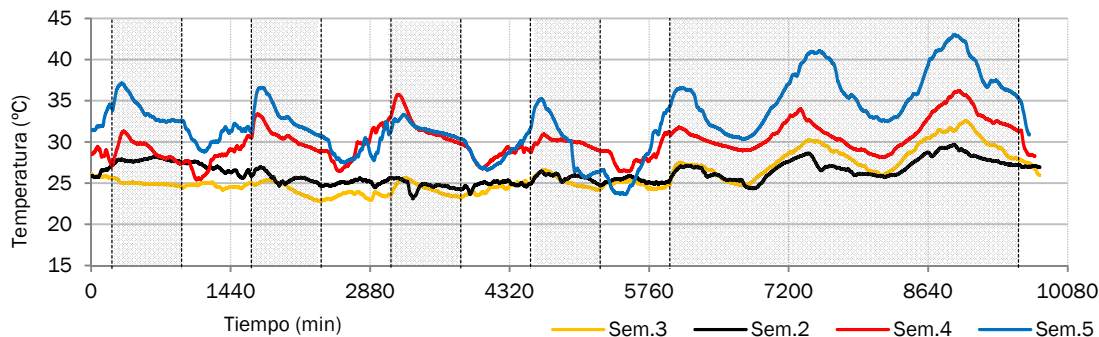


Figure V.16. Registro de temperaturas del forjado durante cuatro semanas en la Planta 4.

## V.5. CONCLUSIONES

A través de una campaña de monitorización de 10 semanas de duración, se ha llevado a cabo una evaluación de las condiciones de confort térmico y calidad del aire interior (IAQ) en un moderno edificio de oficinas de diseño sostenible en Madrid. Esta evaluación fue realizada en base a las directrices marcadas por los estándares ISO7730 (2005) y EN13779 (2008).

Los resultados presentados revelan que la integración de conceptos innovadores energéticamente eficientes en el diseño de edificios de oficinas no solo puede contribuir a una notable reducción del uso de la energía, sino que, al mismo tiempo, puede favorecer la consecución de una elevada calidad de los ambientes interiores.

A partir de las medidas registradas, puede asegurarse que la combinación de sistemas radiantes de tipo TABS, un adecuado diseño de la envolvente y un sistema de ventilación por semi-desplazamiento basado en una distribución por conductos textiles permite obtener niveles elevados de la calidad del ambiente interior (IEQ). No obstante, los resultados obtenidos también contribuyeron a la identificación de potenciales mejoras en las estrategias de operación de dichos sistemas, con vistas a aumentar incluso, sus ya interesantes prestaciones en términos de energía e IEQ. En particular, se pueden destacar los siguientes aspectos:

- De forma general, dentro de las diferencias moderadas que existen entre las diferentes zonas del edificio, se puede apuntar que las principales variables de confort térmico se mantuvieron dentro de los límites deseados indicados en los estándares de diseño. Así, durante prácticamente el 100 % del periodo de ocupación se obtuvo un índice PPD inferior al 10 % en las ubicaciones más representativas del comportamiento global del edificio.
- En términos de disconfort térmico local, los valores máximos de velocidad media del aire se situaron en torno a un valor admisible de 0.12 m/s, contribuyendo a unos valores del índice de disconfort por corrientes de aire (DR) inferior al 10 % durante más del 90 % del horario de ocupación.
- Las condiciones reales de operación del TABS demostraron estar lejos de poder causar disconfort térmico por asimetría radiante, permitiendo incrementar la capacidad de disipación del sistema a través de temperaturas superficiales del techo más frías, en caso de resultar necesario.

- Se puede afirmar que no existe riesgo de desconfort térmico local por estratificación vertical de la temperatura del aire en el edificio analizado, dado que la superficie fría del sistema TAB genera un perfil vertical muy uniforme con temperaturas ligeramente inferiores en la parte superior de la estancia.
- La campaña de medidas reveló un adecuado funcionamiento del sistema DCV (*Demand Control Ventilation*) y de la distribución de aire en el ambiente interior, regulando los niveles de CO<sub>2</sub> en la zona ocupada de forma que no excedan una consigna en torno a los 850 ppm.
- Sin embargo, se identificaron unos valores moderados de la eficacia de ventilación ( $\epsilon_v$ ). Una consigna de temperatura del aire de impulsión ligeramente más baja podría favorecer la llegada del aire fresco al foco 'contaminante' de la zona ocupada, mejorando consecuentemente los valores de eficacia. No obstante, este aspecto sería susceptible de un estudio más profundo que permitiese optimizar los resultados, ya interesantes en su estado actual, de la operación integrada del sistema TAB y la opción de ventilación planteada.
- Finalmente, el estudio del flujo de calor disipado por el sistema radiante permitió observar valores máximos de potencia en las horas centrales del día, coincidiendo aproximadamente con el horario de ocupación. En zonas de baja carga dicha potencia fue de 10 – 12 Wm<sup>-2</sup>, pudiendo alcanzar picos algo mayores en zonas más solicitadas. Asimismo, los resultados del presente estudio muestran una correspondencia muy satisfactoria con los principios teóricos de operación del sistema, así como con los valores prácticos de diseño comúnmente empleados para el coeficiente de intercambio radiante-convectivo.

## V.6. REFERENCIAS

- [Babiak et al. 2009] J. Babiak, B. W. Olesen, D. Petráš, 2009. *Low temperature heating and high temperature cooling*. Federation of European Heating, Ventilation and Air-conditioning Associations (REHVA). Guidebook No.7. Brussels. ISBN 2-9600468-6-2
- [Brager 2006] G.S. Brager, 2006. *Mix-mode cooling*. ASHRAE Journal, 48, 30-37
- [Brager y de Dear 1998] G. S. Brager, R. de Dear, 1998. *Thermal adaptation in the built environment: a literature review*. Energy and Buildings, 27, 83-96
- [Cao et al. 2014] G. Cao, H. Awbi, R. Yao, Y. Fan, K. Siren, R. Kosonen, J.J. Zhang. 2014. *A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings*, Building and Environment, 73, 171-186
- [CEN EN13779 2008] European Committee for Standardization - CEN, 2008. *EN 13779 - Ventilation for non-residential buildings - Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems*. Brussels.
- [de Dear et al. 2013] R. de Dear, T. Akimoto, E. Arens, 2013. *Progress in thermal comfort research over the last twenty years*. Indoor Air, 23, 442-461
- [España 2007] España. 2007. *REAL DECRETO 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*. BOE núm. 207, 29 de agosto de 2007, 35931-35984
- [Fanger 1972] P.O. Fanger, 1972. *Thermal Comfort. Analysis and applications in environmental engineering*. McGraw-Hill Book Company. United States. ISBN 0-07-019915-9
- [GEOTABS 2013] GeoTABS, 2013. *GEOTABS Final report*. EU-project. ERA-net program. Coordination: J. Hoogmartens y L. Helsen. Disponible en: <http://www.geotabs.eu/>
- [Heinzerling et al. 2013] D. Heinzerling, S. Sciavon, T. Webster, E. Arens. 2013. *Indoor environmental quality assessment models: A literature review and a proposed weighting and classification scheme*. Building and Environment, 70, 210-222
- [ISO7730 2005] International Organization for Standardization, 2005. *ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*

## Capítulo V: Monitorización de un edificio sostenible equipado con sistemas de forjados activos

- [Kalz 2009] Doreen Kalz, 2009. PhD Thesis. *Heating and cooling concepts employing environmental energy and thermo-active building systems for low- energy buildings*. Universität Karlsruhe. Fakultät für Architektur.
- [Karmann et al. 2014] C. Karmann, S. Schiavon, F. Bauman. 2014. *Online map of buildings using radiant technologies*. Proceedings of Indoor Air 2014. (Mapa disponible en: <http://bit.ly/RadiantBuildingsCBE>)
- [Locher 2007] W. G. Locher. 2007. *Max von Pettenkofer (1818–1901) as a pioneer of modern hygiene and preventive medicine*. Environmental health and preventive medicine, 12 (6), 238-245.
- [Olesen et al. 1979] B.W. Olesen, M. Scholer, P.O. Fanger (1979) *Vertical air temperature differences and comfort*. In: Fanger, P.O. and Valbjørn, O. (eds), Indoor climate, pp. 561–579. Copenhagen: Danish Building Research Institute.
- [Olesen 2001] B. W. Olesen. 2001. *Introduction to the new revised draft of EN ISO 7730*. In Proceedings of Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century Conference, Windsor, United Kingdom. pp. 5-8.
- [Raimondo et al. 2013] D. Raimondo, B. W. Olesen, S. P. Corngati. 2013. *Field test of a thermal active building system (TABS) in an office building in Denmark*. Proceedings of BS2013. 13th Conference of International Building Performance Simulation Association (IBPSA). Chambéry (France).
- [Schmidt 2002] D. Schmidt, 2002. *The Centre for Sustainable Building (ZUB) - A Case Study*. Proceedings of Sustainable Building Conference, Oslo (Norway).
- [Sundell 2004] J. Sundell. 2004. *On the history of indoor air quality and health*. Indoor Air, 14 (Supl7), 51-58
- [Tans y Keeling 2015] Tans, P., Keeling, R. 2015. <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/> National Oceanic & Atmospheric Administration (NOAA) - U.S. Department of Commerce. Earth System Research Laboratory (ESRL).
- [Tian y Love 2009] Z. Tian, J. A. Love. 2009. *Energy performance optimization of radiant slab cooling using building simulation and field measurements*. Energy and Buildings, 41, 320–330.
- [TECNOCAI 2013] Tecnologías eficientes e inteligentes orientadas a la salud y al confort en ambientes interiores (TECNOCAI), 2013. [Proyecto de investigación]. Programa CENIT. Gobierno de España.
- [USGBC 2014] U.S. Green Building Council. 2014. [sitio web] (Consultado: 16-diciembre-2014). Disponible en: <http://www.usgbc.org/>
- [Villanueva 2011] A. Villanueva. 2011. *Informe preliminar del consumo de energía de la nueva sede de IDOM Madrid*. Informe interno.
- [Villanueva 2012] A. Villanueva. 2012. *IDOM-ACXT Sede de Madrid*. Construcción21 España. Información disponible en: <http://www.construction21.org/espana/case-studies/es/idom-acxt-sede-de-madrid.html>
- [Villanueva 2013] A. Villanueva. 2013. *Edificio sede de IDOM-ACXT en Madrid*. Hacia el consumo cero en edificios de oficinas. Technical Meetings 'Foro Clima 2013'
- [Weber et al. 2005] T. Weber, G. Johannesson, M. Koschenz, B. Lehmann, T. Baumgartner. 2005. *Validation of a FEM-program (frequency-domain) and a simplified RC-model (time-domain) for thermally activated building component systems (TABS) using measurement data*. Energy and Buildings, 37, 707-724.
- [Zimmerman y Andersson 1999] M. Zimmerman, J. Andersson, 1998. *Case Studies of Low Energy Cooling Technologies*. Annex 28: Low Energy Cooling. IEA ECBCS Programme.

# CAPÍTULO VI:

## DESARROLLO Y ANÁLISIS DEL MODELO DE SIMULACIÓN DE UN EDIFICIO DE OFICINAS ACONDICIONADO CON SISTEMAS RADIANTES

VI.1.	Introducción .....	200
VI.2.	Edificio ZUB.....	201
VI.2.1.	Descripción del edificio .....	201
VI.2.2.	Sistema de monitorización y disponibilidad de datos .....	206
VI.3.	Descripción del modelo de simulación .....	208
VI.3.1.	Antecedentes y modelo geométrico .....	208
VI.3.2.	Aspectos generales del modelo de simulación.....	209
VI.3.3.	Condiciones de contorno e hipótesis de simulación .....	211
VI.4.	Metodología del proceso de identificación .....	215
VI.4.1.	Introducción. Validación y calibración de un modelo .....	215
VI.4.2.	Descripción del proceso de identificación.....	216
VI.4.3.	Introducción progresiva de mejoras en el modelo.....	219
VI.5.	Resultados y discusión.....	221
VI.5.1.	Resultados de la calibración del modelo base (' <i>modelo_2</i> ') .....	221
VI.5.2.	Influencia de parámetros adicionales .....	225
VI.5.3.	Consideración de las señales de apertura de ventanas .....	228
VI.5.4.	Modelo de 2 nodos térmicos.....	230
VI.6.	Conclusiones.....	233
VI.7.	Referencias .....	234



## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura VI.1. Vista general del edificio ZUB en Kassel, con especial atención a la fachada Sur (a), y disposición de los tubos embebidos en la estructura del edificio durante la fase de obra (b). Fuente: [Hauser et al. 2004].....	202
Figura VI.2. Atrio que une el ZUB con el antiguo edificio adyacente (a), y planos de distribución de la planta baja (EG) y segunda planta (2.OG) de ambos edificios (b). Fuente: [Hauser et al. 2004].....	203
Figura VI.3. Vista de las ventanas situadas en cada despacho sobre la fachada Sur del ZUB. Fuente: [BaaS 2014] .....	203
Figura VI.4. Distribución de los circuitos de los sistemas radiantes de suelo (a) y techo (b) dispuestos en uno de los despachos del ZUB. Fuente: [Hauser et al. 2004].....	205
Figura VI.5. Posibles modos de operación del sistema de ventilación mecánica. Fuente: [Hauser et al. 2004]...	206
Figura VI.6. Ejemplo de una de las pantallas del software de control correspondiente con la regulación de los sistemas radiantes en el edificio ZUB. ....	207
Figura VI.7. Vista 3D del modelo geométrico existente del edificio ZUB completo. Fuente: [BaaS 2014].....	208
Figura VI.8. Vista 3D del nuevo modelo geométrico desarrollado para el análisis de un despacho individual del edificio ZUB y el estudio del comportamiento del modelo de capa activa. ....	209
Figura VI.9. Esquema (no a escala) de la definición de 2 zonas y los cerramientos horizontales correspondientes .....	212
Figura VI.10. Horario de uso diario (laborable) y semanal considerado en el modelo de simulación. ....	213
Figura VI.11. Comparación de los resultados de simulación y los valores medidos para cada uno de los casos de estudio: (a1 y a2) ene.-feb., suelo radiante.....	222
Figura VI.11. (cont.) Comparación de los resultados de simulación y los valores medidos para cada uno de los casos de estudio: (b1 y b2) dic., techo caliente, (c1 y c2) jun.-jul., suelo frío. ....	223
Figura VI.12. Variación del error relativo en energía asociado a la variación de la absortividad solar del suelo...	225
Figura VI.12. Variación del error relativo en humedad (H.R.) asociado a la variación del ratio de capacidades de absorción del modelo de TRNSYS.....	227
Figura VI.13. Variación del error relativo en temperatura asociado a la variación de la inercia térmica de la zona definida en el modelo de TRNSYS. ....	227
Figura VI.13. Comparación de la capacidad para captar los picos de temperatura asociados a aperturas puntuales de ventanas en el caso de estudio 'Caso C'. Dos ejemplos ampliados.....	229
Figura VI.14. Comparación de los valores medidos de temperatura (a) y humedad relativa (b) frente a los resultados de simulación derivados del 'modelo_3' y el 'modelo_4' para el 'Caso C'.....	232
Figura VI.15. Ampliaciones de la comparativa entre los ajustes en temperatura (a) y humedad (b) obtenidos con el 'modelo_3' y el 'modelo_4' .....	232

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla VI.1. Características constructivas de los cerramientos del edificio. Modificado de [Hauser et al. 2004] ..	204
Tabla VI.2. Definición de parámetros, común a todas las capas activas del modelo.....	211
Tabla VI.3. Rango de variación considerado de los parámetros de entrada.....	216
Tabla VI.4. Nomenclatura de los modelos considerados y sus características definitorias .....	221
Tabla VI.5. Resumen de los resultados del proceso de calibración.....	222
Tabla VI.6. Comparación del ajuste obtenido con el 'modelo_2' y el 'modelo_3' para el caso de estudio C.....	229
Tabla VI.7. Comparación del ajuste obtenido en las distintas fases de mejora del modelo para el 'caso C'.....	230





# CHAPTER VI: DEVELOPMENT OF A SIMULATION MODEL FOR AN OFFICE BUILDING WITH RADIANT CONDITIONING SYSTEMS

## ABSTRACT

Simulation-based energy analyses provide interesting benefits in terms of cost and time savings. Also, they can contribute to the development of advanced control concepts, such as *Model Predictive Control (MPC)*, providing powerful capabilities to overcome some of the limitations of the conventional strategies. Moreover, the potential of simulation is of special interest for high-inertia systems (such as TABS) in order to better understand and anticipate the particularities of their slow dynamic behaviour. In any case, however, simulation work should be unavoidably based on conveniently validated or identified models.

*Thermally Activated Building Systems (TABS)* are quite well-known in the area of Central and Northern Europe where they have been mainly used for heating purposes. Thanks to this, there are already some mathematical models available to simulate their energy performance, but little work has proved the suitability of such models to reproduce system's behaviour in real situations within an integrated approach.

In this context, this chapter addresses the key role of the model identification process. Particularly, the experience of a case study in the ZUB (*Zentrum für Umweltbewusstes Bauen*) building in Kassel, Germany, is presented. An energy model for one of the individual offices was created in TRNSYS, and its main input parameters were adjusted based on project and monitoring data. Results show satisfactory identification of the most relevant output variables, obtaining average absolute error values lower than 0.5 K on the indoor air dry-bulb temperature, 2.2 % on the relative humidity and 5 % on the energy input to the slab.

Then, the presented work provides useful feedback for the development of an extended multi-zone building model able to be used into a MPC controller, which is proposed within the framework of the European research project '*Building as a Service*' (*BaaS*). Finally, it also demonstrates the validity of the EMPA active-layer model to be integrated in global simulation environments, which justifies its application in further studies of this PhD thesis.

## VI.1. INTRODUCCIÓN

Uno de los objetivos fundamentales de este trabajo de tesis doctoral es la obtención de conclusiones relativas a la propuesta de estrategias de acondicionamiento sostenible de edificios basadas en la utilización de sistemas radiantes. Para ello, hasta este punto se han presentado los resultados de diversos análisis teóricos y experimentales que ayudan a establecer una base sólida de conocimiento. Sin embargo, la tarea planteada requiere aplicar dicha base a un análisis integrado de los sistemas dentro de un entorno lo más real posible.

Tal como ya se ha señalado en capítulos previos, en última instancia la tipología TABS se presenta como la alternativa de mayor potencial y menor implantación actualmente, constituyendo el foco de atención principal de la investigación aquí desarrollada. Dada la íntima relación de estos sistemas con los propios elementos estructurales, la opción ideal para su estudio exhaustivo consistiría en disponer de un edificio de oficinas real ubicado en el área climatológica de estudio deseada (o incluso varios edificios en varios lugares), cuyo acondicionamiento estuviera basado en sistemas TABS, y que dispusiera de una flexibilidad de instalaciones complementarias (en generación de energía, distribución, etc.) que permitiera analizar los diferentes modos de operación.

Sin embargo, es obvio que tal situación no es viable, y menos aún en un área que parte prácticamente de cero con escasos proyectos de demostración de edificios TABS. Además, las posibilidades de esos pocos ejemplos de cara a la investigación son limitadas. Por todo ello y en base a los recursos disponibles por el grupo de investigación, desde un principio se planteó el tratamiento de esta tarea a través de la simulación dinámica de sistemas energéticos.

La simulación permite predecir el comportamiento del sistema con posibilidad de analizar de forma más o menos sencilla una variedad de condiciones de operación mucho mayor, con un ahorro muy importante de los recursos requeridos (tiempo, dinero, etc.) para obtener la información pertinente, y sin el inconveniente de afectar a un ambiente térmico real sobre el que rigen otros intereses prioritarios. De este modo, las conclusiones derivadas de un amplio estudio de simulación pueden tomarse como información preliminar para determinar qué alternativas (y cuáles no) es interesante trasladar e implantar a escala real para ser sometidas a un análisis más detallado de su comportamiento.

Sin embargo, es claro que para que los resultados derivados de un estudio de simulación sean significativos y relevantes a la hora de tomar este tipo de decisiones, es necesario que los modelos (ya sean teóricos o empíricos) hayan sido validados y hayan demostrado su capacidad para reproducir el comportamiento real del sistema con la suficiente precisión en un rango de condiciones de referencia relevante.

En este sentido, en coherencia con los métodos empleados en capítulos anteriores, los análisis de simulación desarrollados en esta parte de la tesis se basan en la generación de modelos integrales del edificio y su entorno a través del software TRNSYS [Klein et al. 2010]. En particular, la consideración de sistemas TABS dentro de dichas simulaciones se lleva a cabo a través de una modelización de capas activas virtuales que pueden ser incluidas en la definición de cualquier cerramiento del edificio. Este concepto responde al 'modelo EMPA' [Koschenz y Dorer 1999] presentado en detalle en el capítulo IV.

Cabe recordar que este modelo ha sido validado frente a resultados numéricos obtenidos a través del Método de Elementos Finitos (FEM) [Klein et al. 2010], y es ampliamente reconocido y utilizado de forma habitual por la comunidad científica. Sin embargo, apenas existen estudios específicos que demuestren en detalle su verdadera utilidad a la hora de reproducir las principales variables de interés (temperatura y energía consumida) medidas experimentalmente en una situación real. Contrariamente, es posible incluso encontrar en la literatura algún trabajo que señala

incongruencias en ciertos resultados simulados en comparación con medidas de monitorización experimental [Zulian 2009].

En relación a todo ello y dentro del proyecto formativo originario de esta tesis doctoral, se llevó a cabo una colaboración con el Departamento de Sistemas Energéticos del '*Fraunhofer Institute for Building Physics (FIBP)*' con sede en la ciudad de Kassel, Alemania. El trabajo desempeñado en este ámbito fue llevado a cabo en el propio edificio sede del FIBP, equipado con sistemas radiantes inerciales, y dotado de los elementos de medida y registro necesarios para una detallada monitorización energética del mismo. Esta situación fue aprovechada para mejorar las capacidades de manejo del software de simulación, adquirir experiencia técnica in-situ en la operación y gestión de este tipo de sistemas, y finalmente, contribuir directamente al desarrollo e identificación de un modelo de simulación del edificio capaz de predecir de forma eficaz su comportamiento.

El contenido de este capítulo está destinado a la presentación del trabajo desarrollado en este contexto, que permite cubrir dos objetivos fundamentales:

- Por un lado, dicho trabajo fue planteado como apoyo a las tareas del proyecto de investigación europeo '*Building as a Service, BaaS*' [BaaS 2014], de cara a la obtención de un modelo de simulación adecuado en complejidad y precisión, con el fin último de ser implementado en un esquema de control MPC (*Model Predictive Control*) [Prívará et al. 2011], del que ya se ha hablado con anterioridad.
- Por otra parte, la comparación de los resultados de simulación con distintas medidas experimentales tomadas durante la operación de un edificio real permitirá comprobar la validez del modelo de capa activa implementado en TRNSYS. Se trata de un objetivo secundario, implícito en el alcance del anterior, que sin embargo constituye aquí el aspecto de mayor interés para el desarrollo lógico de la tesis, siendo la base de los estudios de simulación detallados llevados a cabo en el capítulo VII.

A continuación se presentan las principales características del edificio sede del FIBP, y del conjunto de datos experimentales disponible que fueron tomados en él. Posteriormente se describirá el modelo de simulación desarrollado, así como el planteamiento metodológico del proceso de identificación, los resultados obtenidos y las conclusiones derivadas de todo ello.

## VI.2. EDIFICIO ZUB

### VI.2.1. Descripción del edificio

El edificio del 'Centro para la Edificación Sostenible' (*Zentrum für Umweltbewusstes Bauen, ZUB*), con una superficie neta acondicionada de 1347 m<sup>2</sup> y emplazado en un área residencial y universitaria de la ciudad de Kassel (Alemania), fue inaugurado en el año 2003. Este edificio fue ideado como un proyecto de demostración de distintos conceptos energéticamente sostenibles para edificios no residenciales, que no descuidase a su vez, la consecución de unas adecuadas condiciones de calidad de los ambientes interiores.

Con el fin de obtener ahorros notables en el consumo de energía eléctrica el diseño del edificio tuvo en cuenta la implementación de estrategias de iluminación y ventilación natural. Asimismo, se buscó minimizar las necesidades energéticas durante la época de calefacción a través de un adecuado aprovechamiento de las cargas solares sobre la fachada Sur (Fig.VI.1a), dotada de una gran fracción de superficie acristalada.

No obstante, la particularidad de mayor interés en el contexto de este trabajo hace referencia al equipamiento de sistemas radiantes de media y alta inercia como concepto de acondicionamiento principal (Fig.VI.1b). Dada la climatología de la zona y la demanda dominante de calefacción asociada

a ella, durante la mayor parte del año estos sistemas reciben agua caliente procedente del edificio contiguo en un concepto de 'calefacción de distrito'. Por su parte, el edificio también fue diseñado con una cierta capacidad de refrigeración obtenida a partir de un sistema geotérmico dependiente de un acuífero subterráneo. En cualquier caso, se trata de una potencia instalada muy pequeña destinada a cubrir ciertas puntas poco frecuentes durante la época estival.



**Figura VI.1. Vista general del edificio ZUB en Kassel, con especial atención a la fachada Sur (a), y disposición de los tubos embebidos en la estructura del edificio durante la fase de obra (b). Fuente: [Hauser et al. 2004]**

La integración de todas estas soluciones sostenibles demostró unas prestaciones muy interesantes durante el periodo de evaluación más exhaustivo llevado a cabo entre 2003 y 2004. De acuerdo con los estudios desarrollados en ese periodo [Hauser et al. 2004], la demanda anual de calefacción fue de 21.2 kWh/(m<sup>2</sup>·año), tan solo un 27% del límite máximo admisible según el código energético alemán vigente durante la fase de diseño del edificio [Alemania 1994]. Además, durante dos años consecutivos se registraron unos consumos de energía final destinados a calefacción, iluminación y otros servicios del orden de 42 y 31.7 kWh/(m<sup>2</sup>·año), lo cual supone un 60 % y un 45 % respectivamente del valor máximo admisible fijado en el contexto del proyecto de investigación en el que se desarrollaron estas campañas de medida.

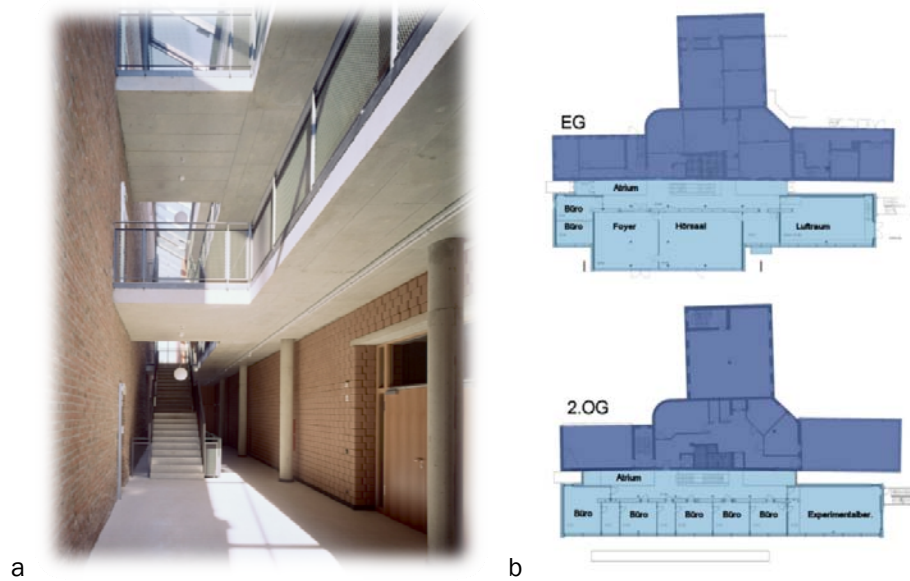
A pesar de los resultados satisfactorios obtenidos, aún existe un importante potencial de mejora a través de la implementación de los avances que se han producido en el ámbito del control de sistemas en la última década. Por esta razón, actualmente el edificio es objeto de una investigación para el desarrollo y demostración de metodologías de control predictivo basadas en la simulación energética.

### ***Distribución y características constructivas***

El edificio ZUB es en realidad una extensión llevada a cabo sobre un antiguo edificio remodelado que actualmente alberga instalaciones universitarias. Consta de tres plantas sobre rasante unidas al edificio existente a través de un gran atrio (Fig.VI.2a) que da paso a los nuevos espacios. La planta baja cuenta con dos amplias salas de carácter más público (hall y sala de conferencias), mientras que las plantas primera y segunda están cubiertas fundamentalmente por despachos de oficinas muy semejantes de unos 28 m<sup>2</sup> cada uno, y una sala de reuniones con capacidad para 20 personas. La Figura VI.2b muestra unos esquemas de la distribución de la planta baja y una de las plantas superiores. En ellos, el espacio correspondiente al ZUB aparece en un tono azul más claro, mientras que el edificio universitario contiguo aparece en un tono azul oscuro.

Además, cabe mencionar la existencia de un sótano directamente unido al adyacente, que alberga las principales salas de máquinas y un área destinada a la ubicación de grandes dispositivos experimentales.

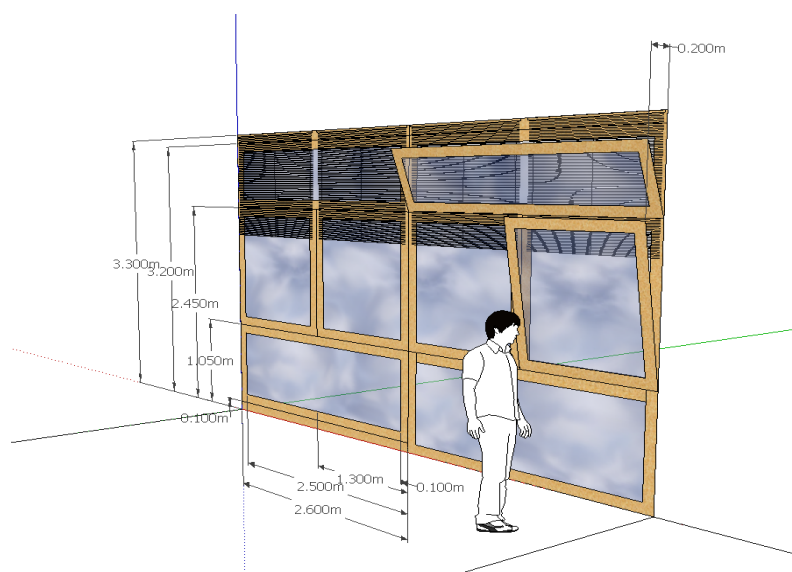
La especificación más detallada de las dimensiones del edificio puede encontrarse en la parte descriptiva de la literatura existente [Hauser et al. 2004], [BaaS 2014].



**Figura VI.2. Atrio que une el ZUB con el antiguo edificio adyacente (a), y planos de distribución de la planta baja (EG) y segunda planta (2.OG) de ambos edificios (b). Fuente: [Hauser et al. 2004]**

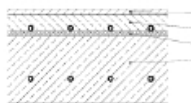
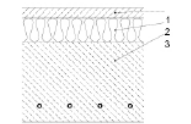
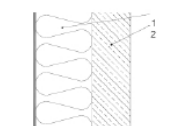
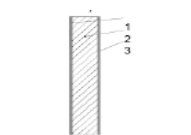
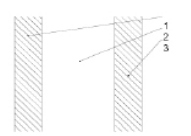
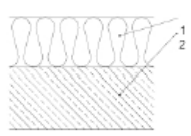
No obstante, se ha creído conveniente incluir aquí la información relativa a las características constructivas de los principales cerramientos que constituyen el edificio. La Tabla VI.1 incluye estos datos, que son imprescindibles para la definición del modelo de simulación de TRNSYS presentado posteriormente.

Asimismo, cabe apuntar que los vidrios de las ventanas de cada despacho poseen un coeficiente de transmisión de  $0.6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y un coeficiente de sombra (*Shading Coefficient*, SC) de 0.42, cubriendo una fracción del 62 % respecto a la superficie total de la fachada Sur. Además se dispone de persianas venecianas exteriores accionables eléctricamente y con posibilidad de definir distintos ángulos de posicionamiento de las lamas. La Figura VI.3 muestra un esquema de las dimensiones y aspecto general de los acristalamientos de los despachos.



**Figura VI.3. Vista de las ventanas situadas en cada despacho sobre la fachada Sur del ZUB. Fuente: [BaaS 2014]**

Tabla VI.1. Características constructivas de los cerramientos del edificio. Modificado de [Hauser et al. 2004]

Elemento	Material	k (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	ρ (kg·m <sup>-3</sup> )	c <sub>p</sub> (J·kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	Espesor (m)	Coef. global, U (W·m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
Forjado entre plantas 	1. Mort. magnesita	0.9	2000	1000	0.02	0.98
	2. Mortero	1.4	2000	1000	0.06	
	3. Aislamiento	0.035	30	1380	0.02	
	4. Hormigón armado	2.1	2400	1050	0.25	
Solera del sótano 	1. Mortero	1.4	2000	1000	0.5	0.26
	2. Aislante	0.035	30	1380	0.12	
	3. Hormigón armado	2.1	2400	1050	0.40	
Muro exterior 	1. Aislante	0.035	30	1380	0.3	0.11
	2. Hormigón armado	2.1	2400	1050	0.2	
Muro interior 	1. Enlucido de yeso	0.035	1200	840	0.01	2.08
	2. Piedra	0.7	1400	920	0.115	
	3. Enlucido de yeso	0.035	1200	840	0.01	
Muro interior al atrio 	1. Arcilla	0.95	1800	900	0.135	1.4
	2. Cámara de aire	2.15	1.2	1006	0.365	
	3. Arcilla	0.95	1800	900	0.135	
Cubierta exterior 	1. Aislante	0.035	30	1380	0.2	0.17
	2. Hormigón armado	2.1	2400	1050	0.25	

A la vista de la información constructiva de los forjados, se observa la particular disposición de los circuitos hidráulicos de los sistemas radiantes planteados en el edificio. En concreto, se dispone de dos capas activas en cada forjado desacopladas térmicamente por una capa de aislante intermedia. El sistema colocado en la parte superior del aislante constituye un sistema de suelo más superficial y por tanto, de menor inercia (semejante a un suelo radiante convencional). Por su parte, el sistema colocado en la parte inferior del forjado constituye un sistema de techo de mayor inercia al interactuar con un espesor de sólido mucho mayor (más acorde a la tipología TABS).

Además, conviene señalar que en su instalación se emplearon tubos de polietileno DN20, con un paso de tubo de 0.15 m y pequeñas diferencias en la distribución geométrica de los circuitos. El sistema de suelo, planteado esencialmente para ceder calor se diseñó con tubos paralelos a la fachada Sur haciendo llegar el mayor nivel térmico del agua a la zona más próxima a la superficie exterior acristalada, donde las pérdidas son mayores. En cambio, el sistema de techo pensado para acumular y disipar las cargas de refrigeración en verano de forma homogénea en toda la estancia, fue dispuesto perpendicular a la fachada, sin necesidad de separar una zona más fría de una más caliente (Fig. VI.4)

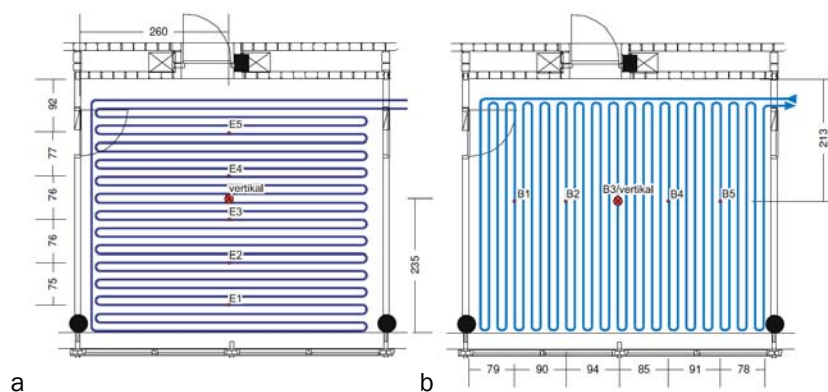


Figura VI.4. Distribución de los circuitos de los sistemas radiantes de suelo (a) y techo (b) dispuestos en uno de los despachos del ZUB<sup>1</sup>. Fuente: [Hauser et al. 2004]

### Características operacionales

Las cargas internas del edificio ZUB corresponden fundamentalmente con un perfil de ocupación de oficinas habitual en Alemania, concentrando los mayores niveles entre las 8.00 h y las 17.00 h, con un pequeño periodo en torno a las 12.00 h o las 13.00 h, en que debe considerarse un nivel de ocupación parcial coincidiendo con la pausa para comer. En general, cada despacho alberga tres puestos de trabajo.

Adicionalmente, es interesante comentar algunos aspectos relativos al control y estrategias habituales seguidas para la operación de los sistemas que afectan a los intercambios energéticos del edificio. En primer lugar, actualmente no se dispone de un control automático de los elementos de sombra exteriores, aunque sería factible implantarlo. La información recogida por sondas de temperatura interior y exterior, sensores de luminancia y sensores de presencia ya existentes en el edificio, permitirían plantear un control capaz de regular la posición de las persianas en función de los requisitos de confort térmico y visual de la estancia.

La iluminación es igualmente accionada de forma manual por los ocupantes, si bien, una vez encendida, existe un control capaz de regular la intensidad lumínica aportada (y el consumo eléctrico asociado) en base a los sensores de luminancia y presencia ya comentados.

Por su parte, el funcionamiento de los sistemas de acondicionamiento radiante responde a dos controles diferenciados acordes con una estrategia convencional ya mencionada en el capítulo II. Por un lado, de forma centralizada la temperatura de impulsión es regulada de acuerdo a la temperatura exterior y a la ocupación (durante la noche la consigna de impulsión se modera). Por otro, existe un control termostático individual en cada despacho con una consigna de 21 °C, en base a la cual se abre o cierra la válvula que admite agua al correspondiente circuito.

Finalmente, en relación a la ventilación, el edificio ZUB cuenta con distintos dispositivos que hacen posible el planteamiento de estrategias de ventilación natural en periodos favorables, y cuyos detalles no se incluyen aquí por no resultar de especial relevancia para este trabajo. Si bien, de cara a garantizar las renovaciones de aire en cualquier momento del año durante el periodo de ocupación, el edificio dispone del correspondiente sistema de ventilación mecánica con una única Unidad de Tratamiento de Aire (UTA). Este equipo impulsa a la red de distribución el aire exterior requerido sin tratar térmicamente de manera específica. Dicho aire simplemente se hace pasar por un recuperador sensible de alta eficiencia que consigue reducir las cargas asociadas a la propia renovación.

En la Figura VI.5 se observa que esto puede realizarse según dos modos de operación diferenciados, que posibilitan distintas estrategias de control en función del periodo del año:

<sup>1</sup> Las cotas están dadas en cm.

- El aire de expulsión es tomado de los despachos y salas de reuniones, mientras que la impulsión se vierte sobre el atrio, a partir del cual se distribuye por el resto de espacios.
- El aire de expulsión es tomado directamente del atrio (que por diferencia de presiones toma aire del resto de salas de forma indirecta), mientras que la impulsión de aire exterior se hace sobre los difusores colocados en cada sala individual.

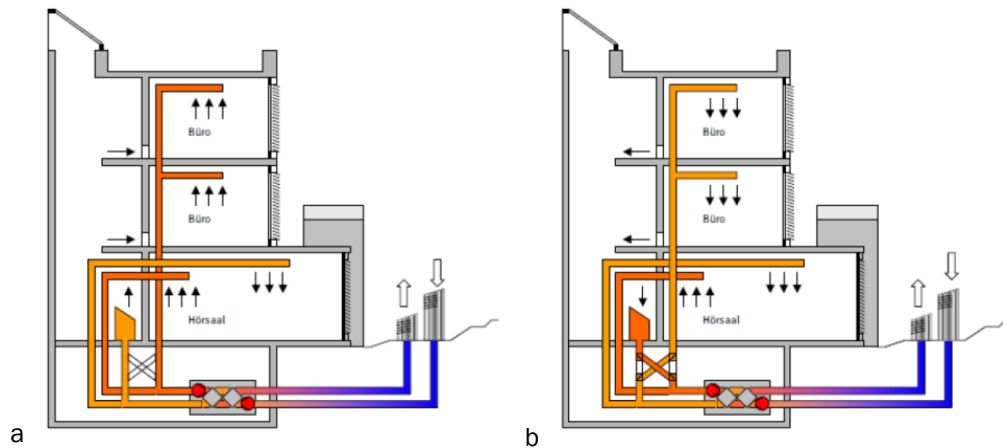


Figura VI.5. Posibles modos de operación del sistema de ventilación mecánica. Fuente: [Hauser et al. 2004]

## VI.2.2. Sistema de monitorización y disponibilidad de datos

El edificio ZUB dispone de alrededor de 1300 puntos de medida que permiten hacer una evaluación exhaustiva de las condiciones de demanda y confort sin necesidad de instalar equipos externos adicionales. De forma general, todos los posibles valores relevantes de temperatura, humedad, flujos de energía, etc. se encuentran convenientemente monitorizados.

Cada despacho posee los siguientes sensores y dispositivos de control:

- Termostato de temperatura del aire ambiente dotado de un sensor Pt1000
- Sensor de luminancia para controlar el nivel de iluminación global
- Sensor de luminancia colocado en las lámparas para controlar la cantidad de luz proporcionada por estas durante su funcionamiento
- Sensor de presencia para controlar el encendido y apagado de las luminarias una vez que estén en funcionamiento (el primer encendido debe hacerse de forma manual)
- Válvulas de 2 vías en los circuitos de los sistemas radiantes controladas por la temperatura del aire de la zona correspondiente
- Sensores de temperatura de entrada del agua a los circuitos de los TABS
- Sensores de detección de apertura y cierre de puertas y ventanas

Asimismo, cabe mencionar que la demanda total de cada planta se monitoriza a través de los correspondientes medidores de energía (entalpía) en los circuitos hidráulicos. También se dispone de dos analizadores de redes que permiten registrar consumos de iluminación y del resto de aparatos eléctricos.

Por otro lado, el edificio cuenta con tres estancias (una por planta) con un nivel de monitorización aún mayor, lo que posibilita su utilización de cara a experimentos relacionados con estudios más específicos del comportamiento del edificio. Estos despachos, planteados prácticamente como 'salas de ensayo' representativas, incluyen el siguiente equipamiento de medida adicional:

- Contadores de energía térmica y eléctrica individuales



- Medición de energía en los conductos de ventilación basados en la medición de la velocidad del aire a través de anemómetros de hilo caliente, la temperatura y la humedad del aire, en las secciones de entrada y salida a la estancia.
- Tres sensores de temperatura del aire Pt1000 a diferentes alturas sobre la misma vertical para medir la estratificación térmica de la zona
- Sensores de concentración de CO<sub>2</sub> y compuestos orgánicos volátiles (VOCs)
- Sensor de humedad relativa
- Sensor de temperatura operativa
- 10 sensores de temperatura embebidos en la masa térmica del forjado colocados en un plano horizontal paralelo a la superficie
- 5 sensores de temperatura como los anteriores colocados a lo largo de la dimensión transversal del forjado (perpendiculares a la superficie)
- Sensores de temperatura superficial por contacto (Pt1000) colocados sobre las superficies emisoras de los sistemas radiantes

Por su parte, las salas de reuniones y de conferencias presentan una distribución de los sensores ligeramente distinta a los despachos, pese a que las variables principales monitorizadas son muy similares. En estas estancias, se hizo hincapié en las condiciones de calidad del aire y del ambiente luminoso que permitan seguir las presentaciones realizadas allí con la máxima calidad y el menor esfuerzo visual. Por ello, disponen de sensores de luminancia, CO<sub>2</sub>, temperatura del aire, temperatura operativa y humedad relativa, distribuidos adecuadamente por toda la sala.

Finalmente, las condiciones del ambiente exterior (fundamentales para cualquier evaluación del comportamiento del edificio) también están registradas. Esto se hace a través de una estación meteorológica 'Vaisala WXT520' que proporciona los datos de las propiedades del aire exterior y las precipitaciones a través de un servicio web. Además, se encuentran instalados dos piranómetros 'Kipp & Zonnen' que se conectan directamente al sistema de gestión general del edificio y facilitan el valor de radiación sobre la horizontal en intervalos de 1 minuto.

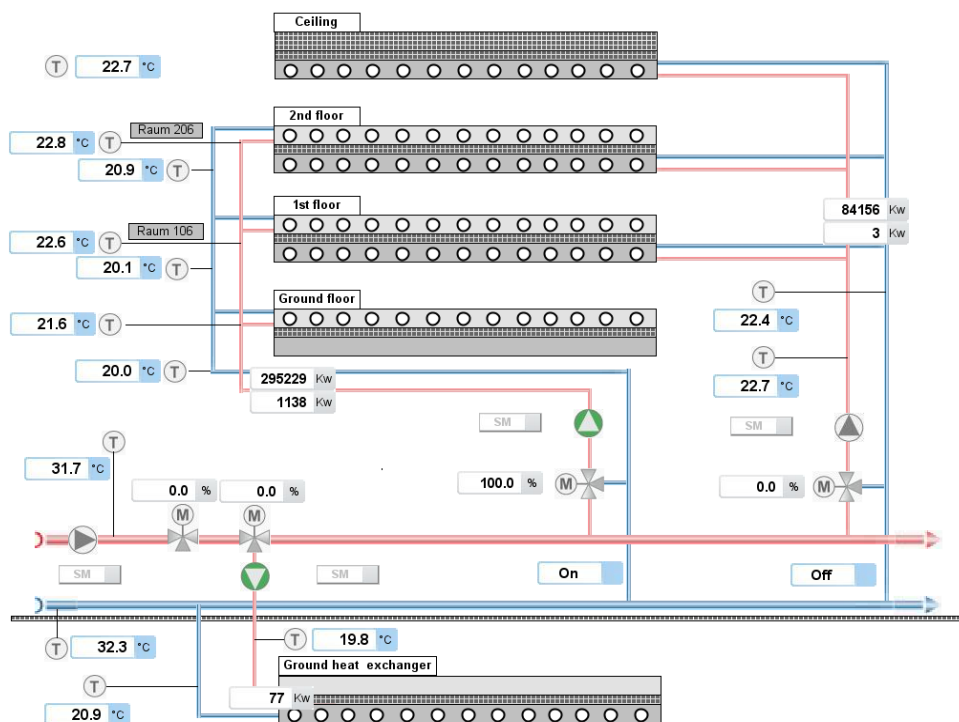


Figura VI.6. Ejemplo de una de las pantallas del software de control correspondiente con la regulación de los sistemas radiantes en el edificio ZUB.

Las señales de todos los sensores mencionados son recogidas por cuatro PLC's. A su vez, estos van volcando los valores registrados sobre una base de datos gestionada por Microsoft SQL Server que almacena toda la información del sistema de monitorización del edificio, incluyendo aquellos de la estación meteorológica y la previsión del tiempo. Asimismo, toda la información relevante para el análisis y control del funcionamiento de los distintos sistemas en cada una de las estancias es facilitada al usuario, o responsable de la instalación, a través de un software de control con una intuitiva interfaz gráfica. La Figura VI.6 muestra un ejemplo de ello.

La base de datos mencionada contiene valores registrados desde que el edificio entró en operación. En concreto, la validación del modelo de simulación presentado más adelante se ha llevado a cabo utilizando datos del año 2003. Tal como ya se ha indicado, en ese periodo se realizó un exhaustivo programa de monitorización [Hauser et al. 2004] enfocado a obtener una evaluación detallada de los consumos y el nivel de confort asociados a los conceptos de acondicionamiento sostenible implantados en el edificio. Como resultado del control de los registros de ese año, se dispone de información de gran calidad (adecuada calibración de sondas, escasez de fallos del sistema de medida con periodos en blanco, etc.).

## VI.3. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN

### VI.3.1. Antecedentes y modelo geométrico

Como parte del trabajo desarrollado por el Fraunhofer IBP en el marco del proyecto BaaS (2014), antes del desarrollo del modelo de simulación presentado aquí, se disponía de un modelo completo de todo el edificio ZUB generado de acuerdo a la siguiente filosofía. Se trataba de un modelo multizona cuya geometría fue definida con un importante detalle haciendo uso de la herramienta SketchUp (2015) (Fig.VI.7) y posteriormente fue exportado a TRNSYS. Como modelo de partida, se planteó con el mayor grado de flexibilidad posible dejando abiertas todas las variables de operación en las distintas zonas del edificio, de forma que fuesen tomadas directamente de un controlador externo programado en MATLAB (2015) que a su vez gestiona también la adquisición de datos desde el sistema de monitorización integral del edificio. Esta faceta permitiría integrar el modelo en un esquema de control predictivo basado en la simulación.

Sin embargo, la complejidad de este primer planteamiento hace que se trate de una opción computacionalmente muy costosa. Por ello, en un segundo paso, se decidió crear un modelo simplificado abarcando únicamente la 'torre' indicada en la Figura VI.7. Dada la modularidad del edificio (especialmente en el espacio mayoritario destinado a despachos de oficina), este enfoque supone una alternativa de suficiente representatividad y precisión que reduce enormemente el tiempo de simulación asociado.

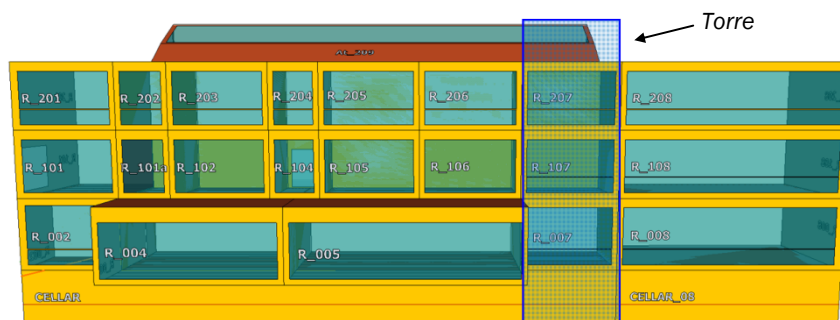
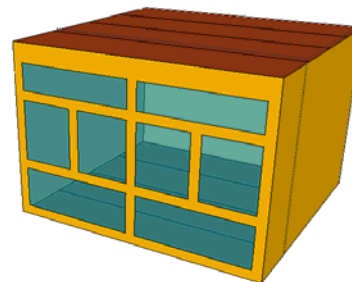


Figura VI.7. Vista 3D del modelo geométrico existente del edificio ZUB completo. Fuente: [BaaS 2014]

No obstante, cabe señalar que este modelo mantiene la consideración de acoplamientos térmicos por flujos de aire entre zonas adyacentes, así como las diferencias entre estancias situadas a distinto nivel (por ejemplo por la distinta afección de sombras por obstáculos exteriores), etc.

Con todo ello, el modelo de 'torre' fue utilizado en un estudio de validación [BaaS 2014] bajo distintos escenarios de operación en diversas épocas del año mostrando resultados muy satisfactorios en la reproducción de la temperatura interior de cada zona. Sin embargo, se obtuvo un error en la estimación de la energía demandada del orden del 30% en relación al valor calculado de acuerdo a los procedimientos de cálculo simplificados de la legislación alemana vigente.

En consecuencia, a partir de los trabajos previos existentes se disponía de un modelo de media complejidad enfocado al desarrollo de un controlador MPC, pero con ciertas carencias como herramienta de estimación de la demanda de energía. En ese contexto, y de acuerdo a los objetivos específicos de esta tesis asociados al estudio de sistemas radiantes (en especial TABS), se propuso una nueva reducción de la escala analizada. Con ello se buscó una identificación más detallada del modelo de una unidad modular (despacho) de cara a poder extender algunos resultados a la mejora del modelo de 'torre' anterior, y se centró la atención en el comportamiento del modelo de capa activa. Así, haciendo uso de SketchUp (2015) nuevamente, se desarrolló el modelo geométrico de una zona mostrado en la Figura VI.8.



**Figura VI.8. Vista 3D del nuevo modelo geométrico desarrollado para el análisis de un despacho individual del edificio ZUB y el estudio del comportamiento del modelo de capa activa.**

Pese a que la mayoría de despachos del edificio responden a esta misma distribución, conviene señalar que la calibración posterior del modelo se llevó a cabo utilizando datos del espacio R\_206, situado en la segunda planta y con una superficie de 27.3 m<sup>2</sup> y una altura de 3.6 m. Téngase en cuenta que esta es una de las tres salas dentro del edificio ZUB que se encuentran monitorizadas con mayor grado de detalle (véase la sección VI.2.2)

### **VI.3.2. Aspectos generales del modelo de simulación**

Una vez creado el modelo geométrico, la información recogida en él (dimensiones, tipos de cerramientos, etc.) fue exportada a TRNSYS, donde se definieron todos los parámetros del modelo físico (composición y propiedades físicas de cada elemento constructivo) y se incluyeron el resto de elementos necesarios para hacer posible la simulación.

En este sentido, el modelo de simulación de TRNSYS está creado fundamentalmente en torno a las capacidades del 'Type 56' y la información contenida en el archivo del edificio '.bui' [Klein et al. 2010]. Dicho elemento involucra la definición de todas las características del edificio, realiza los cálculos del modelo matemático asociado y es capaz de interactuar con elementos externos para recibir determinados datos de partida ('inputs') y proporcionar los resultados de la simulación a través de 'outputs'.

De este modo, el modelo de TRNSYS simplemente se completa con tales elementos destinados al pre-procesado (módulos de tratamiento de datos meteorológicos, lectura de registros medidos guardados en archivos de datos externos, definición de consignas de control o variables de operación generales, etc.) y post-procesado de datos (módulos de ecuaciones para obtener magnitudes derivadas, archivos de texto con los resultados obtenidos o visores gráficos de la información de salida).

### ***Integración de los registros de la monitorización***

Para hacer posible la calibración del modelo de simulación desarrollado en base a los datos monitorizados, es necesario hacer llegar al *Type 56* la información climatológica, así como los valores de las principales variables de control registradas durante el periodo evaluado. Todos esos datos son tomados de archivos de texto externos que incluyen los registros realizados en el edificio ZUB en el año 2003. Nótese que las medidas escogidas para el análisis del modelo corresponden a este periodo por disponer entonces de información más precisa, detallada y completa. Durante la estancia en el Fraunhofer IBP desgraciadamente no fue posible obtener nuevas medidas de suficiente utilidad dadas las limitaciones de tiempo y las restricciones por compatibilidad con el normal uso del edificio. En todo caso, el edificio y su funcionamiento actual son los mismos que en 2003 por lo que los datos de esa fecha son igualmente válidos para los objetivos principales de este estudio.

*Variables meteorológicas:* A partir de los registros de presión atmosférica, temperatura seca, humedad relativa y radiación total y difusa sobre la horizontal, TRNSYS es capaz de calcular en cada 'timestep' cualquier variable psicrométrica del aire ambiente, las componentes de radiación sobre las diferentes superficies exteriores del modelo geométrico (para ello se aplica el modelo de Pérez et al. (1988)), la temperatura ficticia del cielo (que permite obtener el intercambio radiante de onda larga desde superficies exteriores hacia la atmósfera) y la temperatura del terreno (que en este caso no es utilizada).

*Variables de control y operación:* En este sentido, el modelo dispone de un lector de archivos de datos externos genéricos (*Type 9*) que hace posible tomar la información monitorizada relativa a la apertura de ventanas (en los casos en que esta es contemplada), y fundamentalmente el flujo másico y la temperatura de impulsión enviada a los sistemas radiantes en cada instante. Además, en el mismo archivo se aportan al modelo las variables esenciales para la calibración, esto es, la temperatura y humedad relativa de la zona, y la temperatura de retorno del agua que circula por los sistemas radiantes. Nótese que esta última permite determinar la energía térmica inyectada a la losa, de cara a realizar la comparativa de la demanda de energía calculada y medida.

Ningún otro valor asociado a la operación del edificio es tomado de la monitorización, sino que tanto las infiltraciones como la ventilación, las cargas internas o la posición de los dispositivos de sombra son variables fijadas manualmente en base a la consideración simplificada de horarios de ocupación y uso, o bien son variables abiertas objeto del propio proceso de calibración del modelo. En cualquier caso, estas consideraciones se describen con mayor detalle en la sección VI.3.3.

### ***Otras consideraciones:***

Conviene hacer hincapié en que el modelo desarrollado persigue únicamente unos objetivos de calibración/validación en base a la comparación de los resultados calculados y los medidos. Por tanto, la entrada de datos se hace desde archivos de datos preparados específicamente para cada simulación en base al periodo de tiempo que se quiere considerar, etc. Es claro que los requerimientos relativos a esa entrada de datos en un modelo de simulación del edificio integrable en un controlador MPC, son diferentes. Muchas de las variables identificadas aquí han de ser de utilidad para el modelo del controlador, pero dicho modelo deberá incluir módulos específicos que permitan leer los 'inputs' desde el sistema de gestión de datos de forma automática en cada ejecución del algoritmo de control. Este aspecto, cae fuera del alcance del trabajo presentado en este capítulo y en ningún momento es abordado.

Por último, cabe mencionar que el modelo está dotado adicionalmente de sistemas ideales de calefacción y refrigeración, utilizados en el periodo de 'calentamiento' del mismo. Este término hace alusión a una fase inicial en todas las simulaciones, en la cual el modelo es forzado a mantener las condiciones de temperatura y humedad reales medidas en ese periodo. Una vez sobrepasado un tiempo prudencial, se anula la operación de los sistemas ideales pasando a calcular las variables de

salida libremente. De esta forma, al comienzo de la fase de calibración propiamente dicha se consigue situar al modelo en un nivel térmico inicial igual o muy similar al del caso real. Si esto no se hiciese, debido a la consideración de las inercias térmicas la simulación aportaría resultados falseados durante los primeros *'timesteps'* pudiendo afectar incluso a los valores calculados para instantes posteriores. Se trata pues, de una práctica fundamental a la hora de plantear un correcto intento de calibrar o validar cualquier modelo de simulación.

### VI.3.3. Condiciones de contorno e hipótesis de simulación

#### **Definición de los elementos constructivos**

Todos los elementos del modelo físico descrito en el correspondiente archivo *'bui'* de TRNSYS fueron definidos en consonancia con los parámetros de proyecto del edificio real. Por tanto, las variables de principal interés se adecúan a la descripción del edificio presentada anteriormente en el apartado VI.2.1.

En particular, todos los despachos del edificio ZUB, y en concreto el espacio R\_206, están constituidos por los siguientes cerramientos descritos mayoritariamente en la Tabla VI.1:

- un muro al exterior en la fachada Sur acristalada. Si bien, dado el tipo de montaje constructivo (*stick-system*), la fachada Sur está formada esencialmente por los vidrios (~60% de la superficie) y el correspondiente marco (~40% de la superficie), con un espesor de madera de 10 cm y un acabado de plancha de aluminio de 2 mm hacia los lados.
- dos cerramientos interiores en contacto con los despachos adyacentes (tipo *'Muro interior'*),
- un cerramiento vertical interior en contacto con el atrio del edificio (tipo *'Muro interior al atrio'*),
- un cerramiento horizontal inferior consistente en un *'Forjado entre plantas'* que alberga dos capas activas,
- un cerramiento horizontal superior formado por una cubierta exterior. Si bien, dicha cubierta no se corresponde exactamente con la mencionada en la descripción general del edificio. A diferencia de lo indicado en la Tabla VI.1, la cubierta exterior cuenta con una capa activa dentro de la losa de hormigón de 25 cm situada a 9 cm desde la superficie del techo, y en la parte exterior del cerramiento añade sobre el aislamiento una capa de 15 cm de grava.

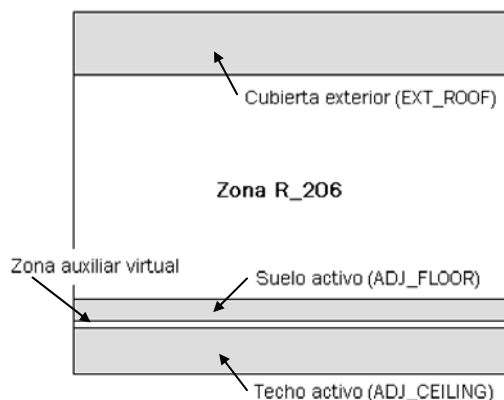
#### Aspectos relativos a la definición de las capas activas

Los cerramientos horizontales con capas activas asociadas a los circuitos embebidos en ellos merecen una mención aparte de determinadas particularidades. En primer lugar, de acuerdo con el modelo EMPA integrado en TRNSYS, la definición de los circuitos hidráulicos se realiza a través de un plano activo virtual sin masa, capaz de inyectar energía a la losa cuando existe circulación de agua, pero que no tiene ninguna influencia sobre el comportamiento térmico del edificio cuando el sistema no está en operación. En la Tabla VI.2 se recoge la definición de los principales parámetros comunes a todas las capas activas presentes en el modelo.

**Tabla VI.2. Definición de parámetros, común a todas las capas activas del modelo.**

Propiedad	Valor	Unidades
Calor específico del fluido caloportador	4.18	kJ/(kgK)
Paso o separación entre tubos (de centro a centro)	0.15	m
Diámetro exterior	0.020	m
Espesor de la pared del tubo	0.002	m
Conductividad térmica del tubo	1.26 [0.35]	kJ/(h·m·K) [W/(m·K)]

Por otra parte, TRNSYS no permite definir dos capas activas en un mismo cerramiento, por lo cual en el '*Forjado entre plantas*' se ha definido una zona virtual de espesor despreciable a la altura del aislamiento que separa los dos circuitos hidráulicos. Para asegurar la menor resistencia térmica asociada a esta segunda zona, los coeficientes de película de los cerramientos en contacto con ella modelan un contacto directo.



**Figura VI.9. Esquema (no a escala) de la definición de 2 zonas y los cerramientos horizontales correspondientes**

Finalmente, cabe recordar que la utilización del modelo EMPA impone una restricción sobre el espesor de las capas adyacentes al plano activo, tal como ya se comentó en el capítulo IV. Este aspecto ha de ser considerado en el modelo desarrollado dado que el cerramiento asociado al sistema de suelo radiante posee en la realidad un espesor de mortero de 6 cm (3 cm a cada lado del plano activo), mientras que el espesor límite para un paso de tubo de 15 cm es de 4.5 cm. Por tanto, la definición obligada de una capa de mortero de 9 cm sobreestima la capacidad térmica del sistema. Por esta razón, para ajustarse a esta limitación, se ha definido una capacidad calorífica equivalente en las construcciones afectadas, según:

$$C = \rho \cdot c_{p,model} \cdot A \cdot d_{model} = \rho \cdot c_{p,real} \cdot A \cdot d_{real} \rightarrow c_{p,model} = \frac{6}{9} \cdot c_{p,real} \quad Eq.VI.1$$

Nótese que este punto supone una diferencia destacable entre el modelo aquí presentado y los modelos disponibles previamente procedentes de BaaS (2014).

### **Dispositivos de sombra y ganancias solares**

El efecto de los dispositivos de sombra externos (persianas venecianas) se ha incluido en el modelo a través del correspondiente coeficiente (*shading coefficient*) definido como el cociente entre el área no transparente de la persiana y el área total acristalada. Dado que la posición exacta de estos elementos no es registrada por el sistema de monitorización del ZUB, su valor se ha planteado como una de las variables a calibrar en los casos de estudio analizados (teniendo en cuenta aproximaciones de patrones de uso razonables). Comentarios más específicos sobre este aspecto se incluirán en la interpretación de los resultados obtenidos.

Además debe señalarse que las persianas no alcanzan a cubrir los dos vidrios inferiores (Fig.VI.8) por lo que el coeficiente en ellos es siempre 1. Sin embargo, dichos vidrios están oscurecidos debido a un tratamiento especial que limita la cantidad de carga solar que deja pasar en cualquier instante. Este efecto se ha modelado a través de un coeficiente de sombra interior constante de valor 0.5.

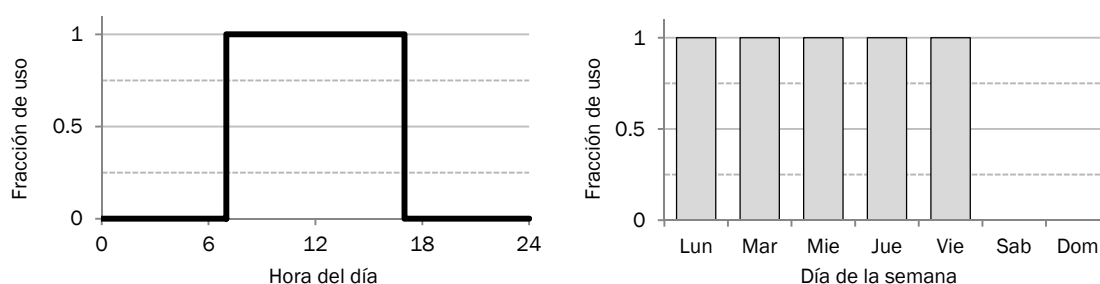
Por otra parte, dado que el modelo geométrico fue generado con SketchUp, existe la posibilidad de utilizar las capacidades del software relativas a métodos de '*ray-tracing*' y al tratamiento detallado de la radiación solar en el interior de la zona. Sin embargo, se comprobó (y así está mencionado

también en la literatura BaaS (2014)) que esta opción no aporta una mejora de los resultados mucho mayor. En cambio, el modelo detallado de radiación sí aumenta sensiblemente el tiempo de cálculo.

Por esta razón, y porque el despacho evaluado se encuentra en la planta superior del edificio y apenas es afectado por la sombra de los obstáculos exteriores, este aspecto no se ha incorporado al modelo de simulación.

### **Horarios de uso del edificio**

El modelo de simulación propuesto considera de forma simplificada el uso de los despachos en el ZUB. Así, se contempla un único horario de ocupación al que están vinculados también la ventilación y el resto de cargas internas, y que corresponde con un uso típico de oficina acorde con el uso habitual del edificio. El horario correspondiente (representado en la Figura VI.10) considera periodos de ocupación de 7.00h a 17.00h en días laborables y ausencia de operación del edificio durante el tiempo restante.



**Figura VI.10. Horario de uso diario (laborable) y semanal considerado en el modelo de simulación.**

En todos los casos de estudio utilizados para la calibración del modelo (en los que se evalúan periodos del año 2003), se ha tenido en cuenta convenientemente el día de la semana en que comienza la simulación en base al calendario de aquel año. Esto garantiza que el horario utilizado en cada simulación corresponda efectivamente con la definición de la Figura VI.10.

### **Infiltraciones y ventilación**

TRNSYS dispone de una capacidad específica para el tratamiento detallado de flujos de aire dentro del modelo de un edificio (TRNFlow [Klein et al. 2010]). Esta opción resulta de cierto interés en el modelado de edificios con gran acoplamiento entre zonas, sin embargo, a la hora de estudiar el comportamiento térmico de un despacho individual como en el presente caso, estos aspectos no son muy relevantes. A esto se añade el hecho de que la utilización de TRNFlow requiere de un volumen y un nivel de detalle de los datos de entrada importantes, siendo muchos de ellos prácticamente imposibles de determinar con exactitud. Además, esta cierta complejidad en la definición del modelo específico se completa con la mayor complicación de los cálculos y el mayor coste computacional asociado. Por todo ello, se decidió descartar esta opción.

El caudal de infiltraciones y el caudal de ventilación se tomaron como variables abiertas objeto del proceso de identificación. Nótese que la falta de información detallada sobre los 'inputs' de un hipotético modelo en TRNFlow no haría más que obligar a estimar todos esos parámetros en la calibración. Con el planteamiento actual, se reduce la complejidad del proceso de identificación y se mantiene la posibilidad de emplear un análisis detallado con TRNFlow, en caso de que el modelo propuesto no fuese capaz de aportar resultados satisfactorios.

En todo caso, se comprobará que los valores aportados por el modelo calibrado son razonables en base al tipo de edificio estudiado. Esto es, se esperan unas infiltraciones en el ámbito de las 0.1 renovaciones/hora y un caudal de ventilación acorde con los requerimientos de calidad del aire

asociados a una ocupación del despacho de entre 1 y 4 personas (asumiendo  $30 \text{ m}^3/(\text{h-persona})$ ). No obstante, en ningún caso el valor exacto es fijado a priori.

Finalmente, las infiltraciones son consideradas con una temperatura igual a la del ambiente exterior en cada instante, mientras que la temperatura del aire de ventilación es calculada en base al rendimiento del recuperador de calor. Recuérdese que el aire de ventilación es introducido en el edificio sin ser tratado térmicamente por ningún equipo mecánico, simplemente atemperándolo en base a la capacidad del recuperador, siendo la eficiencia<sup>2</sup> de este considerada constante y de valor 0.9. Por tanto:

$$\varepsilon = \frac{T_{SA} - T_{OA}}{T_{RA} - T_{OA}} \rightarrow T_{vent} = T_{SA} = T_{OA} + 0.9 \cdot (T_{RA} - T_{OA}) \quad \text{Eq. VI.2}$$

### **Cargas internas**

El modelo desarrollado tiene en cuenta las cargas internas de ocupación, iluminación y equipamiento englobadas en los correspondientes términos de carga latente ( $q_L$ ) y carga sensible ( $q_S$ ) (separando cargas convectivas de cargas radiantes en una proporción 50%-50%). Estas cargas internas se tienen en cuenta de un modo simplificado asumiéndolas constantes durante el horario de uso definido anteriormente y nulas fuera de él. Su magnitud es objeto nuevamente del proceso de calibración al no disponer de una estimación sencilla y fiable de su valor, e igualmente, se comprobó que los resultados obtenidos se encontrasen en un rango razonable acorde al uso del edificio.

La ocupación del despacho se podría tratar de estimar con mayor detalle en base a los niveles de  $\text{CO}_2$  registrados y las cargas de iluminación podrían derivarse del consumo de las luminarias y sus características técnicas. Sin embargo, en un primer planteamiento del modelo este nivel de precisión en la definición de las cargas internas no se consideró necesario.

### **Otras consideraciones**

En último lugar se comentan algunas apreciaciones adicionales no menos relevantes a la hora de plantear un modelo de simulación que sea capaz de predecir adecuadamente el comportamiento higo-térmico del edificio.

Es claro que cualquier edificio presenta una diferencia entre sus dimensiones interiores y sus dimensiones exteriores más o menos acusadas según el tipo de cerramientos de que disponga. Además, en las fachadas que dan al exterior es habitual tener que considerar el efecto de puentes térmicos. La decisión tomada en el planteamiento de este modelo en este sentido ha sido la de considerar las medidas del perímetro exterior (lo cual tiende a estimar al alza las necesidades energéticas) y no definir ningún puente térmico adicional (lo cual tiende a estimarlas a la baja), esperando obtener una aproximación razonable asociada a la compensación de los efectos de una y otra elección.

Por otra parte, los balances de masa y energía planteados por los modelos matemáticos intrínsecos a TRNSYS [Klein et al. 2010] incluyen la consideración de dos parámetros que resulta fundamental calibrar:

- La inercia térmica de la zona, que por defecto considera únicamente la capacidad calorífica del volumen de aire encerrado, pero que debe tener en cuenta el efecto de mobiliario, cerramientos interiores, etc.
- El ratio de capacidades de absorción entre la real de la zona y la correspondiente al aire por sí sola. Este parámetro es la única variable a definir por el usuario dentro del modelo simplificado de

---

<sup>2</sup> En la expresión de la eficiencia del recuperador ( $\varepsilon$ ) OA, RA y SA hacen alusión a las corrientes de aire exterior (*Outdoor Air*), aire de expulsión que coincide con la corriente de retorno (*Return Air*) y aire de impulsión (*Supply Air*) respectivamente.



tratamiento de la humedad escogido en este caso. Nuevamente, la utilización del modelo detallado disponible en TRNSYS requiere diversos datos de entrada desconocidos, aumenta la complejidad de los cálculos y no aporta un valor añadido a la precisión del modelo, por lo cual ha sido descartado aquí.

Finalmente, resta por especificar las condiciones de contorno de temperatura tenidas en cuenta en los cerramientos interiores colindantes con otras estancias del edificio. En la misma planta, el espacio R\_206 se encuentra entre otros dos despachos de características prácticamente iguales por lo que se ha definido una condición de contorno de igual temperatura a la de la zona de estudio en los dos cerramientos laterales. Adicionalmente, la pared opuesta a la fachada Sur da al atrio cerrado del edificio a través de un muro interior de  $U = 1.4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  (ver Tabla VI.1). Pese a que por diferentes motivos la temperatura del atrio posiblemente no es idéntica a la de los despachos, esta diferencia térmica no es muy elevada y su efecto sobre la transmisión de calor en dicho muro no se ha considerado significativo. Por ello, la misma hipótesis anterior se ha aplicado aquí también. En tercer lugar, la condición de contorno correspondiente a la temperatura de la estancia inferior ubicada en la primera planta se ha hecho coincidir en cada paso de la simulación con la temperatura real registrada en esa zona (R\_106).

## VI.4. METODOLOGÍA DEL PROCESO DE IDENTIFICACIÓN

### VI.4.1. Introducción. Validación y calibración de un modelo

La capacidad predictiva de cualquier herramienta de simulación energética de edificios solo puede ser evaluada verdaderamente comparando sus resultados con los valores registrados en un edificio real en uso. Sin embargo, dicha tarea muchas veces es frustrada por las dificultades asociadas con el proceso de adquisición de datos y otros múltiples impedimentos inherentes a la propia herramienta que hacen que resulte imposible modelar la realidad de forma exacta [Clarke 2001]. Esto no hace sino poner en evidencia la complejidad de la tarea abordada aquí.

El proceso de validación, entendido como la comprobación de que los resultados aportados por un modelo se adecúan suficientemente a la realidad puede plantearse a través de tres vías distintas:

- **Validación analítica:** Se trata de una vía restringida a situaciones sencillas, que no es aplicable en la mayoría de casos reales dada la complejidad o inexistencia de una solución analítica con la que comparar el modelo.
- **Comparaciones entre modelos:** Consiste en comparar los resultados del modelo estudiado con valores obtenidos a través de otras herramientas convenientemente aceptadas, bajo una serie de condiciones de referencia que cubren un amplio rango de situaciones. Un ejemplo de ello es el extenso programa de validación basado en los casos BESTEST (*Building Energy Simulation Tests*) de la Agencia Internacional de la Energía, utilizados para validar el comportamiento de herramientas de simulación como TRNSYS [Klein et al. 2010] o EnergyPlus [Crawley et al. 2001], a través de los procedimientos descritos en [ASHRAE/ANSI 2011]. Se trata de una vía que garantiza en gran medida la fiabilidad de este tipo de software, pero que no puede asegurar que un modelo particular reproduzca fielmente el comportamiento del edificio que representa por el mero hecho de haber sido generado con él.
- **Validación empírica:** Se trata de la única vía capaz de garantizar la bondad de un modelo particular requiriendo el conocimiento previo de valores realistas de todos los parámetros de entrada del mismo, y procediendo posteriormente a la comparación de los resultados simulados y medidos. No obstante, en la práctica el detalle de una validación empírica requerirá tiempos de cálculo elevados, y además será imposible conocer todos los parámetros y condiciones de contorno que afectan al proceso real, para poder hacer un planteamiento adecuado.

Por ello, cuando no es factible el proceso de validación del modelo en el sentido aquí descrito (debido al conocimiento limitado de los parámetros de entrada), al menos puede llevarse a cabo una calibración del mismo. Calibrar un modelo de simulación hace referencia al proceso de ajuste de todas las variables o parámetros necesarios para lograr una coincidencia satisfactoria entre los resultados simulados y los medidos. Si bien, eso sí, dicho ajuste debe realizarse teniendo en cuenta intervalos y límites de variación razonables de las variables consideradas.

## VI.4.2. Descripción del proceso de identificación

El proceso de identificación llevado a cabo en este capítulo consiste, en definitiva, en una calibración del modelo de simulación desarrollado buscando un ajuste fiable de los datos de temperatura, humedad y consumo de energía asociado al funcionamiento de los sistemas radiantes, siendo estas, por tanto, las variables de ajuste escogidas tal como se detalla más adelante.

Pese a que el edificio ZUB (y en especial el espacio R\_206) se encuentra monitorizado con un gran número de sensores, el proceso ideal de validación empírica no es posible. Esencialmente, la fuente de mayor incertidumbre en los parámetros de entrada hace alusión a todo aquello relacionado con la existencia de ocupación y las acciones de esta sobre el entorno. Un registro detallado de la presencia de ocupantes y su comportamiento, permitiría tener una adecuada estimación de las cargas internas, la activación de dispositivos de sombra, la apertura y cierre de ventanas y puertas, la modificación de consignas de temperatura, etc. Sin embargo, existe una carencia en la disponibilidad de algunos de estos datos, que hace perder sentido al proceso de validación empírica como tal, y de algún modo guía la selección de las variables a calibrar para conseguir un ajuste adecuado de comportamiento del modelo.

Por otro lado, conviene señalar que las dificultades asociadas al conocimiento exacto de ciertas variables pueden ser paliadas en parte dividiendo el proceso de calibración en periodos representativos de un mismo patrón de comportamiento reconocible. Por ejemplo, es conveniente separar condiciones de invierno y de verano (con diferencias quizá en la posición normal de los elementos de sombra, así como en la operación o no de estrategias de ventilación natural), o periodos vacacionales sin ocupación en el edificio frente a periodos laborables normales, etc.

### **Parámetros de entrada a calibrar**

Las principales hipótesis asumidas en el desarrollo del modelo de simulación, apuntadas en la propia descripción del mismo (sección VI.3), abarcan un modelado simplificado de diversos parámetros de entrada cuyo valor no es conocido con el nivel de detalle deseado. En particular, los caudales de ventilación e infiltraciones, el factor de sombra asociado a la posición de las persianas y las componentes sensible y latente de las cargas internas se dejaron 'indefinidas' en un primer lugar para ser sometidas al proceso de calibración correspondiente.

**Tabla VI.3. Rango de variación considerado de los parámetros de entrada**

Parámetro	Rango de variación	Unidades
Carga interna sensible	400 – 1050	kJ/h
Carga interna latente	225 – 790	kJ/h
Ventilación	0.5 – 1.5	ren./h
Infiltraciones	0 – 0.1	ren./h
Infiltraciones (vent. Nocturna)	0.3 – 0.7	ren./h
Coefficiente de sombra	0.2 – 0.8	-

En todo caso, la ventilación y las cargas internas se vincularon al mismo horario de funcionamiento (Fig.VI.10), mientras que las infiltraciones y el factor de sombra fueron tenidos en cuenta según patrones razonables en función del periodo de estudio concreto. Adicionalmente, los valores de inercia térmica y capacidad de absorción de humedad de la zona fueron calibrados como parte de la identificación del modelo, suponiéndolos constantes a lo largo del tiempo, a priori.

### ***Variables de ajuste***

En la sección VI.5, los resultados del proceso de calibración del modelo se muestran en base a la comparación de las evoluciones transitorias de temperatura y humedad, así como de la energía inyectada a la losa al cabo de todo el periodo contemplado.

#### **a. Temperatura y humedad relativa**

En particular, la temperatura y la humedad relativa constituyen las magnitudes últimas en una cadena de complejos mecanismos que afectan a los balances de masa y energía en la zona. De este modo, es asumido que la comparación de los valores simulados y medidos de estas variables puede reemplazar a la validación de otros procesos físicos subyacentes más complejos, siendo esta la razón principal por la cual se han tomado como variables primarias de ajuste.

Sin embargo, es cierto que pudiera tener lugar una compensación de los efectos asociados a partes del modelo mal identificadas que por separado proporcionarían resultados inadecuados. Por ello, es importante ser consciente de que el proceso de calibración acometido aquí (en muchas ocasiones el único posible) implica una estimación global del modelo, sin que ello permita garantizar la adecuación completa de parámetros intrínsecos o flujos de energía internos. Pese a ello, la capacidad predictiva del comportamiento del edificio en términos de confort térmico y consumo de energía resulta prácticamente intacta en este sentido, siendo de mayor fiabilidad conforme mayor variedad de condiciones de operación sean incluidas en el proceso de calibración.

Por otro lado, es necesario establecer qué se entenderá por un ajuste satisfactorio en temperatura y humedad, y qué no. En este sentido, una primera idea podría estar asociada a la precisión de medida de los sensores, sin embargo la incertidumbre de los registros monitorizados no es debida únicamente a este aspecto, sino que en su mayor parte está afectada por la incertidumbre del propio proceso. Por ejemplo, la temperatura de zona registrada por un sensor colocado en un punto determinado de una pared del despacho, no será exactamente igual a la temperatura del aire en el centro de la estancia (que es realmente el resultado de simulación a comparar). Teniendo en cuenta esto, y de acuerdo con la literatura [BaaS 2014], mediante la utilización de TRNSYS es posible esperar desviaciones inferiores a 1 K en un buen ajuste de temperatura. En cuanto a la humedad relativa para la cual, de por sí, la precisión de los sensores de medida se establece en un 5%, cualquier desviación en torno a ese rango podrá considerarse aceptable.

Las consideraciones relativas al análisis cuantitativo de las diferencias entre los resultados simulados y los valores medidos se presentan con mayor detalle en el subapartado siguiente.

#### **b. Energía inyectada a la losa**

El consumo de energía representa un resultado fundamental de cualquier modelo de simulación que pretenda ser utilizado en un esquema predictivo MPC, pues será uno de los componentes principales de la función de coste empleada en la optimización de las acciones de control. En trabajos previos [BaaS 2014] la validación de los modelos comentados en el apartado VI.3.1, se abordó a través de una 'comparación entre modelos' de la demanda de energía total obtenida bajo condiciones de operación estándar. Sin embargo, los resultados obtenidos evidenciaron diferencias sustanciales con la realidad, y aun no habiendo ocurrido así, esta vía no hubiese sido suficiente para los requisitos de un modelo aplicable en un control MPC del edificio.

Aquí, el objetivo en el ajuste de las magnitudes de energía es más específico. Solo se ha contemplado un despacho (no todo el edificio) y se han obviado consumos de iluminación, equipos o elementos de circulación de fluidos. De acuerdo a lo ya comentado, dentro del alcance de esta tesis, se ha hecho especial hincapié en analizar el comportamiento del modelo de capa activa y calibrar los parámetros que afectan a este. En este sentido, se han comparado los valores simulados y medidos de la energía absorbida o cedida por el fluido caloportador de los sistemas radiantes, considerando el valor integrado en todo el periodo simulado. Esta magnitud es, en cualquier caso, la componente de mayor peso en la determinación del consumo energético del edificio, por lo que su utilidad en un controlador MPC tampoco es despreciable.

### Análisis cuantitativo del ajuste

El error cometido en el ajuste de temperatura, humedad o energía puede expresarse en base a distintos indicadores. Para la temperatura o la humedad relativa, el error cometido ( $e_i$ ) en una observación dada ( $x_i$ ) de la variable ( $X$ ) se entiende como la diferencia entre el valor medido y el valor simulado:

$$e_i = x_i^{\text{medido}} - x_i^{\text{simulado}}, \quad i \in \{1, 2, \dots\} \quad \text{Eq. VI.3}$$

En el caso de la energía inyectada a la losa, nótese que al tratarse de una variable integrada en todo el periodo de estudio, no se tiene un dato para cada una de las  $n$  observaciones, por lo que su tratamiento es ligeramente distinto.

En base a ello, en este caso se han escogido los siguientes indicadores del error:

- **Error absoluto medio:** Corresponde al promedio del valor absoluto del error para todo el periodo analizado en un caso de estudio dado. Se mide en las mismas unidades que la variable analizada y su valor es empleado en la definición de la función de coste utilizada en el proceso de calibración del modelo (Eq.VI.7). Siendo  $n$  el número de puntos u observaciones a lo largo del periodo de estudio, se tiene:

$$\overline{E_{abs}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |e_i| \quad \text{Eq. VI.4}$$

Para la energía inyectada a la losa se considera el valor absoluto de la desviación obtenida a lo largo del periodo ( $E_{abs, Ener}$ )

- **Promedio del valor absoluto del error relativo:** La medida del error en términos absolutos puede generar la duda de saber si un determinado valor indica una desviación muy grande o muy pequeña en el ajuste de la variable. En este sentido, es interesante aportar el valor absoluto del error relativo, que mide la desviación de una observación simulada en términos porcentuales respecto al valor real medido. El índice propuesto aquí no es más que su promedio a lo largo de todo el periodo de estudio.

$$\overline{E_{rel}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{e_i}{x_i^{\text{medido}}} \right| = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{x_i^{\text{medido}} - x_i^{\text{simulado}}}{x_i^{\text{medido}}} \right| \quad \text{Eq. VI.5}$$

Nuevamente, el valor absoluto del error relativo en la estimación de energía se aplica directamente sobre el único valor (ya integrado) disponible en el periodo.

- **Distribución del error:** La expresión del error según ( $\bar{e} \pm s$ ), es la vía de las aquí escogidas que aporta mayor información sobre cómo de bueno es el ajuste a lo largo del periodo de estudio, siendo sólo aplicable a las variables de temperatura y humedad. El valor medio de la desviación observada ( $\bar{e}$ ) indica la dirección y magnitud promedio del error cometido, mientras que el valor de la desviación típica ( $s$ ) determina el nivel de incertidumbre en la repetitividad de dicho error. La

Eq.VI.6 presenta la definición de ambos términos para la muestra correspondiente a un periodo con  $n$  puntos de medida:

$$\bar{e} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_i ; \quad s = \sqrt{\left( \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (e_i - \bar{e})^2 \right)} \quad Eq.VI.6$$

### Procedimiento de calibración

En la calibración del modelo se consideraron tres casos de estudio correspondientes a distintos periodos del año 2003 abarcando diversas condiciones de operación, según sigue:

- Caso A. Periodo de calefacción (Enero-Febrero). Sistema de suelo radiante ON.
- Caso B. Periodo de calefacción (Diciembre). Sistema de techo caliente ON.
- Caso C. Periodo de refrigeración (Junio-Julio). Sistema de suelo refrescante ON.

En cada uno de estos casos de estudio se prepararon las correspondientes simulaciones de acuerdo al modelo geométrico y térmico en combinación con los archivos externos de datos climatológicos y de operación derivados de la campaña de monitorización. A partir de ello se llevó a cabo un estudio paramétrico en el que se dejaron libres los valores de las variables de entrada a calibrar ya descritas, haciendo uso de la herramienta GenOpt [Wetter 2011]. En cada ejecución de la simulación se compararon los valores simulados y medidos de las variables de ajuste (temperatura, humedad y energía) integrando el error cometido dentro de una sencilla función de coste (Eqs.VI.7).

$$f_{cost\_1} = \overline{E_{abs,T}} \cdot \overline{E_{abs,HR}} \cdot E_{abs,Ener} \quad Eq.VI.7a$$

$$f_{cost\_2} = \overline{E_{abs,T}} \cdot \overline{E_{abs,HR}} \quad Eq.VI.7b$$

Para cada caso de estudio se realizó una primera búsqueda en base a una malla de puntos abarcando todo el rango de variación de los distintos parámetros (Tabla VI.3). Posteriormente, sobre la solución inicial, se llevó a cabo una segunda fase en una malla refinada de menor tamaño. Este proceso permite evaluar la bondad de la identificación del modelo y seleccionar un valor suficientemente apropiado de los parámetros de entrada de acuerdo con la mejor solución (el óptimo encontrado de la función de coste).

Asimismo, a través de la realización de algunas simulaciones preliminares se identificaron de forma manual unos sencillos patrones de operación (en base a horarios todo-nada) de los dispositivos de sombra y de la existencia de cargas internas, esencialmente. En cualquier caso, la elección de estos patrones no fue aleatoria, sino que se definieron de forma coherente con situaciones de carácter general reportadas en el edificio. Por ejemplo, se anularon los valores de ocupación en la época de las vacaciones navideñas o se consideraron mayores factores de sombra con la llegada de periodos estacionales con mayor nivel de radiación solar.

### VI.4.3. Introducción progresiva de mejoras en el modelo

Los resultados del proceso de identificación crearon la necesidad de ir incluyendo variaciones en el modelo desarrollado con el objetivo de hacer posible la obtención de mejores ajustes. A continuación, se recoge el histórico de las modificaciones más importantes tenidas en cuenta desde la etapa inicial del trabajo hasta la consideración de los modelos más avanzados.

Por claridad de la exposición, el modelo de una zona representativo del espacio R\_206 que viene siendo descrito en este capítulo se referirá en adelante como '*modelo\_1*'. Su planteamiento es totalmente diferente al del modelo previo derivado de los trabajos de BaaS (2014) y que ha sido comentado brevemente en la sección VI.3.1 (en adelante '*modelo\_0*'). Estas diferencias, como ya se ha explicado, están asociadas en gran medida al distinto alcance y objetivos pretendidos con uno y

otro. Si bien, ha de señalarse que el '*modelo\_1*' toma del '*modelo\_0*' la base de la definición geométrica y constructiva del espacio R\_206 y por tanto, la mayoría de propiedades en este sentido son comunes.

Sin embargo, asumiendo este hecho, en la descripción general del '*modelo\_1*' realizada hasta este punto no se ha incidido en pequeños detalles incluidos desde el primer momento en el desarrollo de este '*modelo\_1*' y que mejoran algunos de los aspectos anteriores:

- La superficie activa de los sistemas radiantes de suelo y techo en el modelo existente coincidía con la superficie total de la sala (27.28 m<sup>2</sup>). Sin embargo, esto no es cierto en la realidad. En base a una revisión de la información de proyecto, el valor de la superficie activa considerada en el '*modelo\_1*' es de 23.3 m<sup>2</sup>.
- Los parámetros de la capa activa fueron ligeramente modificados en la primera versión del '*modelo\_1*'. Aparte de la corrección de la capacidad calorífica de las capas adyacentes para compensar las restricciones de espesor del propio 'modelo EMPA', existía un error en la especificación del paso de tubo en el modelo existente. El valor corregido es de 0.15 m.
- En el '*modelo\_0*' se tuvieron en cuenta las correlaciones para los cálculos internos de los coeficientes de película ( $h = C \cdot \Delta T^n$ ) que por defecto están definidas en TRNSYS. Sin embargo, en la definición del '*modelo\_1*' se plantearon unos coeficientes ligeramente distintos más acordes con los resultados derivados de la investigación experimental del capítulo III. En concreto:
  - Valor de C para suelo caliente o techo frío: pasa de 7.2 a 9.2 kJ·h<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>
  - Valor de C para techo caliente o suelo frío: pasa de 3.888 a 1.5 kJ·h<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>

Seguidamente, los resultados derivados del proceso de identificación del '*modelo\_1*' llevaron a considerar posibles mejoras en los parámetros que afectan al comportamiento del modelo de capa activa. En este sentido, puede hacerse referencia a un '*modelo\_2*' que incluye la modificación del valor de la absorptividad solar de la superficie emisora del suelo. Se trata de un parámetro que habitualmente no es determinante en la simulación térmica de edificios. Sin embargo, al modelar un sistema de suelo radiante y calcular la energía intercambiada por el fluido caloportador, la radiación solar absorbida por la superficie emisora resulta clave. A la vista de los resultados obtenidos, en la sección VI.5 se comentarán con más detalle las implicaciones derivadas de ello.

Finalmente, sobre los resultados ya interesantes de este '*modelo\_2*', se decidió estudiar el efecto de una serie de modificaciones adicionales centradas fundamentalmente en dos aspectos.

Por una parte, se incluyó en el proceso de calibración la información relativa a la apertura de ventanas que hasta este punto se había obviado (habiendo introducido únicamente ciertos patrones coherentes de forma manual). Con esta mejora se busca poder reproducir algunos picos puntuales observados en las evoluciones de temperatura y humedad, que claramente parecen atender a aperturas esporádicas de las ventanas. Asimismo, se pretende comprobar que la falta de ajuste en esos momentos puntuales no se debe a un defecto del modelo, sino a la imprecisión de los datos de entrada utilizados para la calibración. En cualquier caso, estas observaciones y las implicaciones de la mejora planteada (en adelante '*modelo\_3*') se describirán con más detalle en la presentación de resultados.

Por otro lado, la segunda de las mejoras adicionales propuestas sí hace alusión a un aspecto propio de la modelización del despacho R\_206. Hasta este punto, los modelos mencionados consideran una sola zona en dicho espacio, vinculada a un único nodo térmico. Esta segunda alternativa plantea la definición de nodos auxiliares dentro de dicha zona de forma que se tenga en cuenta la posible estratificación vertical de temperaturas en el despacho. La definición de nodos auxiliares en TRNSYS es sencilla, sin más que asociar a cada nodo las características geométricas correspondientes de acuerdo a la división realizada, y definir un flujo másico de aire de acoplamiento entre los nodos superior e inferior. En este caso, dichos flujos de acoplamiento se deberán calibrar

adecuadamente para lograr el mejor ajuste posible. Adicionalmente, cabe señalar que se estudió un modelo de 2 nodos (*'modelo\_4'*), dejando abierta la posibilidad de analizar alternativas más complejas en función de los resultados obtenidos a partir de este. En cualquier caso, deberá buscarse un equilibrio entre la bondad del ajuste y la complejidad del planteamiento.

A continuación, la Tabla VI.4 recoge un resumen de los modelos considerados a lo largo del desarrollo de este trabajo, apuntando las características más representativas de cada uno.

**Tabla VI.4. Nomenclatura de los modelos considerados y sus características definitorias**

Modelo	Características definitorias
Modelo_0	Modelo existente derivado de trabajos previos de BaaS (2014)
Modelo_1	Modelo de una zona (R_206) descrito en detalle en la sección VI.3. Incluye, además, mejoras en la definición de los sistemas radiantes y las correlaciones de convección
Modelo_2	Incluye una modificación en la absorptividad solar de la superficie del suelo
Modelo_3	Modelo_2 complementado y calibrado con datos más precisos de la apertura de ventanas
Modelo_4	Modelo con 2 nodos térmicos en la zona para captar el efecto de la estratificación térmica

## VI.5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### VI.5.1. Resultados de la calibración del modelo base (*'modelo\_2'*)

De acuerdo con el histórico de modificaciones presentado en el apartado anterior, el *'modelo\_2'* constituye la opción de referencia sometida al proceso de calibración completo. No se ha considerado relevante incluir aquí de forma exhaustiva los resultados de la calibración del *'modelo\_1'*, si bien, la influencia del parámetro de absorptividad solar es tratada con detalle en el apartado VI.5.2.

La Tabla VI.5 recoge un resumen de los errores obtenidos en el ajuste, así como de los valores calibrados de los parámetros de entrada. Se puede observar que para cada caso de estudio se presentan los resultados de dos calibraciones distintas. La diferencia entre ellas reside en la función de coste empleada en el proceso de optimización paramétrica. De acuerdo con Eqs.VI.7, la primera opción ( $f_{cost\_1}$ ) tiene en cuenta el error del ajuste en energía dentro de la función de coste, mientras que la segunda ( $f_{cost\_2}$ ) no lo contempla.

A la vista de los resultados, se deduce que la primera alternativa consigue un ajuste en energía mucho mejor, pero lo hace a costa de empeorar los resultados de humedad relativa y especialmente, de temperatura. Por su parte, el modelo calibrado en base a la función de coste  $f_{cost\_2}$  logra reproducir las condiciones de temperatura y humedad interiores de forma muy satisfactoria, sin embargo, los cálculos del modelo de capa activa proporcionan un error en energía más o menos importante según los casos.

Lo que sucede al incluir el error del ajuste de energía en la calibración es que se busca corregir las deficiencias del modelo de capa activa acomodando la temperatura interior simulada para que el sistema radiante modelado absorba más o menos energía y se aproxime al valor real. Por ejemplo, en cualquiera de los casos en modo calefacción, el modelo calibrado en base a  $f_{cost\_2}$  proporciona una energía cedida mayor que la calculada, por lo que para tratar de minimizar esa diferencia con la función de coste  $f_{cost\_1}$ , la solución óptima se corresponde con valores de cargas internas más altos y tasas de ventilación menores. De este modo, se tiende a un nivel térmico del ambiente más elevado, haciendo que la energía cedida calculada por el modelo se reduzca. En cualquier caso, este hecho revela que la consideración de la energía cedida dentro de la función de coste conduce a situaciones irreales y falsea los resultados de la calibración. Por ello, esta opción ha sido descartada.

Tabla VI.5. Resumen de los resultados del proceso de calibración

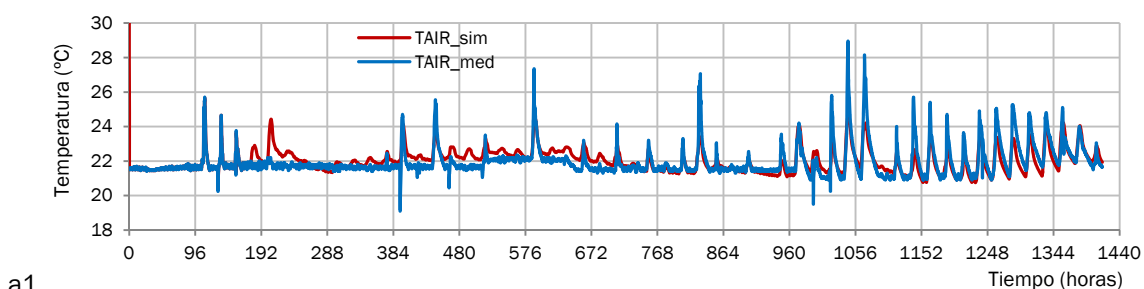
		Caso A		Caso B		Caso C	
		$f_{cost\_1}$	$f_{cost\_2}$	$f_{cost\_1}$	$f_{cost\_2}$	$f_{cost\_1}$	$f_{cost\_2}$
Error absoluto* Temp.	°C	0.63	0.41	0.68	0.49	0.83	0.47
Error relativo* Temp.	%	2.86	1.82	3.13	2.22	3.35	1.88
Distribución del error Temp.	°C	+0.52 ±0.60	-0.05 ±0.60	+0.36 ±0.85	-0.09 ±0.83	-0.72 ±0.64	-0.07 ±0.60
Error absoluto* HR.	%	2.67	2.05	1.65	1.45	3.68	3.56
Error relativo* HR.	%	5.32	4.08	3.38	2.98	6.17	5.92
Distribución del error HR.	%	-2.39 ±2.38	-1.01 ±2.41	+0.10 ±2.34	0.27 ±2.03	-1.17 ±4.44	-2.37 ±4.07
Error absoluto 'Energía' **	kWh	0.07 (+)	18.28 (+)	0.14 (+)	6.45 (+)	0.14 (-)	12.21 (+)
Error relativo 'Energía'	%	0.02	5.37	0.08	3.98	0.15	12.80
Carga sensible	kJ/h	1000	600	1050	600	450	700
Carga latente	kg/h	0.35	0.1	0.35	0.25	0.25	0.35
Ventilación	ren./h	0.5	1	1.25	1.5	1	1.5
Infiltraciones	ren./h	0	0	0	0	0 (***)	0 (***)
Infilt. (ventilación nocturna)	ren./h	-	-	-	-	0.5	0.3
Coefficiente de sombra	-	0.2; 0.5	0.2; 0.5	0.4; 0.65	0.4; 0.65	0.8	0.8
Periodo analizado	-	Ene-feb ( <i>heating</i> )		Diciembre ( <i>heating</i> )		Jun-jul ( <i>cooling</i> )	

\* Tanto el error absoluto como el error relativo se expresan como promedios de su valor absoluto a lo largo del periodo (ver sección VI.4.2.).

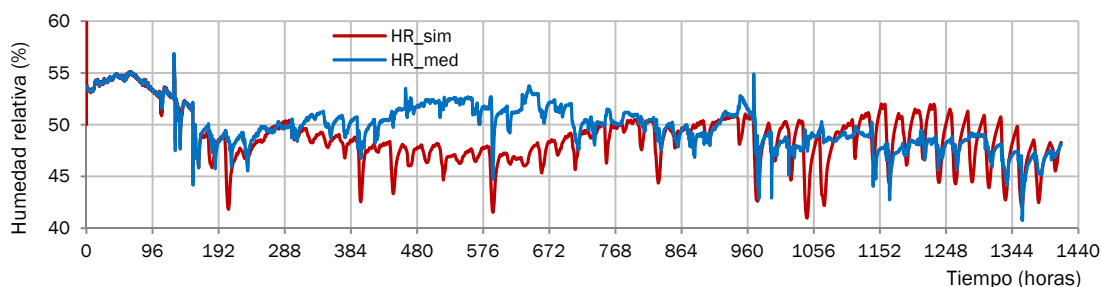
\*\* Entre paréntesis al lado del valor de la variable se indica si el intercambio de energía simulado (bien absorción o cesión de energía) es mayor (+) o menor (-) que el valor medido.

\*\*\* De acuerdo con los resultados de calibración de los casos A y B, las infiltraciones no debidas a apertura de ventanas para ventilación nocturna se fijaron nulas, no siendo incluidas en el estudio paramétrico.

La Figura VI.11 muestra los valores de temperatura y humedad relativa simulados y medidos, correspondientes a cada uno de los tres casos de estudio considerados en el proceso de identificación, haciendo uso de la función de coste  $f_{cost\_2}$ .



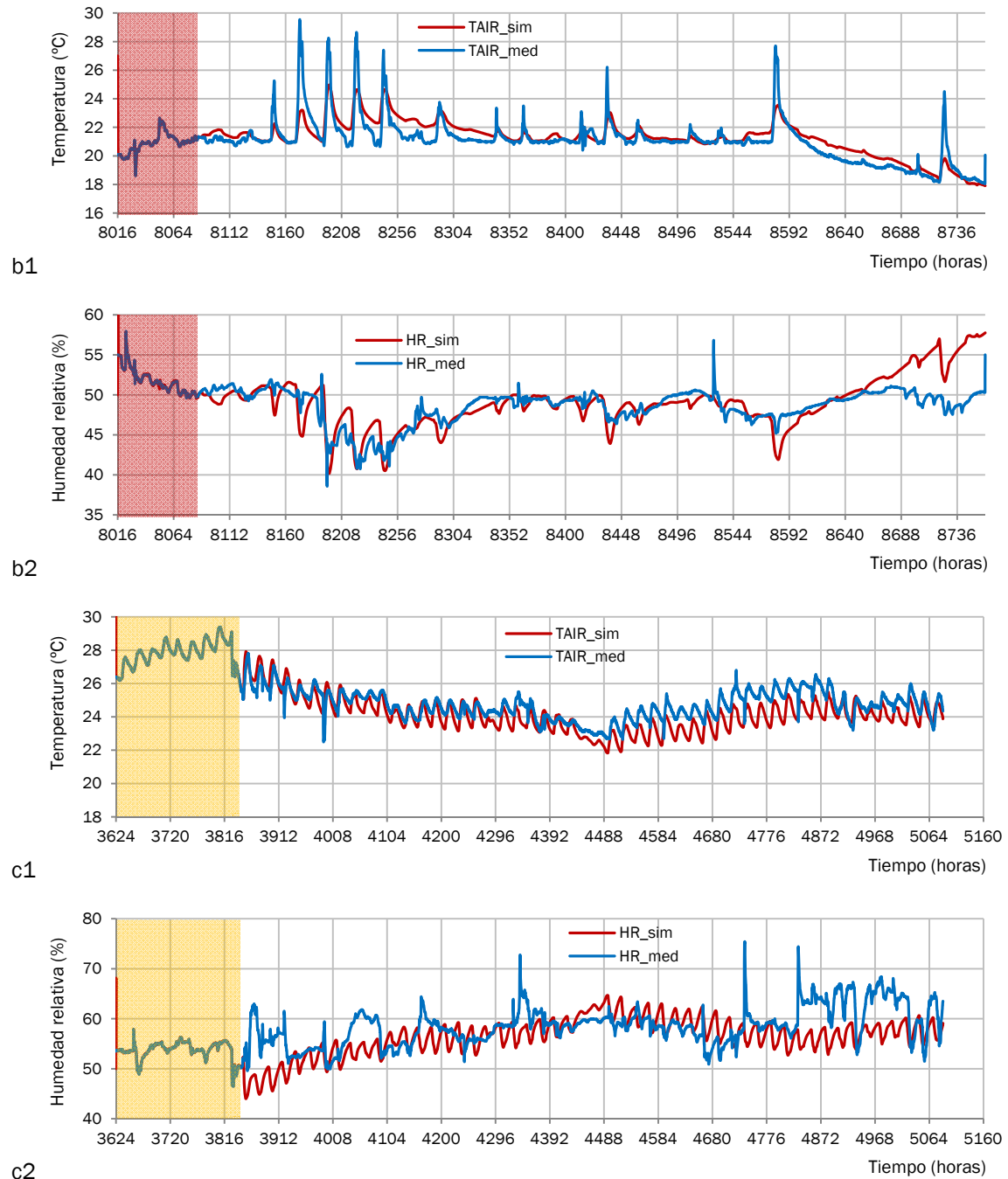
a1



a2

Figura VI.11. Comparación de los resultados de simulación y los valores medidos para cada uno de los casos de estudio: (a1 y a2) ene.-feb., suelo radiante.





**Figura VI.11. (cont.) Comparación de los resultados de simulación y los valores medidos para cada uno de los casos de estudio: (b1 y b2) dic., techo caliente, (c1 y c2) jun.-jul., suelo frío.**

Nótese que al comienzo de cada representación aparece una zona sombreada que corresponde al periodo de ‘calentamiento’ del modelo. Además, el eje de ordenadas (eje Y) de todas las gráficas de la Figura VI.11 abarca un rango de valores relativamente estrecho para permitir apreciar las diferencias entre las variables medidas y simuladas.

A la vista de todo lo anterior, se puede apuntar que en general el ajuste del modelo en temperatura y humedad es satisfactorio con un error dentro de los límites asumibles (el error absoluto medio es inferior a 0.5 K en temperatura y al 3.6 % en humedad relativa). Pese a ello, se han de comentar dos aspectos más específicos:

- Las Figuras VI.11.a1 y VI.11.b1 muestran picos de temperatura en determinados días que son más acusados en la variable medida que en la simulada. Los valores medidos llegan a superar los 28 °C en algún instante, lo cual es complicado que ocurra en la realidad. La diferencia observada no se debe, por tanto, a una deficiencia del modelo, sino que es achacada a la influencia de la localización específica del sensor de temperatura (ubicado en una pared del despacho a una altura intermedia). Probablemente, durante estos picos la radiación solar incide directamente sobre el sensor provocando un error en la medida de la temperatura del aire.
- La Figura VI.11.c2 muestra el ajuste de la humedad relativa durante un periodo estival en el que intervienen estrategias de ventilación nocturna. Pese a que la evolución general de la variable es captada por el modelo de forma adecuada, es cierto que la humedad simulada sigue un patrón diario repetitivo que no se observa en el valor medido. Este último, en cambio, parece afectado de forma más irregular, posiblemente por aperturas de ventanas esporádicas que el modelo, en esta fase, no es capaz de reflejar.

Por otra parte, el error cometido en el cálculo de la energía absorbida/cedida por el fluido caloportador de los sistemas radiantes es de 5.37%, 3.98% y 12.8% para los casos A, B y C respectivamente. Teniendo en cuenta la incertidumbre típica de las herramientas de simulación, estos valores no resultan especialmente elevados. En particular, para los casos A y B los resultados son satisfactorios de por sí, sin necesidad de plantear mejoras adicionales. Sin embargo, nuevamente el error cometido en el caso C hace intuir que el modelo no capta con la misma precisión situaciones con mayor influencia de la entrada de aire exterior, lo que obliga a tratar de buscar la causa de este comportamiento y posibles mejoras que lo corrijan (ver secciones VI.5.3 y VI.5.4).

En relación a los valores calibrados de las variables de ajuste (cargas internas, ventilación, infiltraciones y coeficiente de sombra), destaca el hecho de que el proceso de identificación de todos los casos de estudio proporciona valores que caen dentro de un perfil de uso del edificio realista, reafirmando la validez de los resultados obtenidos.

- En todos los casos, los valores de cargas internas corresponden con un nivel de media-baja carga, y son coherentes con una ocupación del despacho de 2-3 personas y alguna carga adicional asociada a ordenadores (sensible), alguna cafetera o plantas decorativas (latente).
- La ventilación (entre 1 y 1.5 renovaciones por hora, o lo que es lo mismo, en torno a 100-150 m<sup>3</sup>/h) es razonable para el nivel de ocupación real del edificio.
- La calibración reveló que el parámetro de infiltraciones de base es insignificante en el modelo. Si bien, en el 'Caso C' la apertura de ventanas se identificó con un valor de infiltraciones constante de 0.3 ren./h durante las horas de 'no ocupación' (en cualquier caso, ya se ha comentado que este enfoque parece limitado).
- Se obtuvieron coeficientes de sombra mayoritariamente elevados, siendo más altos en verano que en invierno. En verano, el modelo considera un coeficiente constante igual a 0.8 lo que es coherente con el comportamiento general observado en los ocupantes del ZUB. Durante esta época apenas es posible mantener las persianas levantadas dada la orientación Sur de la fachada y la gran influencia de la radiación incidente sobre el confort térmico y visual de los trabajadores. En invierno, aunque este efecto no es tan drástico, es habitual que las persianas se encuentren en posiciones intermedias (tal como revelan los resultados de la optimización). Cabe decir, que en los casos A y B se indican dos coeficientes de sombra, ya que se consideraron dos tramos con diferente valor del mismo. Dichos tramos fueron escogidos de forma aproximada en base a los resultados observados en unas sencillas pruebas iniciales del modelo.

En definitiva, la calibración del modelo base ('modelo\_2') en general proporciona resultados coherentes con ajustes satisfactorios. Especialmente, el modelo capta de forma muy adecuada las evoluciones de temperatura y humedad en periodos de calefacción en los que no hay intervención de

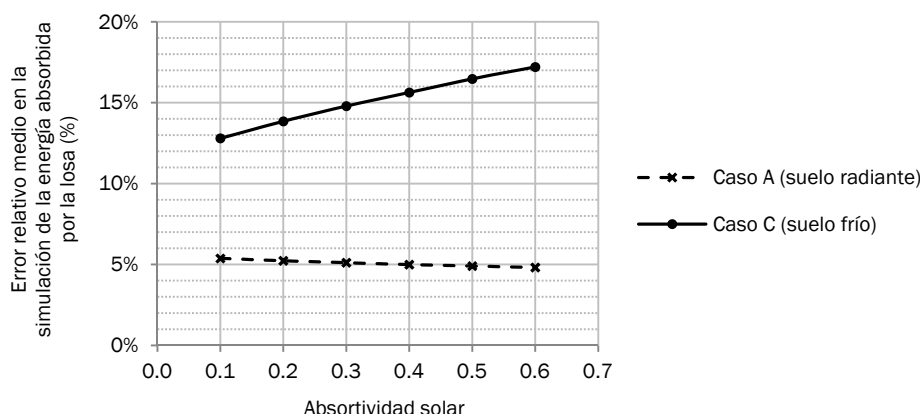
estrategias de ventilación natural. Sin embargo, aparecen pequeñas deficiencias a la hora de reproducir el comportamiento real del edificio ante situaciones con aperturas de ventanas frecuentes y prolongadas. Por último, pese a mantenerse en un rango admisible, el error cometido sobre las variables de energía invita al planteamiento de mejoras sobre la presente versión del modelo de simulación.

## VI.5.2. Influencia de parámetros adicionales

### **Absortividad de la superficie del suelo**

La absortividad solar de una superficie representa la fracción de la radiación directa incidente, que es absorbida por dicha superficie. Los cambios realizados sobre este parámetro en la cara interior del suelo no fueron considerados en la versión inicial ('modelo\_1'), sin embargo, a partir de la observación de algunas simulaciones preliminares se determinó la necesidad de incluirlos en la versión inmediatamente siguiente. Por tanto, los resultados mostrados en la sección VI.5.1 ya incluyen el valor corregido de este parámetro.

El objeto de este apartado es mostrar cómo varían los resultados del ajuste al modificar el valor de la absortividad del suelo. La Figura VI.12 muestra la variación del error relativo en la energía inyectada al variar el parámetro de absortividad en el modelo calibrado de los casos de estudio A y C. Adicionalmente, se podría probar que la influencia de esta variable sobre el ajuste en temperatura y humedad es despreciable.



**Figura VI.12. Variación del error relativo en energía asociado a la variación de la absortividad solar del suelo**

Se observa que para el caso A (periodo de invierno y suelo radiante en operación) el error cometido se reduce ligeramente al aumentar la absortividad solar de la superficie del sistema desde su valor de 0.1 considerado en el 'modelo\_2'. Sin embargo, para el caso C (periodo de verano y operación del sistema de suelo en modo frío) el error de ajuste en energía se incrementa notablemente al aumentar el valor de la absortividad.

Los modelos de partida ('modelo\_0' y 'modelo\_1') definían un valor de absortividad de 0.5 acorde con las propiedades físicas del hormigón según [Klein et al. 2010]. Sin embargo, a la vista de los resultados, parece probado que este valor sobreestima de forma importante la energía absorbida por el sistema radiante en modo frío, no siendo adecuado para el presente modelo.

Independientemente de si se trata o no de una consideración físicamente realista, la modificación de la absortividad solar hasta un valor de 0.1, de alguna manera tiene en cuenta la radiación solar directa que no llega a la superficie del suelo debido a que es bloqueada por la presencia de otros elementos (principalmente mobiliario). De esta forma, la energía calculada que es absorbida por el sistema se reduce, adecuándose más a la realidad.

La influencia de la absorptividad solar del suelo no sería especialmente relevante en un modelo aplicable solo en modo calefacción, sin embargo, es crucial aquí. Por un lado, la radiación solar directa no es capaz de modificar la potencia de calefacción cedida por el sistema en la misma medida en que afecta a la capacidad de absorción de un suelo frío (que puede pasar de 42 W/m<sup>2</sup> a 100 W/m<sup>2</sup>). Por otra parte, la radiación solar directa en invierno (especialmente en Alemania donde está ubicado el edificio ZUB) no es tan importante como en verano. En este sentido, debe tenerse en cuenta que el modelo calibrado para el caso C está asociado a un coeficiente de sombra de 0.8. En situaciones con un bloqueo externo de la radiación menos importante, una definición incorrecta de la absorptividad solar del suelo implicaría, con toda seguridad, errores en la estimación de la energía absorbida por el sistema aún mayores que los mencionados aquí.

### **Ratio de capacidades de absorción de humedad**

En el apartado VI.3.3 se ha hecho alusión a este parámetro como el valor fundamental del modelo simplificado que emplea TRNSYS para el cálculo del balance de vapor de agua. En concreto, esta magnitud representa el cociente entre una 'masa efectiva' de la zona térmica simulada y la masa del volumen de aire que la ocupa. Dicha 'masa efectiva' interviene directamente en el término no estacionario del balance de materia del vapor. Para más información se puede consultar la documentación de apoyo del software de simulación [Klein et al. 2010]

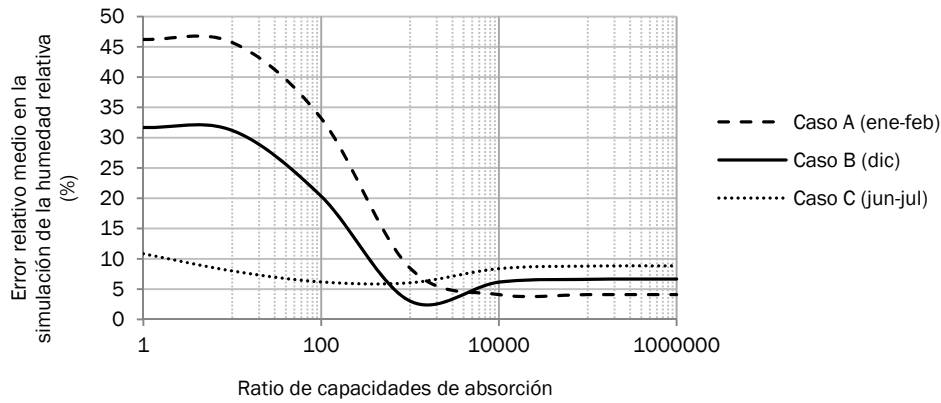
Por defecto, el valor del ratio de capacidades es 1, lo cual supone que el modelo solo consideraría la capacidad de absorción de humedad de la masa de aire contenido en la zona de estudio. Esta hipótesis generalmente no es admisible, pues la absorción de humedad es afectada en gran medida por el mobiliario, material de oficina, paredes interiores, etc. En el modelo de partida ('*modelo\_0*') el ratio de capacidades se fijó en 17.

A priori, este valor puede considerarse constante a lo largo del tiempo, si bien dependiendo de la amplitud del periodo de simulación, conviene revisar este supuesto. Pese a que no es objeto del presente trabajo hacer un estudio exhaustivo de este aspecto, a continuación se mencionan algunas consideraciones generales observadas en el proceso de calibración llevado a cabo.

Los casos de estudio A, B y C corresponden a periodos de un mismo año natural (2003) muy próximos al final de la construcción del edificio ZUB. En la identificación del modelo para cada uno de estos casos se empleó un valor del ratio de capacidades, que fue determinado de forma aproximada en un proceso de prueba y error basado en algunas simulaciones preliminares. En particular, los resultados de calibración mostrados en la Tabla VI.5 fueron obtenidos utilizando ratios de capacidades de 17000 (Caso A - enero), 900 (Caso C - junio) y 900 (Caso B - diciembre). Además, cabe apuntar que el valor del '*modelo\_0*' (ratio = 17) fue comprobado en una simulación adicional con datos de 2014 demostrando un comportamiento adecuado.

A la vista de todo ello, parece que el valor óptimo a incorporar en el modelo se va reduciendo conforme se consideran periodos temporales más avanzados. Una posible explicación reside en que durante las primeras etapas de operación del edificio (a las que corresponde el año 2003), la capacidad de absorción de este tuviese unas características completamente distintas a las actuales, asociadas al estado de los materiales tras el proceso de construcción reciente. Sin embargo, con el paso del tiempo, especialmente los muros interiores alcanzaron un estado normal correspondiente con valores de la capacidad de absorción menores. No obstante, se trata sólo de una hipótesis.

Por último, para completar este breve análisis, a continuación se muestran las diferencias en el ajuste de la humedad relativa asociadas a la consideración de distintos valores del ratio de capacidades en cada una de las soluciones de identificación del '*modelo\_2*'. En el eje de ordenadas se muestra el error relativo medio obtenido en la simulación de la humedad relativa de la zona.



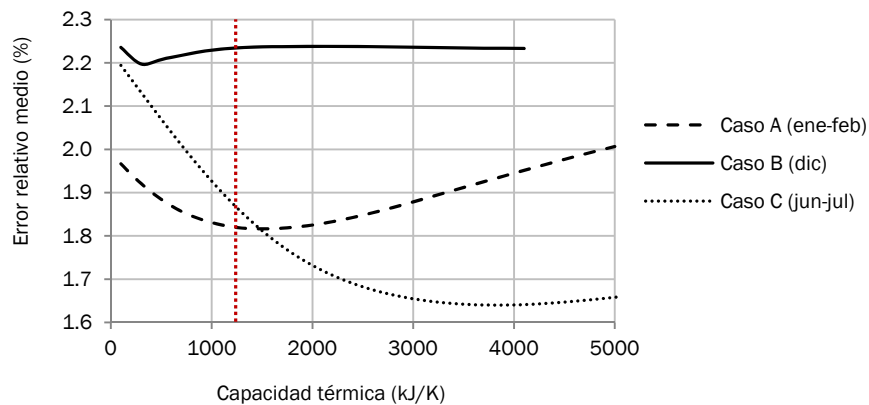
**Figura VI.12. Variación del error relativo en humedad (H.R.) asociado a la variación del ratio de capacidades de absorción del modelo de TRNSYS.**

Se aprecia cómo los cocientes de capacidades seleccionados en el proceso de calibración presentado anteriormente se hallan siempre próximos a la zona de mejor ajuste. Además, debe notarse que el ajuste de humedad es mucho más sensible a la variación del parámetro en situaciones sin intercambios importantes de aire con el exterior (como los casos A y B), mientras que los resultados del caso C, afectados por estrategias de ventilación natural, muestran una menor relevancia del modelado de la absorción de humedad.

Como conclusión, si hubiese que escoger un único valor de calibración del ratio de capacidades para ajustar el 'modelo\_2' en base a los datos registrados disponibles en los casos A, B y C, un valor de 3000 sería una solución de compromiso muy aceptable. Sin embargo, de cara a utilizar el modelo en la actualidad en aplicaciones prácticas como pudiera ser el desarrollo de un controlador MPC, es imprescindible probar el comportamiento del mismo frente a datos medidos en un periodo más cercano al ámbito temporal en que va a ser empleado.

### ***Inercia térmica de la zona***

El parámetro de inercia térmica es prácticamente equivalente al ratio de capacidades aplicado al balance de energía de la zona en lugar de al balance de masa de vapor de agua. Su valor corresponde con la capacidad térmica de la zona en kJ/K, y por defecto tiene en cuenta únicamente la correspondiente al volumen de aire contenido en ella. Los resultados del proceso de identificación (Tabla VI.5) fueron obtenidos haciendo una estimación razonable de la capacidad térmica real con un valor de 1214 kJ/K. Sin embargo, a continuación la Figura VI.13 analiza cómo varía el ajuste de temperatura al modificar la inercia térmica en el modelo.



**Figura VI.13. Variación del error relativo en temperatura asociado a la variación de la inercia térmica de la zona definida en el modelo de TRNSYS.**

Se observa que la influencia de este parámetro es pequeña en un amplio margen entre los 0 kJ/K y los 4000 kJ/K. En concreto, para los casos A y B el ajuste en temperatura para la solución calibrada es muy próximo al óptimo, aumentando como máximo en 0.25% el error relativo medio de este si la estimación de la inercia térmica fuese muy defectuosa dentro de este rango. Por su parte, de nuevo el caso C presenta un comportamiento diferente. En este caso, el valor empleado en la calibración está alejado del óptimo (que se encuentra en torno a los 3700 kJ/K). No obstante, las diferencias en el ajuste son igualmente moderadas, pudiendo conseguir solamente una reducción del error relativo medio en algo más de 0.2 puntos porcentuales.

### VI.5.3. Consideración de las señales de apertura de ventanas

En este punto, pese a contar con un modelo de simulación calibrado ('*modelo\_2*') que ofrece unos resultados de ajuste con las medidas realizadas en el ZUB globalmente satisfactorios, se planteó incluir algunos detalles adicionales con objeto de lograr, si cabe, una mejora del comportamiento del modelo.

Tal como ya se ha avanzado, con el fin de que el modelo sea capaz de captar ciertos picos puntuales en la temperatura de la zona, así como obtener un mejor ajuste general de la evolución de la humedad relativa durante el periodo de verano (caso C), parece imprescindible afinar en el modelado de las estrategias de ventilación natural.

Hasta el momento, estas se habían tenido en cuenta a través de un valor constante de infiltraciones, convenientemente calibrado y activo conforme a un horario de ventilación nocturna 'tipo' razonable. En particular dicho horario se hizo coincidir con el horario de 'no ocupación'. Sin embargo, el '*modelo\_3*' incorpora la información registrada por los sensores de contacto de la apertura de ventanas del despacho R\_206 durante el periodo de estudio.

Se consideran tres ventanas operables: dos principales con capacidad de apertura intermedia oscilo-batiente y una secundaria en la parte superior de la estancia con un solo modo de apertura. La complejidad de su modelado reside en asignar un nivel de infiltraciones en función de la posición de la ventana. Para ello se definió una función de infiltraciones (Eq.VI.8) basada en un valor máximo de caudal de aire entrante y una repartición del mismo en función de las ventanas abiertas y su modo de apertura.

$$Infilt. = V_{max} \cdot \left( 1 - \frac{1}{2a + 3} \cdot \left( \sum_{i=no\_osc} a \cdot k_i + \sum_{i=osc} k_i \right) \right) \quad Eq.VI.8$$

Los  $k_i$  son las señales de contacto de las ventanas (0 = abierto, 1 = cerrado). Teniendo en cuenta que cuando una de las ventanas principales está completamente abierta tanto el contacto normal como el de la posición 'oscilo' están desactivados, se puede probar que a través de la fórmula planteada se asigna una fracción del caudal máximo de valor  $(a+1)/(2a+3)$  por cada una de las ventanas principales en posición completamente abierta,  $1/(2a+3)$  si solamente se encuentran abiertas en modo 'oscilo' y  $1/(2a+3)$  si está abierta la ventana superior.

Con este planteamiento se procedió a realizar una calibración del valor máximo de infiltraciones ( $V_{max}$ ) y del parámetro 'a', manteniendo todas las variables restantes de la solución calibrada del '*modelo\_2*'. En el proceso se empleó la función de coste  $f_{cost\_2}$  (que no incluye el ajuste en energía) y los parámetros analizados se variaron en un rango razonablemente realista ( $a \in [1-8]$  y  $V_{max} \in [5-10 \text{ ren./h}]$ ). La comparativa entre el ajuste existente y el nuevo ajuste del '*modelo\_3*' se muestra en la Tabla VI.6.

Tabla VI.6. Comparación del ajuste obtenido con el 'modelo\_2' y el 'modelo\_3' para el caso de estudio C

		Caso C: Jun-jul (cooling)	
		modelo_2	modelo_3
Error absoluto Temp.	°C	0.47	0.46
Error relativo Temp.	%	1.88	1.88
Distribución del error Temp.	°C	-0.07 ±0.60	-0.03 ±0.57
Error absoluto HR.	%	3.56	2.96
Error relativo HR.	%	5.92	4.98
Distribución del error HR.	%	-2.37 ±4.07	-1.74 ±3.55
Error absoluto 'Energía'	kWh	12.21 (+)	11.84 (+)
Error relativo 'Energía'	%	12.80	12.41
Infiltr. (ventilación nocturna)	ren./h	0.3	(patrón medido) $V_{\text{máx.}} = 10; a = 8$

Se puede apreciar una ligera reducción del error cometido en la simulación de las variables de temperatura y energía. Sin embargo, la principal mejora se observa en el ajuste de humedad relativa. En efecto este era uno de los resultados buscados, puesto que un modelado más preciso de las entradas de aire exterior por efecto de la ventilación natural debe permitir que el modelo capte mejor la evolución de la humedad del ambiente interior. Téngase en cuenta, que estos intercambios de aire con el exterior, junto con las cargas latentes, constituyen la causa fundamental de variación de la humedad en el local.

El segundo de los objetivos al plantear este 'modelo\_3' era reproducir los picos de la evolución de temperatura debidos a aperturas puntuales de ventanas. La Figura VI.14 muestra un ejemplo en el que se comparan las capacidades del 'modelo\_2' y del 'modelo\_3' en este sentido. En efecto, las modificaciones incluidas aquí permiten obtener un ajuste más preciso en estas situaciones particulares.

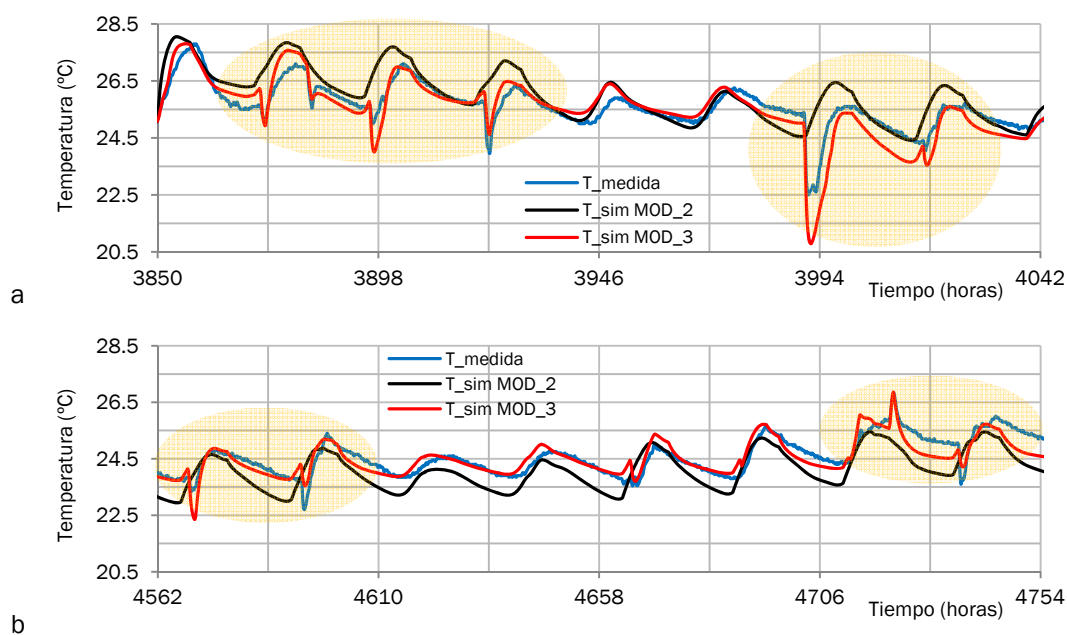


Figura VI.13. Comparación de la capacidad para captar los picos de temperatura asociados a aperturas puntuales de ventanas en el caso de estudio 'Caso C'. Dos ejemplos ampliados.

## VI.5.4. Modelo de 2 nodos térmicos

En una última etapa de mejora del modelo de simulación desarrollado ('*modelo\_4*'), se plantea la consideración de más de un nodo térmico dentro de la zona analizada R\_206. Con ello se persigue captar el efecto de una posible estratificación térmica del aire en la dirección vertical, obteniendo resultados simulados de temperatura distintos en función de la posición en altura dentro del despacho.

De este modo, se pretende analizar si el modelo es capaz de mejorar dos aspectos fundamentales del ajuste:

- Las medidas de temperatura tomadas durante la campaña de monitorización del edificio ZUB proceden de un sensor colocado sobre la pared del despacho a una altura intermedia. Si bien, los registros locales de este sensor no tienen porqué coincidir con el valor simulado de los modelos existentes (que consideran una temperatura homogénea y única para toda la zona). Sin embargo, al incluir una mayor resolución del valor de temperatura en la dirección vertical, es posible comparar el valor medido con un valor simulado a priori más representativo de dicha medida.
- Por otro lado, conviene recordar que los modelos planteados hasta este punto aún mostraban ciertas carencias en el ajuste de la energía absorbida/cedida por el sistema radiante (especialmente en el 'caso C' en régimen de enfriamiento). No obstante, el cálculo de dicha energía está influido, en una gran parte, por el nivel térmico del aire con el cual se intercambia calor por convección desde la superficie emisora. En este sentido, nuevamente, una mejor resolución de los resultados de temperatura en altura permite considerar un nivel térmico más representativo de las capas de aire inferiores (en verdadero contacto con la superficie), pudiendo conducir a una mejora del ajuste en energía.

A continuación, la Tabla VI.7 muestra una comparativa de los resultados derivados del modelo con las distintas mejoras incluidas en él progresivamente. Además, en ella se incluye el valor de los principales parámetros que determinan las diferencias entre una y otra modelización. El valor del resto de variables de entrada fue fijado conforme a los resultados del proceso de calibración del '*modelo\_2*' (ver nuevamente la Tabla VI.5 y los comentarios correspondientes).

**Tabla VI.7. Comparación del ajuste obtenido en las distintas fases de mejora del modelo para el 'caso C'**

		Caso C: Jun-jul (cooling)		
		<i>modelo_2</i>	<i>modelo_3</i>	<i>modelo_4</i>
Error absoluto Temp.	°C	0.465	0.466	0.459
Error relativo Temp.	%	1.88	1.88	1.86
Distribución del error Temp.	°C	-0.07 ±0.60	-0.03 ±0.57	-0.09 ±0.55
Error absoluto HR.	%	3.56	2.96	2.16
Error relativo HR.	%	5.92	4.98	3.71
Distribución del error HR.	%	-2.37 ±4.07	-1.74 ±3.55	-0.07 ±2.77
Error absoluto 'Energía'	kWh	12.21 (+)	11.84 (+)	3.13 (+)
Error relativo 'Energía'	%	12.80	12.41	3.28
Infilt. (ventilación nocturna)	ren./h	0.3	(patrón medido) V <sub>máx.</sub> = 10; a = 8	(patrón medido) V <sub>máx.</sub> = 10; a = 8
Ratio de capacidades de absorción de humedad	-	900	900	abajo: 900 arriba: 20
Flujo de aire de acoplamiento	kg/h	-	-	100



Antes de comentar los resultados del ajuste, conviene prestar atención a los nuevos parámetros de entrada que incluye el '*modelo\_4*'. Por un lado, la consideración de dos nodos dentro de una misma zona térmica del modelo de TRNSYS, requiere definir un flujo de aire de acoplamiento entre dichos nodos, en este caso, entre la mitad inferior del despacho R\_206 y la mitad superior del mismo. Se trata de un parámetro muy complejo de calcular a priori y que en una situación real podrá ir cambiando constantemente de acuerdo a los patrones de movimiento de aire dentro de la sala provocados por la actividad de las personas, diferencias de temperatura, la ventilación, etc. No obstante, a efectos prácticos, se ha creído suficiente establecer un valor constante de este parámetro, cuya magnitud es estimada como resultado del proceso de calibración. Se puede observar que el mejor ajuste corresponde en este caso con un valor de 100 kg/h.

Estrictamente, el flujo de aire de acoplamiento entre nodos es la única variable nueva requerida por esta versión del modelo. Sin embargo, la definición de dos nodos térmicos no sólo puede proporcionar resultados de mayor resolución espacial que afecten al ajuste, sino que permite especificar características del modelo (inercia térmica, capacidad de absorción de humedad, infiltraciones, etc.) que sean diferentes en la parte superior e inferior del modelo. Esto, de por sí, aumenta el nivel de detalle de la modelización. Ya no es necesario limitarse a un único valor homogéneo de estas variables para todo el volumen de la zona.

En este sentido, como resultado de la observación de distintas simulaciones preliminares preparadas para tener una idea general del comportamiento del nuevo modelo, se decidió no complicar la definición de la mayoría de estas características. La obtención de una estimación razonable y justificada de qué parte del valor de las variables del modelo de una zona debe corresponder ahora al nodo superior y cuál al inferior no es sencilla, y en general, no aporta mejoras sustanciales a los resultados preliminares observados. No obstante, el ratio de capacidades de absorción de humedad constituye una excepción. Se observó que diversas reducciones del valor asociado al nodo superior conseguían mejorar el ajuste en humedad relativa. Por ello, de cara a una estimación más detallada, se incluyó esta variable en el proceso de calibración del '*modelo\_4*'. El resultado del mismo proporcionó un ratio de 20.

Una posible justificación de este último resultado está asociada a que el valor (ratio = 900) empleado en modelos anteriores representa un promedio de la capacidad de absorción de la sala entera. Sin embargo, es cierto que quizá esa capacidad se concentra en mayor medida en la parte inferior, donde además, no se encuentra situado el sensor de humedad relativa que sirve de comparación en el ajuste. Por ello, mantener el valor previo del ratio de capacidades en el nodo inferior y reducir sensiblemente (tanto como resulte de la calibración) su valor en el nodo superior, parece una decisión razonable.

A continuación, en la página siguiente, la Figura VI.14 complementa los resultados de la Tabla VI.7 al presentar las diferencias en el ajuste en temperatura y humedad obtenidas para el 'Caso C' con el modelo más detallado existente hasta este punto ('*modelo\_3*') y la versión propuesta en este apartado ('*modelo\_4*'). Nótese que, en coherencia con la posición real de los sensores de medida (ubicados en la parte media-alta de la zona estudiada, se han tenido en cuenta los valores simulados correspondientes al nodo superior del modelo. Por su parte, la Figura VI.15 muestra algunos detalles ampliados de estos ajustes con objeto de facilitar su interpretación.

En primer lugar, se observa que la bondad del ajuste en temperatura apenas varía. La Figura VI.15a revela que la estratificación térmica es bastante leve (1 K - 1.5 K). Además, como era esperable, el valor simulado de temperatura en el modelo de un nodo térmico se sitúa durante la mayor parte del tiempo entre los correspondientes a la parte superior e inferior del modelo de 2 nodos. Esto hace que exista una compensación de los periodos con un ajuste casi perfecto del '*modelo\_3*' en las cuales la desviación del '*modelo\_4*' es ligeramente mayor y viceversa. Asimismo, cabe resaltar que ambos modelos captan las aperturas de ventanas puntuales de forma adecuada y casi idéntica. En esos instantes, el efecto de la gran cantidad de aire entrante elimina la

estratificación vertical alcanzada en los periodos previos con las ventanas cerradas, y las temperaturas simuladas por uno y otro modelo prácticamente coinciden.

Sin embargo, el efecto de la leve estratificación térmica apuntada es clave en el ajuste de la energía absorbida por el sistema radiante de suelo. Tal como recoge la Tabla VI.7, el 'modelo\_4' logra una reducción muy importante del error cometido en este sentido, pasando de un 12.4% a un 3.3% en términos relativos. La temperatura más fría del nodo inferior reduce el valor simulado del intercambio convectivo desde la superficie emisora del sistema de enfriamiento radiante, aproximándose al valor real medido. Precisamente este era el objetivo principal buscado con la modificación del modelo de 2 nodos.

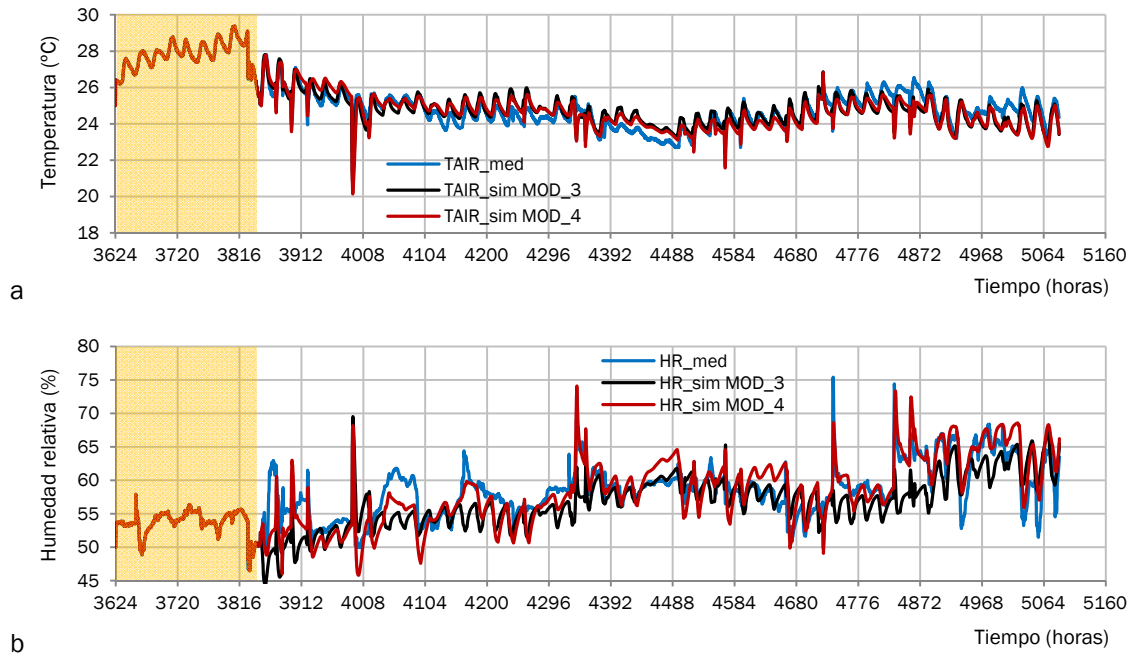


Figura VI.14. Comparación de los valores medidos de temperatura (a) y humedad relativa (b) frente a los resultados de simulación derivados del 'modelo\_3' y el 'modelo\_4' para el 'Caso C'.

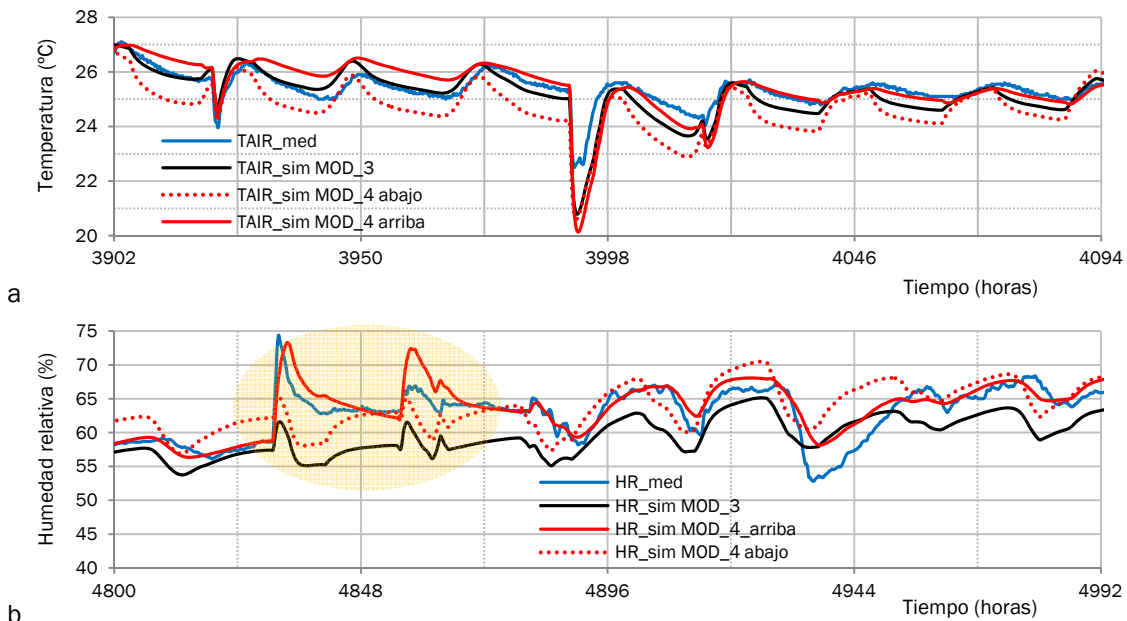


Figura VI.15. Ampliaciones de la comparativa entre los ajustes en temperatura (a) y humedad (b) obtenidos con el 'modelo\_3' y el 'modelo\_4'

Por otro lado, debe mencionarse que el error cometido por los modelos previos en relación a la simulación de la humedad relativa de la zona es asumible de por sí, al encontrarse en el rango de precisión habitual de los sensores de medida. Si bien, las Figuras VI.14b y VI.15b demuestran mejoras notorias en el modelo de 2 nodos. La posibilidad de no limitar la definición de la capacidad de absorción de la zona a un valor promedio uniforme en toda ella, permite no sólo reproducir las tendencias generales de la evolución de humedad, sino también captar los picos bruscos debidos a la entrada de aire exterior por las ventanas (Fig. VI.15b). Esta apreciación visual es además corroborada con la mejora de todos los indicadores del error asociado (Tabla VI.7). En especial, destacan los valores de la distribución de dicho error, en los que tanto el valor medio se aproxima enormemente a 0, como la desviación típica del error se reduce de forma sensible.

En definitiva, el modelo de 2 nodos (*'modelo\_4'*) proporciona unos resultados muy satisfactorios, con errores relativos medios inferiores al 3.5% en todas las variables de ajuste consideradas (temperatura, humedad y energía). Por ello, se decidió no estudiar alternativas más detalladas con mayor número de nodos térmicos en la dirección vertical. El hecho de tomar como punto de partida un modelo con un comportamiento tan interesante hace que tales opciones no aporten un valor añadido suficientemente justificado. Además, la inclusión de nodos adicionales añade un cierto coste computacional, aparte de implicar una multiplicación de las variables de entrada, que cada vez resultan más complicadas de estimar con precisión.

## VI.6. CONCLUSIONES

En el presente capítulo se ha mostrado el proceso de desarrollo e identificación de un modelo de simulación de un edificio de oficinas sostenible equipado con sistemas de acondicionamiento radiante situado en Kassel (Alemania). Los resultados proporcionados por el modelo calibrado en base a las medidas registradas en distintos periodos del año en el edificio son altamente satisfactorios, obteniendo errores de ajuste muy adecuados en relación a la precisión e incertidumbre típicas de las medidas reales. En particular, se han obtenido desviaciones absolutas medias, en todo caso, inferiores a 0.5 K en temperatura y 2.2% en humedad relativa, así como un error relativo máximo en la estimación de la energía intercambiada por el fluido caloportador del orden del 5 %.

En base a ello, esta tarea ha demostrado cubrir los dos objetivos fundamentales con que fue planteada:

En primer lugar, los resultados derivados del modelo de una zona presentado aquí, son de utilidad para los trabajos en desarrollo del proyecto de investigación europeo *'Building as a Service, BaaS'*, de cara a la obtención de un modelo multi-zona más extenso que pueda ser incorporado a un controlador MPC (*Model Predictive Control*). En este sentido, se ha contribuido a una interpretación más adecuada y a un mejor modelado de algunos aspectos específicos que provocaban, principalmente, una incorrecta estimación de la energía intercambiada.

De acuerdo con ello, se han revisado los datos constructivos de proyecto (corrigiendo las dimensiones de la superficie activa de los cerramientos) y se han adecuado las correlaciones empleadas para el cálculo de los coeficientes de intercambio por convección. Asimismo, se ha descartado la inclusión de elementos de modelado excesivamente complejos y de escaso valor añadido para las simulaciones, tales como el tratamiento de flujos de aire mediante TRNFlow o la utilización de un modelo detallado de radiación. Finalmente, a través de un análisis en profundidad de su influencia sobre los resultados, se han propuesto los valores óptimos de algunas variables adicionales como la inercia térmica de la zona, su capacidad de absorción de humedad o la absorptividad solar de las superficies interiores.

En segundo lugar, la calibración del modelo de simulación planteado ha demostrado la utilidad del modelo de capa activa (modelo EMPA) para ser integrado en entornos globales de simulación de

edificios y reproducir satisfactoriamente el comportamiento real de sistemas radiantes bajo distintas condiciones de operación. Dentro del contenido y la estructura lógica de esta tesis, esto permite complementar la validación del modelo EMPA ya existente basada en comparaciones ‘entre modelos’ bajo condiciones teóricas específicas, justificando su utilización en estudios de simulación más ambiciosos.

Sin embargo, a lo largo del proceso se han identificado algunos aspectos cuya relevancia en el comportamiento del modelo de capa activa puede no ser evidente a priori, pero cuya correcta definición ha revelado ser determinante para que los resultados obtenidos sean adecuados. En especial destacan el valor de la absorción solar de la superficie emisora del sistema de suelo, así como la capacidad del modelo para reproducir la estratificación vertical de la temperatura del aire. El primero interviene en el cálculo de la radiación solar directa que absorbe el sistema, afecta en mayor medida a sistemas en modo frío en periodos con una elevada cantidad de radiación solar entrante, y conviene que incluya en su definición el efecto de bloqueo producido por los obstáculos internos (situados entre el sol y el suelo), tales como el mobiliario. Por su parte, el segundo aspecto, implementado a través de un modelo de dos nodos en la dirección vertical, garantiza que la temperatura del aire con la cual intercambia calor convectivo el sistema de suelo sea más representativa de la realidad y evite errores en la estimación de la energía total cedida/absorbida.

## VI.7. REFERENCIAS

- [Alemania 1994] Alemania. 1994. Verordnung über einen energiesparenden Wärmeschutz bei Gebäuden (Wärmeschutzverordnung). Bundesgesetzblatt Teil 1, August 1994.
- [ASHRAE/ANSI 2011] ASHRAE, ANSI. 2011. Standard 140-2011: *standard method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs*. ASHRAE, Atlanta, GA, 2011.
- [BaaS 2014] Buildings as a Service (BaaS). EU project. FP7-ICT-2011-6: ICT Systems for Energy Efficiency Small or Medium-scale Focused Research Project Grant Agreement No. 288409 (Consulta: 12-diciembre-2014). Disponible en: <https://www.baas-project.eu/>
- [Clarke 2001] Clarke J.A. 2001. *Energy simulation in building design*, 2nd Edition, Butterworth Heinemann.
- [Crawley et al. 2001] D. B. Crawley, L. K. Lawrie, F. C. Winkelmann, W.F. Buhl, Y.J. Huang, C. O. Pedersen, R. K. Strand, R. J. Liesen, D. E. Fisher, M. J. Witte, J. Glazer. 2001. *EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program*. Energy and Buildings, 33 (4) 319-331.
- [Hauser et al. 2004] G. Hauser, J. Kaiser, M. Rösler, D. Schmidt. 2004. *Energetische Optimierung, Vermessung und Dokumentation für das Demonstrationsgebäude des Zentrums für Umweltbewusstes Bauen*. Universität Kassel, Zentrum für Umweltbewusstes Bauen e.V.
- [Klein et al. 2010] Klein, S., Beckman, W., Mitchell, J. 2010. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison (USA) <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>
- [Koschenz y Dorer 1999] M. Koschenz, V. Dorer. 1999. Interaction of an air system with concrete core conditioning. Energy and Buildings, 30, 139-145.
- [Perez et al. 1988] Perez, R., Stewart, R., Seals, R., Guertin, T. 1988. *The development and verification of the Perez diffuse radiation model*. (No. SAND-88-7030). Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA); State University of New York, Albany (USA). Atmospheric Sciences Research Center.
- [Privara et al. 2011] S. Privara, J. Siroky, L. Ferkl, J. Cigler. 2011. *Model predictive control of a building heating system: The first experience*. Energy and Buildings, 43, 564-572.
- [MATLAB 2015] MATLAB. El lenguaje de cálculo técnico. [sitio web]. 2015. (Consulta: 18-febrero-2015). Disponible en: <http://es.mathworks.com/products/matlab/>
- [SketchUp 2015] SketchUp. The easiest way to draw in 3D. [sitio web]. 2015. (Consulta: 18-febrero-2015) Disponible en: <http://www.sketchup.com/>
- [Weber et al. 2005] T. Weber, G. Johannesson, M. Koschenz, B. Lehmann, T. Baumgartner. 2005. *Validation of a FEM-program (frequency-domain) and a simplified RC-model (time-domain) for thermally activated building component systems (TABS) using measurement data*. Energy and Buildings, 37, 707-724.

Capítulo VI: Desarrollo y análisis del modelo de simulación de un edificio de oficinas acondicionado con sistemas radiantes

- [Wetter 2011] M. Wetter. 2011. *GenOpt® Generic Optimization Program. User manual. Version 3.1.0*. Simulation Research Group, Building Technologies Department, Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory. Berkeley.
- [Zulian 2009] L. Zulian. 2009. *Identification of a TRNSYS thermal model for a real building sited in Spain: Cartif\_1*. Master's Thesis. Facoltà di Ingegneria. Università degli Studi di Trento.



# CAPÍTULO VII:

## OPTIMIZACIÓN DE ESTRATEGIAS INTEGRADAS CON SISTEMAS RADIANTES POR TECHO

VII.1. Introducción .....	242
VII.2. Descripción del estudio.....	243
VII.2.1. Planteamiento general .....	243
VII.2.2. Edificio .....	243
VII.2.3. Climatología.....	245
VII.2.4. Instalaciones .....	248
VII.2.5. Modos de operación .....	254
VII.2.6. Confort .....	256
VII.3. Metodología .....	258
VII.3.1. Principales modelos utilizados.....	260
VII.4. Resultados y discusión.....	265
VII.4.1. Comparación entre distintos sistemas emisores radiantes.....	266
VII.4.2. Análisis de alternativas de generación de agua fría.....	271
VII.4.3. Análisis de modos y parámetros de control .....	275
VII.5. Conclusiones.....	278
VII.6. Referencias .....	281





## RELACIÓN DE FIGURAS

Figura VII.1.- Vista de las fachadas Sur y Norte del edificio planteado para el estudio de simulación.....	244
Figura VII.2.- Situación geográfica de las 22 localidades europeas evaluadas .....	246
Figura VII.3.- Separación de clases climáticas en función del valor de los parámetros de evaluación definidos: a) GHDESH vs. GHREF, y b) GHDESH vs. %horas nocturnas $T_{bh} < 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	247
Figura VII.4.- Esquema de principio general común a todos los casos de estudio .....	248
Figura VII.5.- Esquema del sistema de generación con enfriadora convencional condensada por aire (MF-AC)...	249
Figura VII.6.- Esquema del sistema de generación solamente con torre de enfriamiento .....	250
Figura VII.7.- Esquema del sistema de generación con torre de enfriamiento y enfriadora convencional condensada por agua (MF-WC) de apoyo.....	251
Figura VII.8.- Señal ON/OFF de las bombas en modo PWM con distintas configuraciones de operación.....	254
Figura VII.9.- Esquema de principio de la instalación con enfriadora AC y un sistema de control para la aplicación de la estrategia de operación 'feedback' .....	255
Figura VII.10.- Comportamiento de las funciones de coste del problema de optimización. Ejemplo. ....	259
Figura VII.11.- Comparación entre los valores simulados y medidos de las temperaturas (a y c) y de la potencia disipada (b y d), obtenidos en dos ensayos del proceso de calibración.....	262
Figura VII.12.- Esquema del proceso de transferencia en una torre de enfriamiento. Fuente: [Klein et al. 2010]263	
Figura VII.13.- Evolución de temperatura en las tres zonas térmicas analizadas durante una semana tipo.....	266
Figura VII.14.- Consumo de energía y disconfort asociado a la operación de TABS en modo continuo con distintas temperaturas de impulsión en las cuatro climatologías estudiadas .....	268
Figura VII.15.- Consumo de energía total y ratio de comparación asociado a la operación de TABS con enfriadoras MF-AC y MF-WC operando en modo continuo o con activación solo nocturna.....	272
Figura VII.16.- Ratio de consumos en % de los casos de estudio con modo PWM en operación nocturna respecto al modo de operación continuo .....	273

## RELACIÓN DE TABLAS

Tabla VII.1. Distintos aspectos contemplados en los análisis de simulación.....	243
Tabla VII.2. Características constructivas de los cerramientos del edificio utilizado para las simulaciones .....	244
Tabla VII.3. Agrupación de las localizaciones europeas evaluadas en distintas clases climáticas .....	247
Tabla VII.4. Capacidad y EER nominales de las enfriadoras seleccionadas en función del clima.....	250
Tabla VII.5. Valores de diseño de la torre de enfriamiento como equipo de generación único .....	251
Tabla VII.6. Valores de diseño de la torre de enfriamiento para el circuito de condensación de MF-WC.....	252
Tabla VII.7. Valores de diseño para el cálculo de consumos de bombas y ventiladores.....	253
Tabla VII.8. Resumen de la definición de los modelos e índices de confort utilizados.....	258
Tabla VII.9 Resultados del ajuste de calibración del modelo para sistemas de paneles radiantes .....	262
Tabla VII.10 Resultados óptimos para la comparación de los sistemas emisores empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico .....	267
Tabla VII.11 Resultados óptimos para la comparación de los sistemas emisores empleando el modelo de evaluación de confort térmico adaptativo EN15251.....	269
Tabla VII.12. Resultados óptimos para el análisis de alternativas de generación empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico.....	271

Tabla VII.12 (cont.) Resultados óptimos para el análisis de alternativas de generación empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico.....	272
Tabla VII.13 Resultados óptimos para el análisis de alternativas de generación empleando el modelo de evaluación de confort térmico adaptativo EN15251 .....	274
Tabla VII.14 Resultados óptimos para el análisis de modos y parámetros de control empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico.....	275
Tabla VII.14 (cont.) Resultados óptimos para el análisis de modos y parámetros de control empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico.....	276
Tabla VII.15 Resultados óptimos para el análisis de modos y parámetros de control empleando el modelo de evaluación de confort térmico adaptativo EN15251 .....	277

# CHAPTER VII: OPTIMIZATION OF INTEGRATED STRATEGIES BASED ON RADIANT CEILING SYSTEMS

## ABSTRACT

Nowadays, the main challenges to be faced by the development of radiant conditioning systems focus on the possibility of extend their application to climatic regions with important cooling needs, the derivation and optimization of adequate control strategies, as well as the integration with sustainable generation alternatives providing low energy consumption.

These tasks can be addressed through energy simulation, which constitutes a fundamental research tool able to provide trustworthy comparisons and estimations on the behavior of conditioning solutions whose full-scale demonstration can be difficult in the early stages of development.

So, this chapter deals with the aforementioned aspects by setting out and developing a comprehensive simulation study that analyzes energy and thermal comfort performance of different radiant systems in four different European climatic areas. This study mainly focuses on Thermally Activated Building Systems (TABS).

Evidence on the promising qualities of these technologies in most climates in Southern Europe is provided by the obtained results. However, important limitations are identified associated to the humidity control in the hottest and most humid areas. Moreover, this chapter reveals the potential of integrating hydraulic free-cooling provided by a cooling tower, as well as the interest of simple regulation strategies such as feedback control of the system's surface temperature or the alternation of night-active and day-passive periods in TABS operation.

Finally, it can be remarked that the application of an adaptive thermal comfort model opens many more possibilities for TABS than those associated when Fanger's comfort criteria are assumed. Based on this, different future lines of research are proposed in order to keep growing on the development of this kind of conditioning solutions.

## VII.1. INTRODUCCIÓN

Este último capítulo presenta los resultados de una tarea en la que convergen los distintos estudios que previamente se han llevado a cabo en este trabajo de tesis. El objetivo de estos hasta este punto, se ha centrado en establecer una base de conocimiento sólida sobre los sistemas de disipación radiante (en especial TABS), ayudando a comprender mejor algunos aspectos específicos de diseño, aplicación y simulación de los mismos.

No obstante, en tanto que, con ello y de forma general, estos fundamentos se pueden dar por comprendidos suficientemente, el reto actual reside en el planteamiento y optimización de estrategias de operación, así como de la integración con diferentes alternativas de generación, de cara a aprovechar el potencial apuntado en beneficio de la sostenibilidad del abastecimiento energético de los edificios.

Como ya se ha comentado, hasta la fecha existen diversas experiencias con este tipo de sistemas, especialmente en el centro y norte de Europa (ver capítulo II), sin embargo, las opciones que quedan por estudiar y mejorar son muy amplias. La solución de aplicación de los sistemas radiantes no tiene por qué ser única, sino que, a priori, son de esperar diferencias clave en función de la climatología, el perfil de uso del edificio, la componente económica, la repartición de prioridad entre confort y consumo energético, etc. Por esta razón, a continuación se pretende ahondar en el análisis de algunas de esas alternativas que hasta el momento apenas han sido tratadas en la literatura.

Por una parte, resulta de especial interés evaluar las posibilidades que ofrece el acondicionamiento radiante en climas más templados o cálidos que aquellos en los que estos sistemas se encuentran más extendidos. Dentro del contexto particular de este trabajo se hará hincapié en áreas geográficas del sur de Europa. Además, se ha buscado estudiar distintas opciones para el aprovechamiento del potencial del aire ambiente de cara a enfriar agua a través de los procesos evaporativos en una torre de enfriamiento.

Si bien, como parece obvio y de acuerdo con lo apuntado en el capítulo VI, el análisis empírico de todas estas alternativas a una escala real es prácticamente inviable. Por ello, como fase previa de posibles trabajos de campo futuros se recurrirá al desarrollo de un amplio estudio de simulación.

Los resultados derivados de modelos matemáticos teóricos y semi-empíricos convenientemente validados ofrecen la posibilidad, como ya se ha demostrado, de reproducir con un alto grado de aproximación el comportamiento real de los diversos sistemas. La precisión de estos cálculos dependerá en gran medida de la calidad de la definición de las condiciones de operación a través de los parámetros de entrada. Sin embargo, incluso con un bajo nivel de detalle en el aporte de estos datos, las conclusiones extraíbles de la comparación de los distintos casos de estudio bajo unas mismas condiciones de simulación serán de gran utilidad para la tarea aquí planteada.

Así, en base a todas estas consideraciones, los objetivos específicos abordados en este capítulo se pueden resumir en el análisis diferencial del desempeño de distintas soluciones de acondicionamiento, en base a aspectos energéticos y de confort térmico. Entre las soluciones planteadas se integrarán:

- Sistemas radiantes como emisores finales, ya sean paneles radiantes de baja inercia o TABS.
- Distintas combinaciones de sistemas de generación en régimen de frío, utilizando enfriadoras convencionales y/o torre de enfriamiento.
- Distintos modos de operación o control de la instalación, tendiendo siempre a la propuesta de estrategias lo más sencillas posible.

## VII.2. DESCRIPCIÓN DEL ESTUDIO

### VII.2.1. Planteamiento general

Los análisis de simulación de las distintas soluciones de acondicionamiento planteadas se abordarán a través de un estudio de características generales comunes. Si bien, los distintos aspectos considerados en el mismo no serán tratados de forma conjunta en todos los casos, sino que la obtención de resultados se presentará en sub-estudios parciales de la forma más adecuada posible.

Dentro de las consideraciones comunes a todo el estudio cabe reseñar que se analizará el comportamiento de cada solución sobre un mismo edificio con unos criterios de diseño razonables enfocados a la reducción de la demanda energética, y un perfil de uso de oficinas típico con un nivel medio de cargas internas. En este sentido, dado el predominio de las necesidades de refrigeración a lo largo de todo el año en este tipo de edificios, en todo caso se observará la operación de los sistemas en régimen de frío, centrandó la atención mayoritariamente en los periodos más desfavorables de la época estival.

Por otra parte, los objetivos específicos del capítulo descritos en la introducción, se concretan en este estudio de simulación a través de la consideración de todos los aspectos recogidos en la Tabla VII.1. En efecto, se incluyen distintas tipologías de sistemas radiantes, alternativas de generación, esquemas de operación, áreas climatológicas, así como diferentes modelos para la evaluación de la calidad del ambiente térmico global proporcionado en cada caso.

**Tabla VII.1. Distintos aspectos contemplados en los análisis de simulación**

Área climática	Modelo de confort térmico	Sistema emisor	Esquema de generación	Estrategia de operación de bombas (***)
Zúrich	Fanger - clo estático		Sólo torre	Continua
Bilbao	Fanger - clo dinámico	CRCP (*)	Sólo MF-AC (**)	PWM - 24h/0.5
Valencia	Adaptativo EN15252	TABS	Torre + MF-WC (**)	PWM - 12h/0.33
Madrid				PWM - 6h/0.33 Feedback

(\*) CRCP: *Cooled Radiant Ceiling Panels* (Sistema de techo frío por paneles radiantes)

(\*\*) MF-AC: Máquina frigorífica condensada por aire; MF-WC: Máquina frigorífica condensada por agua.

(\*\*\*) El significado de la nomenclatura utilizada aquí para designar cada estrategia de operación de bombas se explicará con detalle en la sección VII.2.5

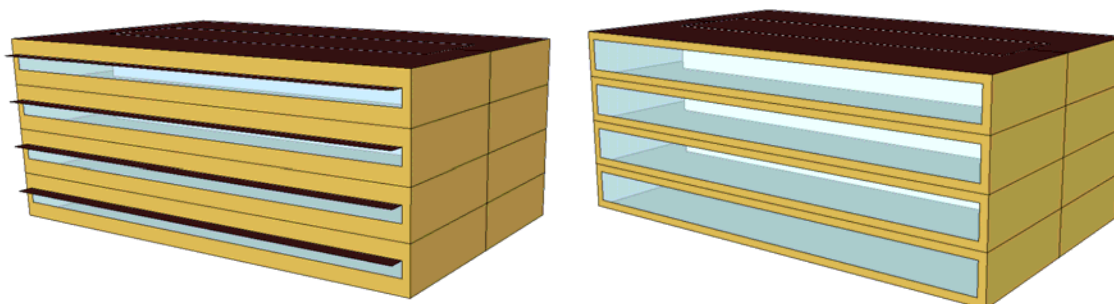
En los siguientes apartados se justifica la elección de las distintas opciones contempladas dentro de cada uno de los aspectos mencionados anteriormente, y se describen en detalle las particularidades de mayor relevancia.

### VII.2.2. Edificio

#### **Características geométricas y constructivas**

La Figura VII.1 muestra una vista esquemática del edificio de planta rectangular empleado en el estudio de simulación, El mismo está dispuesto longitudinalmente en un eje Este-Oeste, presentando sus fachadas principales orientadas al Norte y al Sur, de forma que se facilite el control de las cargas solares a través de su diseño pasivo. Cada planta, de 3 m de altura y definida de forma idéntica al resto por simplicidad, cuenta con 540 m<sup>2</sup> de superficie, dividida en tres zonas térmicas diferenciadas. Cabe señalar que el estudio planteado se basará en la simulación de una sola planta.

Las zonas Sur y Norte son de dimensiones idénticas (195 m<sup>2</sup>), con una fachada acristalada principal de 30 m lineales, que da al exterior en cada una de las orientaciones mencionadas. La fachada Norte posee un porcentaje de acristalamiento del 66%, mientras que la fachada Sur cuenta con un 33% y un voladizo horizontal como dispositivo fijo de sombra de 1 m de proyección. Este diseño reduce sensiblemente las cargas solares en verano en la zona Sur y las admite durante el periodo más frío en invierno. Finalmente, la planta se completa con una zona completamente interior (sin fachadas que den directamente al ambiente exterior) de 150 m<sup>2</sup>.



**Figura VII.1.- Vista de las fachadas Sur y Norte del edificio planteado para el estudio de simulación**

A continuación la Tabla VII.2 presenta las propiedades constructivas más relevantes de los cerramientos utilizados en el edificio propuesto.

**Tabla VII.2. Características constructivas de los cerramientos del edificio utilizado para las simulaciones**

Elemento	Material	k (W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )	ρ (kg·m <sup>-3</sup> )	c <sub>p</sub> (J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	Espesor (m)	Coef. global, U (W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )
Forjado entre plantas	1. Recub. de madera	0.18	700	1600	0.01	2.56
	2. Mortero	1.4	2000	1100	0.03	
	3. Hormigón armado (*)	2.1	2400	1050	0.30	
Muro exterior	1. Enlucido de yeso	0.3	900	1000	0.015	0.52
	2. Termoarcilla	0.29	920	1400	0.19	
	3. Aislante	0.04	25	1500	0.04	
	4. Cemento	0.3	900	1100	0.015	
Muro interior	1. Enlucido de yeso	0.3	900	1000	0.015	2.31
	2. Ladrillo hueco	0.49	1200	900	0.08	
	3. Enlucido de yeso	0.3	900	1000	0.015	

(\*) La capa de hormigón armado en los forjados entre plantas lleva embebido el circuito hidráulico de activación térmica en los casos de análisis del sistema TABS.

Además, el acristalamiento de ambas fachadas está constituido por un vidrio doble 4/16/4 con cámara de Argón cuyo coeficiente de transmisión térmica es de  $U = 1.4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y que posee un coeficiente de sombra (*g-value*) de 0.62.

En resumen, a la vista de la descripción anterior, cabe incidir en que, desde el punto de vista constructivo, se ha planteado un edificio bien aislado y con un diseño razonado de la superficie acristalada y los elementos de sombra, con el fin primordial de reducir la demanda energética asociada a la interacción con el entorno exterior.

### **Características operacionales**

Las variables de uso y operación definidas para el edificio propuesto corresponden con un perfil típico de un edificio de oficinas con un nivel intermedio de cargas internas. Así, en primer lugar, en las

tres zonas térmicas descritas se ha definido un horario de uso simplificado con un 100% de las cargas asociadas a la actividad del edificio en periodo de 8h – 20h durante los días laborables y un 0% el resto del tiempo (noches y fines de semana). Dentro de esas cargas directamente relacionadas con el uso del edificio se debe mencionar la ocupación, la iluminación y otro equipamiento, y la ventilación.

Para la ocupación se ha tomado un valor típico aproximado de 1 persona cada 10 m<sup>2</sup>, esto es, 20 ocupantes en cada una de las zonas Sur y Norte y 15 en la zona interior. A partir de ello, se asignó una carga de equipamiento de 140 W por cada puesto de trabajo, asociada a ordenadores, impresoras, etc. Del mismo modo, se definieron las necesidades mínimas de aire exterior (que en última instancia determinan las cargas ventilación) en base a un valor de 12.5 l/s (45 m<sup>3</sup>/h) por persona, justificado en distintos estándares de calidad del aire interior como el fijado en España por el RITE [España 2007]. En este caso particular este caudal corresponde aproximadamente con 1.5 renovaciones/hora. Si bien, nótese que en varios casos que serán comentados más adelante, el caudal de aire exterior introducido al edificio será superior a este requisito mínimo, con el fin de controlar la humedad interior sin emplear medios de deshumidificación auxiliares.

Por su parte, se consideró una carga de iluminación de 10 W/m<sup>2</sup> accionada durante el horario de ocupación según un control automático referido a la radiación total sobre la horizontal. Con ello se pretende incluir un modelado más realista que apague la iluminación siempre que exista un nivel de luz natural suficiente.

Por último, existen consideraciones adicionales relativas al control y estrategias de operación de las instalaciones de acondicionamiento. Sin embargo, este punto se tratará con detalle más adelante al explicar las particularidades y funcionamiento de cada uno de los sistemas.

### VII.2.3. Climatología

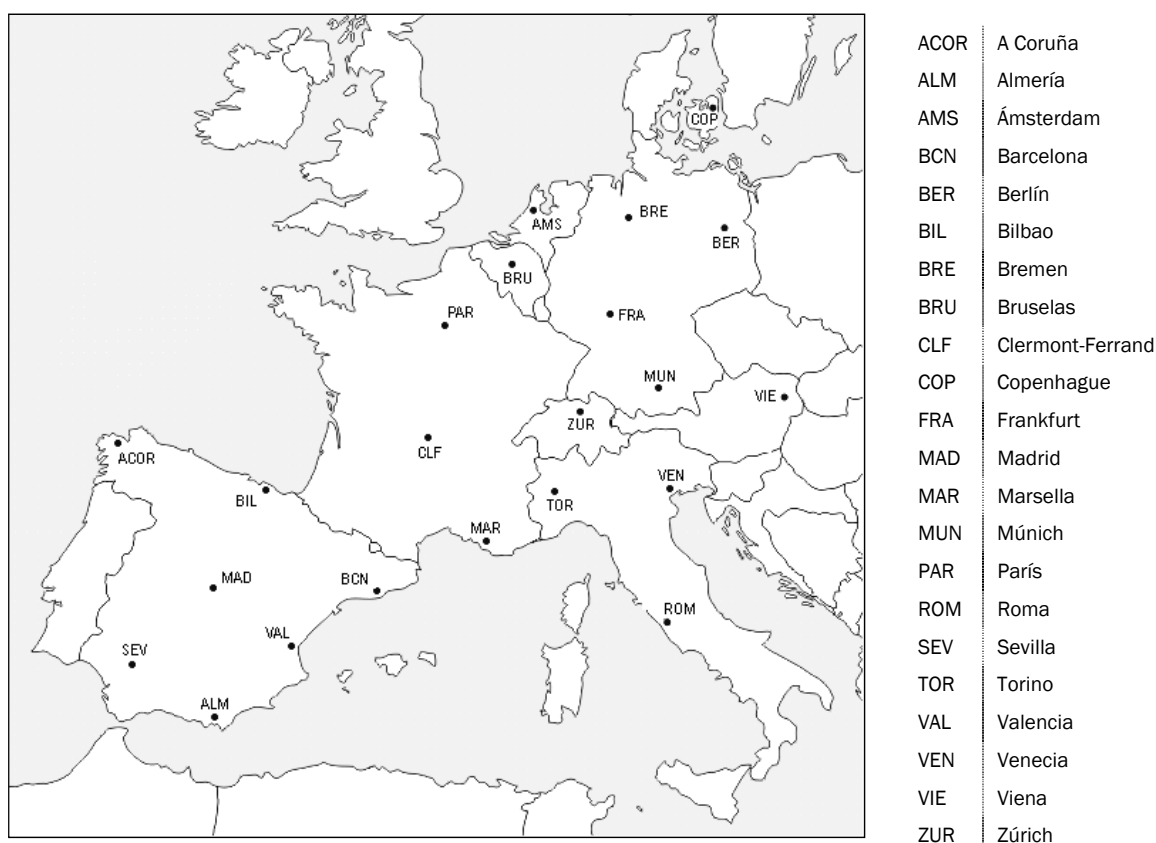
Uno de los objetivos del capítulo de mayor interés se centra en estudiar las diferencias de comportamiento y potencial de los sistemas estudiados en función de la climatología. Para ello, es necesario seleccionar una variedad de climas suficientemente relevante para el alcance del presente estudio, así como justificar convenientemente las razones de esta elección.

La clasificación más extendida en el ámbito de las ciencias climatológicas desde comienzos del siglo XX es la denominada como ‘clasificación Köppen-Geiger’, derivada de los estudios de Wladimir Köppen en el año 1900 y revisada a mediados de siglo por Rudolf Geiger. Recientemente diversos investigadores han dedicado esfuerzos a actualizar la información de esta y desarrollar mapas de todas la áreas geográficas de la Tierra en base a sus criterios [Kottek et al. 2006], [Peel et al. 2007]. La clasificación Köppen-Geiger define distintas áreas climáticas en base a cinco grandes grupos de tipos de vegetación alrededor del mundo, los datos de precipitaciones y la temperatura seca del aire, si bien es posible clasificar un determinado clima a partir del valor de diferentes estadísticos de estas dos últimas variables (precipitación y temperatura).

Sin embargo, de acuerdo con [Behrendt y Christensen 2013], este tipo de clasificación no es adecuada para el análisis del comportamiento de sistemas TABS. Por un lado, existen diferencias importantes en las variables que afectan al comportamiento del sistema dentro de una misma zona climática. Por otro, el valor de las precipitaciones no es determinante, a la vez que no se incluye información acerca de la humedad (parámetro de gran relevancia a la hora de contemplar consideraciones relacionadas con el riesgo de condensaciones en sistemas radiantes). Por esta razón, [Behrendt y Christensen 2013] propusieron un nuevo sistema de clasificación especialmente desarrollado para el análisis de TABS. Este se basa en cuatro grupos definidos conforme a los valores de los grados día de calefacción y refrigeración para la localización en cuestión, así como en tres grupos paralelos que tienen en cuenta las necesidades de deshumidificación. No obstante, el criterio para definir estas necesidades no es expuesto de forma clara, y en su argumentación se pone de

manifiesto una fuerte dependencia de cualquier criterio de esta clase en función de las características particulares del edificio.

Por lo tanto, no es sencillo establecer una clasificación universal que sea de especial utilidad para el análisis de sistemas radiantes, de modo que tampoco se ha planteado como objetivo en este apartado. Sin embargo, es obvio que algunos de los parámetros mencionados en las clasificaciones anteriores sí suponen una importante influencia sobre el comportamiento de estos sistemas. De acuerdo con ello, se decidió evaluar de forma sencilla algunas magnitudes de interés en una amplia variedad de localizaciones repartidas por todo el continente europeo. Con ello, se pretende identificar un número razonable de ubicaciones representativas de áreas climáticas suficientemente diferentes que contribuyan al análisis de los distintos casos de estudio en el trabajo de simulación desarrollado. La Figura VII.2 presenta 22 localidades europeas evaluadas en base a tales consideraciones.



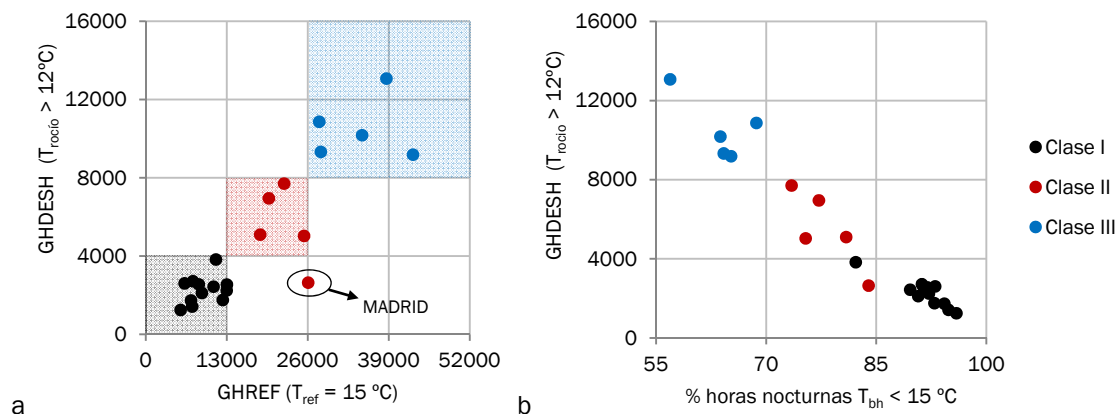
**Figura VII.2.- Situación geográfica de las 22 localidades europeas evaluadas**

Dado que el interés del estudio reside en comprobar el potencial y capacidades de las soluciones de acondicionamiento radiante en modo frío, integradas con esquemas de generación sostenibles basados esencialmente en el uso de una torre de refrigeración, se ha creído conveniente plantear los índices definidos a continuación. Para ello, se tomaron los datos climáticos horarios del año tipo provisto por Meteonorm en el software de simulación TRNSYS [Klein et al. 2010].

- Grados-hora de refrigeración (GHREF) acumulados a lo largo de todo el año en situaciones con temperatura del aire ambiente superiores a una temperatura de referencia igual a 15 °C: Este índice es representativo de la severidad climática en modo frío.
- Grados-hora de deshumidificación (GHDESH) acumulados a lo largo de todo el año en situaciones con temperaturas de rocío superiores a 12 °C: Este valor da una idea del nivel de humedad ambiental, directamente relacionado con las necesidades de deshumidificación apuntadas por [Behrendt y Christensen 2013] y el riesgo de condensaciones en el uso de sistemas radiantes.



- Porcentaje de horas del periodo nocturno (20 h – 09 h) a lo largo de todo el año en que la temperatura de bulbo húmedo es inferior a una referencia de 15 °C: En tanto que la temperatura de bulbo húmedo del ambiente constituye el límite teórico de enfriamiento en una torre, este parámetro es representativo del potencial de aprovechamiento del sistema de generación con torre para producir los niveles térmicos requeridos del agua fría impulsada a los sistemas de emisión radiante.



**Figura VII.3.- Separación de clases climáticas en función del valor de los parámetros de evaluación definidos: a) GHDESH vs. GHREF, y b) GHDESH vs. %horas nocturnas  $T_{bh} < 15\text{ °C}$**

A la vista de la Figura VII.3a, las 22 localizaciones seleccionadas a lo largo de todo el continente europeo se podrían agrupar razonablemente en tres clases climáticas: Clase I, correspondiente con climas de baja exigencia en términos de demanda de refrigeración y necesidades de deshumidificación; Clase II, correspondiente con climas de exigencia media; y Clase III, correspondiente con climas con elevados requerimientos de refrigeración y deshumidificación.

Entre todas ellas, cabe mencionar el caso particular de Madrid, que con un clima relativamente cálido (Clase II en términos de GHREF), presenta sin embargo, una exigencia de deshumidificación notablemente más baja que el resto de casos de Clase II. Este caso es común en áreas geográficas del interior de la península ibérica en la que se dan condiciones climáticas de veranos calurosos y secos, tal como también refleja la clasificación de [Behrendt y Christensen 2013].

Por otra parte, la Figura VII.3b demuestra que la agrupación en base a las mencionadas clases I, II y III se adecúa también de forma satisfactoria a las diferencias existentes entre los distintos casos en términos del potencial de aprovechamiento nocturno de un sistema de generación con torre para la producción de agua fría. De forma orientativa y como concepto teórico en base a la referencia de  $T_{bh} = 15\text{ °C}$ , la inmensa mayoría de los climas de la Clase I proporcionarán la opción de emplear dicho sistema en más del 85% de las horas del periodo nocturno, para Clase II este porcentaje se reduce al rango entre el 70% y el 85%, siendo inferior al 70% para climas de Clase III.

**Tabla VII.3. Agrupación de las localizaciones europeas evaluadas en distintas clases climáticas**

Clase climática	Localizaciones
I	A Coruña, París, Bruselas, Frankfurt, Zúrich, Berlín, Viena, etc (*).
II	Bilbao, Marsella, Torino, Venecia, Madrid (**)
III	Valencia, Barcelona, Roma, Sevilla, Almería

(\*) El resto de localizaciones no nombradas en esta tabla se incluyen en la Clase I

(\*\*) El clima de Madrid presenta ciertas particularidades ya mencionadas anteriormente

Atendiendo a la anterior definición de clases, la Tabla VII.3 recoge la agrupación de las 22 localizaciones consideradas. Como consecuencia de ello, en las posteriores simulaciones se decidió

evaluar cada caso de estudio en una ciudad centroeuropea (Zúrich) representativa de la clase más numerosa (Clase I), así como en dos ciudades españolas correspondientes a las clases II (Bilbao) y III (Valencia). Igualmente, se utilizará una cuarta ubicación (Madrid) en base a las particularidades ya apuntadas que la hacen diferir ligeramente de los grupos definidos aquí.

Finalmente, cabe destacar que este análisis orientativo es coherente con las diferencias climáticas esperables a priori entre las áreas geográficas del centro y norte de Europa y aquellas de los países mediterráneos. Por ello, la elección justificada de las cuatro ciudades de estudio hace posible abordar uno de los objetivos planteados inicialmente, relacionado de forma directa con este aspecto.

## VII.2.4. Instalaciones

Las distintas instalaciones que constituyen los casos de estudio analizados son el resultado de la combinación de las distintas opciones para la generación de agua fría y la disposición de elementos finales de acondicionamiento, que fueron señalados en la Tabla VII.1. Teniendo en cuenta que la planta del edificio a simular se encuentra dividida en tres zonas térmicas la Figura VII.4 muestra un esquema de principio general común a todos los casos.

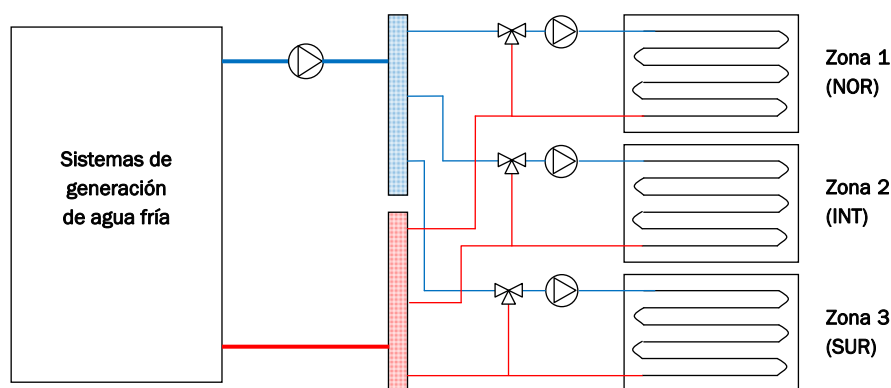


Figura VII.4.- Esquema de principio general común a todos los casos de estudio

Tal como se puede observar, la instalación consta de un circuito primario que une toda la parte de la generación de agua fría con un colector del que parten los tres circuitos secundarios que abastecen las distintas zonas térmicas. Cada zona cuenta con su bomba de secundario y su válvula mezcladora de tres vías que permite regular la temperatura de impulsión a partir de la temperatura de generación y el retorno individual de la propia zona.

### **Sistemas terminales de acondicionamiento**

Los estudios de simulación llevados a cabo se centran especialmente en los sistemas TABS por ser la tecnología radiante más prometedora y de menor implantación en la actualidad. Sin embargo, se analizarán también ciertos casos de estudio con paneles radiantes de techo para observar las diferencias a priori asociadas fundamentalmente a las distintas características inerciales y la transferencia de calor desde el fluido hasta la superficie emisora. A continuación se describen las hipótesis y características más relevantes de ambos emisores finales.

#### *Thermally Activated Building Systems (TABS)*

Para los circuitos hidráulicos del sistema TABS se ha escogido un diseño razonable de acuerdo con las conclusiones obtenidas en el capítulo IV. Así, en todos los casos se disponen conductos de polietileno DN20 (diámetro exterior = 20 mm, espesor = 2 mm) con un paso de tubo de 0.15 m. Por su parte, de acuerdo con las características constructivas del edificio base, el espesor de la losa es de

30 cm. Además, en una hipótesis que refleje la realidad con la mayor fidelidad posible, se ha considerado una superficie de activación efectiva ligeramente menor que la superficie total en planta de cada zona. En concreto, se ha definido un ratio  $A_{efectiva}/A_{total}$  de valor 0.8.

Por último, el sistema TABS será alimentado de acuerdo con las estrategias de control específicas en cada caso, si bien, siempre que la válvula de zona permita el paso de agua al sistema, el caudal específico será de 10 kg/(h·m<sup>2</sup>). Este valor ha sido tomado de la experiencia a partir de los trabajos llevados a cabo en el edificio ZUB de Kassel, Alemania (ver el capítulo VI). Se trata de un valor que a priori permite guardar un equilibrio razonable entre el consumo de bombeo y la homogeneidad de temperatura a lo largo del circuito hidráulico. No obstante, su optimización podría ser objeto de estudios más detallados que no son abordados aquí.

#### *Paneles radiantes de techo (CRCP)*

Los casos de estudio planteados con paneles radiantes como emisores finales utilizan elementos como los analizados experimentalmente en el laboratorio de Calor y Frío Industrial de la Universidad de Valladolid (ver capítulo III). Se trata de paneles con la superficie emisora de aluminio y unas mallas hidráulicas acopladas de tubo rígido de polietileno PE-RT 90. El diámetro interior del tubo es de 8 mm estando dispuesto en una configuración con un paso de 7 cm. En el apartado VII.3.2., al describir los modelos matemáticos empleados para simular los elementos más importantes de la instalación se detallarán los resultados de calibración obtenidos que aportan como parámetros característicos de los paneles utilizados, su potencia nominal y el coeficiente de transmisión global correspondiente.

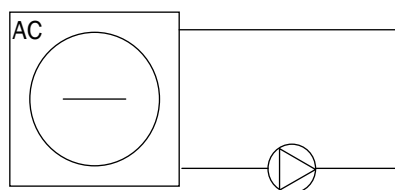
Nuevamente, el caudal empleado se ha tomado de la experiencia obtenida a través de los ensayos experimentales realizados en el laboratorio. En ellos se emplearon caudales de 3 y 5 kg/min para un área de emisión de 4.8 m<sup>2</sup>, lo cual hace razonable utilizar un valor del caudal específico en las simulaciones de al menos 37.5 kg/(h·m<sup>2</sup>).

#### **Generación de agua fría**

A lo largo del estudio de simulación se plantea la evaluación de tres alternativas de generación diferentes según lo ya apuntado en el apartado VII.2.1.

##### *Enfriadora convencional condensada por aire*

Se trata del esquema más simple (Figura VII.5), correspondiente con una solución de generación convencional.



**Figura VII.5.- Esquema del sistema de generación con enfriadora convencional condensada por aire (MF-AC)**

Se asume que el equipo es capaz de proporcionar la temperatura de consigna exacta en todos los casos en que la demanda de refrigeración no exceda su capacidad, determinada en base a las condiciones del aire exterior y la propia consigna de impulsión. Adicionalmente, ha de mencionarse que el cálculo del COP de la enfriadora incluye el consumo del módulo hidráulico necesario para vencer la pérdida de carga del equipo.

La simulación de esta alternativa se fundamenta en la definición de las curvas de capacidad y rendimiento de la máquina, tomadas de un equipo comercial, y presentadas en el Anexo E. Estas curvas relacionan la capacidad y el EER (*Energy Efficiency Ratio*) de la máquina a carga total en

distintas condiciones de operación (de temperatura ambiente y temperatura del agua de impulsión), con sus valores nominales (en condiciones de operación estándar definidas por la asociación europea de fabricantes Eurovent (2015)). Además, se recoge el comportamiento a carga parcial en base a una curva que relaciona la fracción de potencia consumida respecto a condiciones de carga total (*Fraction of Full Load Power, FFLP*) frente al grado de carga (*Part Load Ratio, PLR*). El tratamiento de estas magnitudes se muestra con mayor detalle posteriormente en la sección VII.3.

El dimensionado de la enfriadora en cada caso se realizará a partir de algunas simulaciones previas, dado que el modo de operación escogido influye directamente en las puntas de carga de la instalación. No sería adecuado hacer un único dimensionado del equipo para todos los casos de estudio por igual a partir de un cálculo de cargas convencional, ya que el tamaño de la máquina resultante podría diferir del requerido en realidad, afectando a la representatividad del cálculo de consumos. En este sentido, cabe señalar que la enfriadora escogida en cada caso pertenece a la misma gama de máquinas, pudiendo asumir que las curvas de capacidad y EER se mantienen invariables. Las diferencias de una a otra serán establecidas por los valores nominales de estos parámetros. Además, se asumirá que la enfriadora cubre la demanda de 3 plantas del edificio idénticas a la simulada, por lo que los valores de potencia y caudales, en adelante (Tablas VII.4, VII.5 y VII.6), están referidos a un área climatizada de  $540 \cdot 3 = 1620 \text{ m}^2$ .

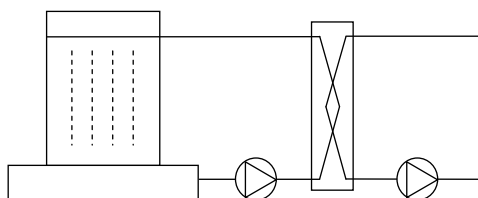
A partir de las observaciones preliminares mencionadas se consideró adecuado seleccionar las siguientes máquinas (Tabla VII.4) en función de la climatología. Esta elección es razonable para la mayoría de modos de operación estudiados. En el análisis de resultados se harán los comentarios oportunos para aquellos casos en los que las diferencias fuesen muy importantes y el diseño requiriese claramente la selección de una máquina inferior o superior.

**Tabla VII.4. Capacidad y EER nominales de las enfriadoras seleccionadas en función del clima**

Climatología	Enfriadora condensada por aire MF-AC		Enfriadora condensada por agua MF-WC	
	Capacidad (kW)	EER	Capacidad (kW)	EER
Bilbao / Zúrich	46.5	3.48	47.4	5.23
Valencia / Madrid	54.4	3.39	53.7	5.12

### Torre de refrigeración

Este segundo esquema de generación se basa en la sustitución completa de la enfriadora convencional por una torre de enfriamiento. El proceso de enfriamiento del agua que tiene lugar en ella es ampliamente conocido. No obstante, se ha presentado con detalle en la sección II.3.2. Asimismo, como se aprecia en la Figura VII.6 y es habitual en las instalaciones HVAC con torre de enfriamiento, el agua que circula por la torre se encuentra separada físicamente del agua de la propia instalación que es enviada a los circuitos del sistema radiante a través de un intercambiador de calor.



**Figura VII.6.- Esquema del sistema de generación solamente con torre de enfriamiento**

La operación de un determinado diseño de torre queda determinada por el NTU disponible. En este caso, se ha considerado la correlación obtenida por Costelloe y Finn (2009) para una torre de bajo acercamiento especialmente diseñada para disipación de calor a temperaturas moderadas en aplicaciones de enfriamiento radiante. Dicha correlación, presentada ya anteriormente, se repite aquí

por sencillez en la exposición (Eq.VII.1). Recuérdese que el ratio L/G representa la relación de caudales máscos de agua (L) y aire (G) que se ponen en contacto en la torre.

$$NTU_{disp} = \frac{h_m a V}{m_w} = C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^n = 1.3 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0.77} \quad Eq. VII. 1$$

La selección del resto de variables de operación en cada caso se ha llevado a cabo según las directrices de diseño apuntadas una vez más en la sección II.3.2. Adicionalmente se han tenido en cuenta las siguientes hipótesis para establecer las condiciones de diseño:

- La carga térmica de diseño, según lo ya comentado para la enfriadora, se ha obtenido a partir de algunas simulaciones previas. En ellas se ha tomado la máxima potencia demandada por la instalación en la mayoría de casos de estudio planteados para mantener una temperatura del aire interior que no supere los 25 °C
- La temperatura de bulbo húmedo de diseño se ha tomado según el percentil 5 %.
- Se ha asumido un acercamiento de 2 °C en la torre y el caudal de agua de diseño se ha tomado igual al caudal máximo del circuito primario en base a la impulsión de agua constante a cada zona (10 kg/(h·m<sup>2</sup>))

Los resultados obtenidos se muestran a continuación en la Tabla VII.5.

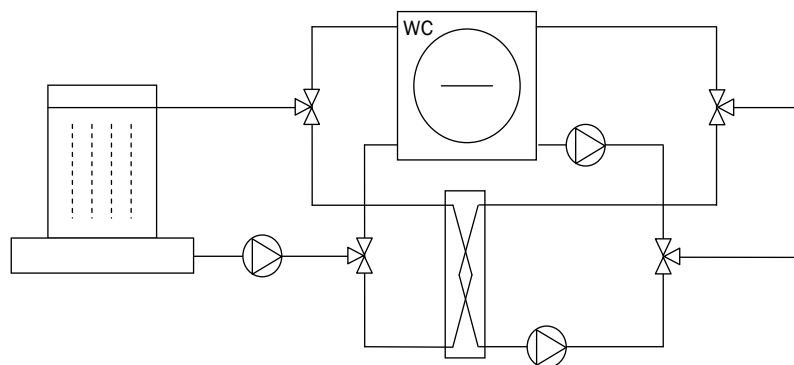
**Tabla VII.5. Valores de diseño de la torre de enfriamiento como equipo de generación único**

Localización	Zúrich	Bilbao	Valencia	Madrid
Carga térmica (kJ/h)	169200	169200	194400	194400
Caudal de agua (kg/h)	12960			
T <sub>bh</sub> de diseño (°C)	17.3	19.5	22.5	19.5
L/G	0.67	0.75	0.8	0.68
Caudal de aire (m <sup>3</sup> /h)	16100	14400	13500	15900

Por su parte, se ha dispuesto un intercambiador de eficiencia igual a 0.7 con la posibilidad de incluir un by-pass en el lado de la torre. De esta forma, si dadas las condiciones ambientales en un instante dado, la torre es capaz de producir agua sobradamente fría en comparación con la consigna de impulsión a los sistemas radiantes, es posible regular automáticamente el caudal circulante por el intercambiador para mantener la temperatura de consigna.

#### Torre de refrigeración y enfriadora de apoyo condensada por agua

La tercera de las alternativas de generación se muestra en la Figura VII.7.



**Figura VII.7.- Esquema del sistema de generación con torre de enfriamiento y enfriadora convencional condensada por agua (MF-WC) de apoyo**

Dependiendo de la climatología y las consignas requeridas de temperatura del agua de impulsión bajo ciertas condiciones de operación, la torre de enfriamiento es previsible que no sea capaz de cubrir todas necesidades de refrigeración. Por ello, se plantea un sistema con una enfriadora de apoyo que intervendrá en esos casos. Además, puesto que la instalación ya dispone de la torre, se propone una enfriadora de mayor eficiencia condensada por agua tomada de la propia torre.

Nuevamente la operación de la enfriadora se define en base a las correspondientes curvas de capacidad y EER obtenidas de una gama de máquinas comerciales convenientemente seleccionada. Por su parte, los comentarios realizados para la torre de la segunda opción de generación son aplicables íntegramente en este tercer caso. Si bien, en aquellos momentos en los que entre en funcionamiento la enfriadora, las condiciones de diseño en la torre como proveedor de agua de condensación son sensiblemente distintas. Las hipótesis consideradas para establecer tales condiciones de diseño, así como los nuevos valores derivados de ello se incluyen a continuación.

- El valor de diseño del calor cedido en el condensador se ha obtenido a partir de la capacidad y el EER nominales de la enfriadora correspondiente.
- El caudal de agua de condensación se ha escogido en base a un salto térmico de 5 °C.
- Nuevamente, la temperatura de bulbo húmedo de diseño se corresponde con el percentil 5 % de los 8760 valores horarios a lo largo de todo el año.
- En este caso, dado que no es crucial ser capaces de enfriar el agua en la torre lo máximo posible para aprovechar el potencial del sistema, el acercamiento no es un parámetro tan determinante. Por ello, se ha permitido un acercamiento de diseño de 4 °C.

**Tabla VII.6. Valores de diseño de la torre de enfriamiento para el circuito de condensación de MF-WC**

Localización	Zúrich	Bilbao	Valencia	Madrid
Carga en condensador (kJ/h)	201500	201500	232400	232400
Caudal de agua (kg/h)	9620	9620	11100	11100
Acercamiento (°C)	4			
T <sub>bh</sub> de diseño (°C)	17.3	19.5	22.5	19.5
L/G	0.85	0.95	1.1	0.94
Caudal de aire (m <sup>3</sup> /h)	9430	8440	8410	9840

### **Instalación de ventilación**

De forma separada a la instalación de acondicionamiento mediante sistemas radiantes es obvio que se debe plantear una instalación de ventilación dedicada, al menos, a aportar el caudal de aire exterior necesario de acuerdo con los requerimientos de calidad del aire interior. Además, los emisores radiantes solo harán frente a las cargas sensibles, por lo que es necesario combatir la carga latente y controlar de algún modo el contenido de humedad dentro del edificio.

En algunos casos, el propio caudal de aire exterior establecido en base a los requisitos de salubridad será suficiente. Sin embargo, en climatologías más húmedas o cuando la carga latente sea aún más importante, es necesario incrementar el caudal de ventilación (con el probable incremento de la carga sensible de refrigeración asociada) o bien, deshumidificar. En este sentido, la vía más frecuente para la deshumidificación se basa en enfriar el aire por debajo de su punto de rocío. Para ello se requiere que las máquinas de refrigeración trabajen con una temperatura de evaporación más baja que la requerida en la instalación radiante, perdiendo los beneficios asociados a los moderados niveles térmicos de impulsión de esta.

En base a todo ello, se ha decidido plantear los distintos casos de estudio con un sistema de ventilación dedicado únicamente a proporcionar el aire exterior necesario para garantizar los niveles de IAQ, disponiendo un recuperador sensible de alta eficiencia ( $\epsilon = 0.9$ ) que reduzca la carga sensible asociada. Con ello, no se soluciona el problema del control de la humedad. Sin embargo, dado el

objetivo de todo el trabajo, enfocado a analizar el potencial y beneficios del acondicionamiento radiante, carece de sentido anular gran parte de los incrementos de eficiencia obtenibles, por el hecho de requerir una producción de agua más fría para la deshumidificación. En los casos en que la deshumidificación fuese completamente inevitable, este hecho aportaría un argumento serio para no recomendar la utilización de sistemas de enfriamiento radiante o al menos para obligar a realizar un balance detallado de los pros y contras de plantear una instalación combinada con deshumidificación. Esta reflexión deja el camino abierto a futuros análisis más específicos que busquen la mejor forma de dar solución al problema expuesto, haciendo especial hincapié en el aspecto económico de las alternativas consideradas.

En este estudio de simulación, como solución parcial tanto para el funcionamiento de la instalación como para el análisis de los resultados, se ha admitido duplicar el caudal de ventilación en aquellas situaciones en que la humedad relativa interior supere el límite recomendado de 70 % y el contenido de humedad del ambiente exterior sea favorable. A su vez, se han contabilizado los periodos de tiempo en los que, aún así, la instalación presenta problemas y no logra mantener las consignas de humedad, pudiendo extraer de ello conclusiones de interés.

### **Equipos de movimiento de fluidos**

Para el cálculo de los consumos energéticos es fundamental prestar atención a los equipos de movimiento de fluidos dispuestos en la instalación en cada caso, tanto bombas hidráulicas como ventiladores. En concreto, se contabilizarán las tres bombas de zona situadas en los respectivos circuitos secundarios, así como la bomba de distribución del circuito primario y el sistema de bombeo del circuito correspondiente a la torre. Por su parte, se tendrán en cuenta dos ventiladores: el del sistema de ventilación y el de la torre de enfriamiento.

La simulación de todos estos elementos se hará de forma simplificada teniendo en cuenta un valor razonable de los índices de potencia específica que se mantendrá constante siempre que exista circulación del fluido correspondiente. La potencia específica (*Specific Pump Power*, SPP para bombas hidráulicas o *Specific Fan Power*, SFP para ventiladores) se define como la potencia absorbida por el motor del dispositivo referida a la unidad de caudal de fluido transportado.

Sin entrar en definir más en detalle las instalaciones de distribución de agua y aire, a través de esta hipótesis se asume que el diseño y dimensionado de las mismas se hará de la forma adecuada para cumplir los requisitos de eficiencia marcados en la normativa. En particular, para el caso de bombas hidráulicas, el estándar [ASHRAE 2010], recomienda un SPP en sistemas de refrigeración de 350 kW/(m<sup>3</sup>/s). Asimismo, el Reglamento de Instalaciones Térmicas en la Edificación, RITE [España 2007] establece los requisitos de SFP de los ventiladores en varias categorías según su uso. Para sistemas de ventilación (que van a requerir estar en operación durante un número de horas muy elevado), en todo caso el consumo específico ha de ser inferior a 750 W/(m<sup>3</sup>/s).

No obstante, el desarrollo tecnológico actual de los equipos de movimiento de fluidos hace posible ya, en general, plantear sistemas con consumos sensiblemente más bajos. Así, en base a los datos de consumo aportados por los fabricantes, y teniendo en cuenta la experiencia de los valores habituales en plantas reales [Lehmann et al. 2011], se han asumido los parámetros de diseño aproximados para ventiladores y bombas mostrados en la Tabla VII.7.

**Tabla VII.7. Valores de diseño para el cálculo de consumos de bombas y ventiladores**

Equipo	Fluido	SPP (kW/(m <sup>3</sup> /s))	SFP (W/(m <sup>3</sup> /s))
Bomba de distribución	Agua	150	-
Bombas de zona	Agua	280	-
Sistema de bombeo de la torre	Agua	200	-
Ventiladores (tanto en torre como en UTA)	Aire	-	300

## VII.2.5. Modos de operación

Según lo indicado, las simulaciones llevadas a cabo contemplan tres modos de operación de bombas distintos. A continuación se describen las principales características de cada uno de ellos.

### Continuo

El modo de operación continuo constituye la más sencilla de las estrategias planteadas. Consiste en la impulsión de agua fría a la debida temperatura de consigna de forma ininterrumpida durante los cinco días laborables de la semana. Durante el fin de semana la instalación se detiene por completo.

En concreto, se debe mencionar que en el caso de sistemas de paneles radiantes la instalación se pone en marcha el lunes una hora antes de comenzar el horario de ocupación y se detiene el viernes al finalizar el mismo. En cambio, los casos de estudio planteados con sistemas TABS inician la operación semanal el domingo a las 21 h y se detienen igualmente al concluir el horario de ocupación el viernes. Esta hipótesis es debida una vez más a la gran inercia térmica asociada a esta tipología de sistema radiante. No obstante, el momento exacto de puesta en marcha es orientativo, pudiendo diferir según el edificio concreto de estudio y dejando su optimización pendiente para posibles análisis futuros más específicos.

### Pulse Width Modulation, PWM

Entre las estrategias de control para sistemas TABS que se enumeraron en la sección II.2.3 de este trabajo de tesis se incluye el modo PWM. Como ya se apuntó, Gwerder et al. (2009) propusieron la circulación intermitente de agua por los circuitos hidráulicos inyectando o extrayendo energía de la losa solamente durante una fracción del ciclo de operación considerado. Con ello se busca aprovechar la capacidad de acumulación de la losa y reducir considerablemente el consumo de bombeo.

Más allá de este concepto general, conviene destacar dos aspectos. Por un lado, resulta interesante analizar el comportamiento de esquemas PWM con distinta duración del ciclo de operación, es decir, del tiempo que transcurre entre dos arranques consecutivos de la instalación, así como de la fracción de ciclo en activación (ver Figura VII.8)

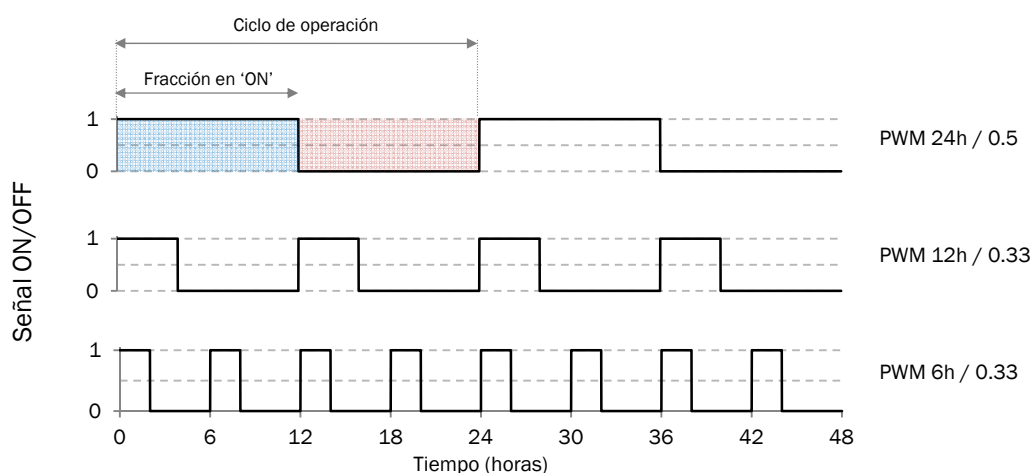


Figura VII.8.- Señal ON/OFF de las bombas en modo PWM con distintas configuraciones de operación.

La opción más habitual se basa en un ciclo de 24 horas con fracción en 'ON' de 0.5. De esta forma, el sistema se encuentra en funcionamiento durante la noche para aprovechar las condiciones ambientales más favorables de cara a la producción de agua fría. Así, la losa se carga (se enfría) durante 12 horas en periodo nocturno y se descarga, evolucionando libremente y absorbiendo la carga del edificio durante 12 horas coincidiendo aproximadamente con el horario de uso del mismo.



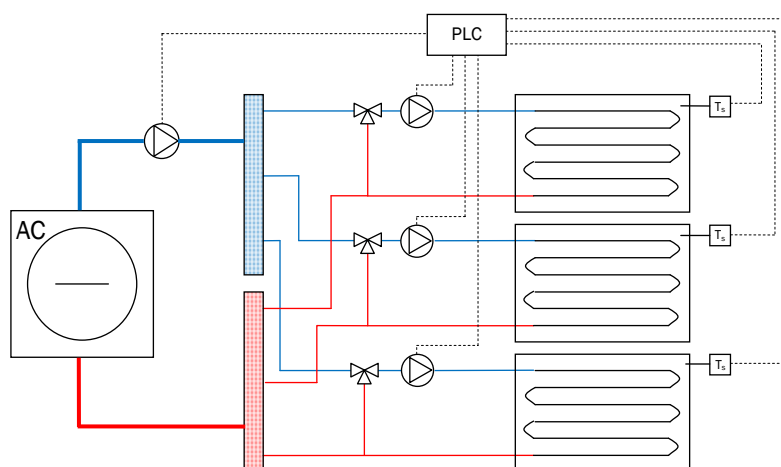
No obstante, el estudio de simulación analiza también las posibilidades de ciclos de operación más cortos, en particular de 12 y 6 horas con fracción en 'ON' de 1/3.

El segundo de los aspectos a destacar está relacionado con este valor de 1/3 de la fracción en 'ON' en la estrategia PWM. Al disponer de un edificio con tres zonas térmicas diferenciadas, se ha decidido estudiar estas soluciones con objeto de que el sistema no abastezca en ningún caso dos zonas simultáneamente. En un edificio real esto permitiría reducir no sólo los costes de bombeo (lo cual se logra con cualquier estrategia PWM), sino también los costes de inversión asociados a la instalación de distribución y generación que deberán estar dimensionadas para 1/3 del caudal y, a priori, aproximadamente para 1/3 de la carga térmica (no olvidando los efectos de simultaneidad de carga en el dimensionado).

Finalmente, téngase en cuenta que el modo de operación PWM solamente se aplicará con sistemas TABS y no con sistemas de paneles radiantes, pues estos últimos no proporcionan una capacidad de acumulación suficiente para desacoplar producción y demanda y estudiar esquemas de parada de bombas programada.

### Feedback

El último modo de operación propuesto en el estudio de simulación se basa en una alternativa más sencilla planteada por Sourbron y Helsen (2010) tal como se apuntó ya en el capítulo II. Se trata de aplicar un control de lazo cerrado, ('feedback' o realimentado) al arranque y parada de bombas en función del valor de una variable de la zona o del sistema emisor que pueda ser medida de forma continua en el tiempo. Como ejemplo ilustrativo, la Figura VII.9 muestra un esquema conceptual del planteamiento de este control sobre la instalación basada en un sistema de generación convencional con enfriadora condensada por aire.



**Figura VII.9.- Esquema de principio de la instalación con enfriadora AC y un sistema de control para la aplicación de la estrategia de operación 'feedback'.**

Siguiendo las conclusiones obtenidas por Sourbron y Helsen (2010), se ha tomado la temperatura superficial de los emisores radiantes como la variable observada. De esta forma, se busca mantener este nivel térmico en una banda razonable para garantizar el confort térmico interior. Cuando la temperatura superficial del sistema se incrementa debido a la absorción de cargas sensibles, la instalación alimenta los emisores radiantes con agua fría para oponerse a tal efecto. Cuando la superficie se ha enfriado suficientemente, la circulación de agua se detiene. Los límites de la banda de control para la temperatura superficial dependerán de cada caso de estudio concreto y serán analizados dentro de la metodología propuesta en las simulaciones.

Por último, cabe señalar que se trata de un esquema a priori apto para trabajar tanto con TABS como con sistemas de paneles, dado que los arranques y paradas de bombas no se producen de forma programada buscando únicamente aprovechar la capacidad de acumulación del sistema, sino que permiten detener la circulación de agua en caso de que la demanda se reduzca en una determinada medida. No obstante, será interesante analizar los resultados en cuanto a la duración de los periodos en 'ON' y las consignas óptimas de control, para extraer conclusiones de las diferencias de utilización de cada tipología radiante.

### **Otras consideraciones generales**

Retomando las observaciones relativas a todos los modos de operación de bombas aquí comentados (continuo, PWM y 'feedback'), cabe mencionar que, en principio, cada uno de ellos se pueden combinar con programas de control de la temperatura de impulsión distintos. La opción más simple consiste en la definición de una consigna de impulsión constante aplicada siempre que el sistema esté en funcionamiento. Si bien, podrían considerarse otras muchas alternativas fijando distintas consignas según el uso del edificio o en base a criterios estacionales, o incluso estableciendo una temperatura de impulsión dependiente del ambiente exterior (incluyendo o no parámetros predictivos según las características inerciales del sistema). En cualquier caso, el análisis de todas estas opciones excede el alcance de este estudio, quedando propuesto como un aspecto a tratar en futuros trabajos de investigación. En particular, aquí, se ha utilizado una estrategia de control de la temperatura de impulsión con una única consigna constante durante todo el periodo analizado.

Para concluir, conviene señalar que a la vista de todas estas estrategias no se pretende, por el momento, establecer alternativas de operación innovadoras. Al contrario, dada la etapa incipiente en que se encuentra el desarrollo y aplicación de la mayoría de las soluciones integradas basadas en sistemas radiantes, el objetivo se centra en estudiar las ventajas e inconvenientes de cada uno de estos conceptos ya existentes. De este modo se podrán hacer recomendaciones de interés atendiendo a las prioridades fijadas en el diseño del acondicionamiento de los edificios, y se establecerá una base que más adelante sí pueda conducir a la propuesta de otras soluciones de un carácter más innovador.

## **VII.2.6. Confort**

Para poder evaluar el comportamiento y posibilidades de cada una de las alternativas integradas de acondicionamiento que se han propuesto, es necesario saber en qué grado son estas capaces de garantizar una adecuada calidad del ambiente térmico interior. Sin embargo, como ya se trató en el capítulo I de esta tesis, existen varios modelos, con diferencias sustanciales entre sí, que permiten valorar este aspecto.

Las dos corrientes fundamentales que actualmente 'conviven' entre la comunidad científica en lo relativo al ámbito de la evaluación del confort térmico se basan, por un lado, en modelos estáticos derivados de los estudios llevados a cabo por P.O. Fanger [Fanger 1972], [ISO7730 2005], y por otro, en las teorías, más recientes, de enfoque adaptativo [Brager y de Dear 1998]. El planteamiento de la aplicabilidad universal de cualquiera de ellos sería demasiado atrevido, si bien es cierto que ambos han obtenido argumentos en su favor suficientemente probados dentro de rangos más o menos amplios de aplicación. Mientras que el modelo de Fanger es más adecuado para el estudio de ambientes interiores controlados de forma estricta a través de medios mecánicos, y por ello, hasta tiempos recientes se ha impuesto como el enfoque más extendido, los modelos adaptativos se comportan mejor en situaciones con una mayor interacción entre el individuo y su entorno y entre el ambiente interior y el exterior. Piénsese en este sentido en edificios con ventilación natural u otras estrategias de acondicionamiento pasivo, así como en conceptos de uso de edificios con mayor capacidad de los ocupantes para regular a voluntad dispositivos como ventanas, persianas, etc.

En este contexto, no es sencillo decidir cuál es el modelo más adecuado para ser aplicado en edificios con acondicionamiento radiante. Esto se hace especialmente notorio en aquellos edificios equipados con sistemas TABS que pueden operar en modo completamente pasivo durante gran parte del horario de ocupación. Incluso es aún más evidente en aquellos casos que dependen íntegramente de la generación de agua fría a través de una torre de enfriamiento, pues la capacidad del sistema dependerá en gran medida de las condiciones exteriores, alejándose el ambiente interior de lo que se puede entender por un ambiente estático controlado con medios mecánicos. Sin embargo, es cierto que, en principio, un edificio de estas características no alcanza el grado de interacción con el exterior de aquellos que son ventilados de forma natural, y además la capacidad de adaptación de los ocupantes podrá ser mayor o menor en según qué casos.

Por todo ello, en este estudio no se ha querido correr el riesgo de que las conclusiones obtenidas estuviesen supeditadas en exceso a los resultados de confort térmico derivados de uno u otro modelo. Así, se han determinado índices de disconfort integrados a lo largo de todo el periodo de tiempo analizado, en base a tres opciones diferentes para la evaluación de la calidad del ambiente interior.

Las dos primeras utilizan el modelo PMV-PPD de Fanger con un índice de actividad metabólica acorde con un trabajo típico de oficina (1.2 met) y distinta consideración del nivel de vestimenta de los ocupantes. Por un lado, se ha planteado una definición estática del índice 'clo'<sup>1</sup>. Se asume un valor neutro y constante de 0.8, que corresponde de forma razonable con combinaciones de vestimenta habituales en oficinas en periodos inter-estacionales y de verano. Por otro lado, la segunda alternativa pretende incluir en el modelo estático una cierta consideración de adaptabilidad en la vestimenta elegida por los ocupantes. Para ello, se define un 'clo' dinámico que es función de la temperatura operativa del interior.

En particular, se han utilizado un valor típico de invierno (clo = 1) por debajo de 21 C de temperatura operativa, un valor intermedio (clo = 0.8) entre 21 C y 24 C y un valor típico de las condiciones más calurosas (clo = 0.5) por encima de los 24 C. Con esto se tiene en cuenta, por ejemplo, que los ocupantes puedan utilizar algo más de ropa (chaqueta, jersey, etc.) en momentos del día más frescos como puede ser la primera hora de la mañana, y se quiten estas prendas en momentos centrales del día con mayor temperatura interior.

La tercera opción para evaluar el confort térmico emplea el modelo adaptativo establecido en el estándar europeo EN15251 (2007). Este establece la zona de confort sobre una temperatura neutra diaria que es función del estado térmico del ambiente exterior en un periodo reciente. Para más detalles es conveniente remitirse al capítulo I de esta tesis.

En cualquiera de ellos, el objetivo es cuantificar los periodos de tiempo dentro del horario de ocupación en que las condiciones interiores del edificio exceden los márgenes de confort. Con ese fin, para cada hora, se ha definido un factor de ponderación, que es integrado a lo largo de todo el periodo considerado dando lugar a los siguientes índices:

- Grados-hora de disconfort (GhD)<sup>2</sup>: Contabiliza la diferencia entre la temperatura operativa real y la temperatura operativa límite (bien sea inferior o superior) siempre que la primera exceda dichos límites. En este estudio se ha empleado este índice en los análisis del modelo adaptativo, considerando los límites de confort correspondientes con la Clase II (es decir, con un 10 % de individuos insatisfechos estimados).

$$GhD = \sum (T_{op} - T_{conf,sup})^+ + \sum (T_{conf,inf} - T_{op})^+ \quad Eq.VII.2$$

<sup>1</sup> Recuérdese que la magnitud 'clo' representa un nivel de aislamiento asociado a la indumentaria que viste un individuo según la correspondencia: 1 clo = 0.155 (m<sup>2</sup>K)/W

<sup>2</sup> En las expresiones Eq.VII.2 y VII.3 el símbolo '+' indica que sólo contribuyen al sumatorio aquellos valores de la diferencia evaluada que sean positivos.

- PPD-hora (PPDh): Contabiliza la diferencia entre el PPD real y el PPD límite admisible siempre que el primero exceda al segundo. Nuevamente, en coherencia con lo anterior, se ha tomado el valor PPD = 10% como límite de referencia para calcular el disconfort asociado a cada caso de estudio. Este índice resulta más sencillo de utilizar con el modelo de Fanger en el cual el PPD en cada instante es un valor de salida inmediato.

$$PPDh = \sum (PPD - 10)^+ \quad Eq.VII.3$$

Conviene notar que en el caso del modelo con 'clo' estático, la zona de confort está delimitada por una banda constante de temperatura operativa durante la época de refrigeración, por lo que la aplicación de los grados-hora de disconfort sería igualmente sencilla. Sin embargo, la definición del 'clo' dinámico modifica la banda de confort en función de la temperatura operativa real y el propio 'clo' variable. Por ello, es más práctico utilizar el PPDh, sin más que integrar en todo el periodo de ocupación un valor que es resultado directo del modelo en cada instante.

Para concluir este apartado, la Tabla VII.8 recoge un breve resumen de los modelos y principales consideraciones de confort térmico tenidas en cuenta en el estudio de simulación.

**Tabla VII.8. Resumen de la definición de los modelos e índices de confort utilizados**

Modelo	Características	Índice de disconfort
Fanger, 'clo' estático	clo = 0.8	PPDh
Fanger, 'clo' dinámico	clo = 1, si $T_{op} < 21$ clo = 0.8, si $21 < T_{op} < 24$ clo = 0.5, si $T_{op} > 24$	PPDh
Adaptativo EN15251 (*)	$T_n = 18.8 + 0.33 \cdot T_{rm}$ $T_{rm} = 0.2 \cdot T_{ed-1} + 0.8 \cdot T_{rm-1}$	Grados-hora de disconfort (GhD)

(\*)  $T_n$ : Temperatura neutra de confort;  
 $T_{ed}$ : Temperatura promedio exterior diaria;  
 $T_{rm}$ : Temperatura promedio de funcionamiento [CEN EN15251 2007]

## VII.3. METODOLOGÍA

Tal como ya se ha señalado, el análisis comparativo de las distintas soluciones de acondicionamiento propuestas se aborda en este capítulo a través de su simulación energética. Para ello, se ha empleado el software TRNSYS [Klein et al. 2010], que ya fue utilizado en el desarrollo de los capítulos IV y VI. Esta herramienta ofrece una gran versatilidad a la hora de definir las condiciones de simulación, a la vez que proporciona modelos matemáticos probados y con un grado de detalle suficiente, acorde con el alcance de este estudio (ver apartado VII.3.1)

Cabe señalar que las distintas alternativas analizadas se han evaluado con un 'timestep' de 1 hora a lo largo de 6 meses, abarcando la época estival y los principales meses de los periodos inter-estacionales (en concreto, desde el 1 de abril hasta el 30 de septiembre). De esta forma, y conforme a las características de la demanda térmica del edificio descrito, el estudio se centra en el análisis de la operación en régimen de refrigeración en las condiciones de mayor exigencia. Sería igualmente posible estudiar el comportamiento a lo largo de todo el año, si bien no se ha considerado interesante aquí la inclusión adicional de periodos con condiciones claramente más favorables, en los que la demanda de refrigeración existente podría tratar de cubrirse con la operación de un sistema de free-cooling por aire.

Cada caso de estudio incluido en el análisis de la influencia de alguno de los aspectos comentados hasta aquí (tipo de emisor radiante, climatología, sistema de generación, modo de

operación, etc.) es simulado de forma independiente, habiendo sido necesario definir un archivo de simulación distinto para cada uno de ellos.

No obstante, la observación de características más específicas dentro de un mismo caso, como puede ser la temperatura de impulsión, las consignas de control, el caudal de ventilación, etc. se ha llevado a cabo haciendo uso de la herramienta auxiliar de TRNSYS TRNEdit. Con ella es posible definir estas variables como parámetros a los que se asigna una serie de valores dentro de un rango determinado, de forma que el software lleva a cabo automáticamente las simulaciones correspondientes a todas las combinaciones posibles entre los distintos parámetros. Los resultados de esas simulaciones en términos de consumos de energía y evaluación del confort térmico en cada una de las zonas del edificio son descargados a un archivo de datos externo que posteriormente es procesado y analizado en Microsoft Excel®.

Entre todas las soluciones para un determinado caso de estudio se han seleccionado las situaciones óptimas teniendo en cuenta como referencia una función de coste. Si bien, nótese que la definición de dicha función es determinante a la hora obtener unos resultados de optimización adecuados a los criterios deseados.

Como punto de partida, una primera propuesta bastante intuitiva permitiría definir como función de coste el producto del consumo de energía por la variable de desconfort (ya sean GhD o PPDh). De esta forma, en línea con la solución buscada, se penalizan situaciones con un elevado consumo o un elevado desconfort. La Figura VII.10 muestra en rojo dos isolíneas planteadas en el gráfico 'consumo vs. desconfort' asociado a uno de los ejemplos obtenidos en este estudio.

Sin embargo, es posible apreciar que la elección de esta función presenta ciertas carencias asociadas al carácter asintótico de sus isolíneas. En particular, en la zona de desconfort próximo a cero se tendería a primar soluciones con un consumo mucho más elevado que el asociado a otras alternativas que apenas proporcionan un desconfort ligeramente mayor (véase en la Figura VII.10 la comparación entre los puntos óptimos fcost\_1 y fcost\_2)

Para evitar este efecto, se ha decidido modificar ligeramente la función de coste, haciendo que por debajo de un determinado nivel de desconfort asumible, la elección de la solución óptima resida únicamente en el valor del consumo de energía asociado. Esto es lo mismo que plantear una función para la cual las isolíneas en esta región sean horizontales, tal como se aprecia en las tres curvas dibujadas en trazos negros en la Figura VII.10. En efecto, de este modo, en el ejemplo mostrado se obtiene un óptimo mucho más acorde a los objetivos del proceso de optimización llevado a cabo.

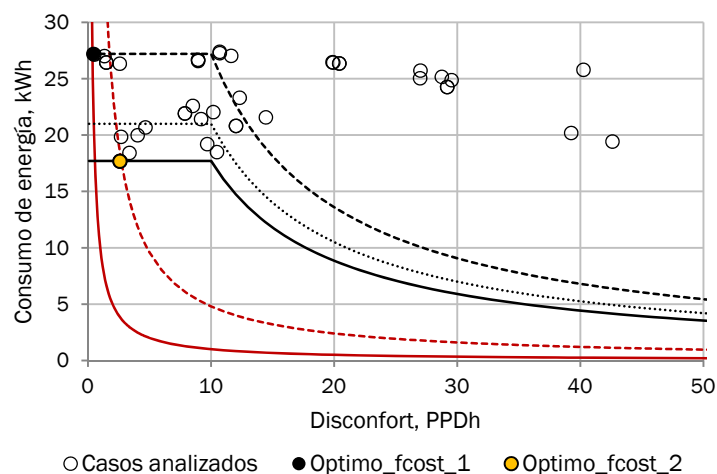


Figura VII.10.-. Comportamiento de las funciones de coste del problema de optimización. Ejemplo.

Cabe mencionar que en este trabajo se han escogido valores de disconfort asumible de PPDh = 10 (en los análisis basados en el modelo de Fanger) y GhD = 10 (en los análisis basados en el modelo adaptativo). No obstante, pese a que no es objeto del presente estudio, sería posible analizar con mayor detalle la mayor o menor idoneidad de la utilización de otros niveles de referencia. En ese mismo sentido, se deja abierta la puerta a un trabajo futuro más exhaustivo que profundice en la definición de una función de coste lo más apropiada posible y que pudiese mejorar las capacidades de la propuesta realizada aquí.

Con todo ello, la expresión Eq.VII.4 muestra la función de coste utilizada, donde ‘Disc.’ hace referencia a la variable de disconfort en cada caso, ya sea PPDh o GhD.

$$f_{cost} = \begin{cases} E_{tot} \cdot 10, & \text{si } Disc. < 10 \\ E_{tot} \cdot Disc., & \text{si } Disc. \geq 10 \end{cases} \quad Eq.VII.4$$

Finalmente, resulta relevante destacar que el proceso de optimización basado en los resultados de simulación podría desarrollarse igualmente utilizando una herramienta específica complementaria como es GenOpt [Wetter 2011]. Este software facilita la realización de estudios paramétricos, interactuando con TRNSYS y lanzando de forma automática un gran número de simulaciones que difieren entre sí únicamente en el valor de un cierto número de variables. Además, no sólo hace posible realizar meros análisis conforme a una variación prefijada de tales variables, sino que GenOpt está pensado fundamentalmente para ejecutar algoritmos matemáticos de optimización, orientando los casos de estudio analizados de cara a encontrar la combinación óptima que minimiza el valor de una determinada función de coste. Esta metodología de optimización basada en la simulación ha sido utilizada por diversos autores en los últimos años ([Asadi et al. 2012], [Nguyen et al. 2014], [Ferrara et al. 2014] o [Andrés et al. 2014] entre otros), demostrando su relevancia, cada vez mayor, de cara al análisis de estrategias sostenibles en el ámbito de la edificación.

Sin embargo, pese a que este método se ha empleado en algunos estudios paralelos desarrollados durante el periodo doctoral y su potencial es merecedor de ser comentado aquí, finalmente se optó por el trabajo a través de TRNEdit y Excel®. Esta decisión se tomó con objeto de poder manejar con mayor detalle los resultados obtenidos para un mayor número de parámetros de salida, así como dada la suficiente validez de la opción elegida en términos de la resolución de valores de operación analizados durante el proceso.

### VII.3.1. Principales modelos utilizados

El objetivo de esta sección es justificar la validez de los principales modelos utilizados en las simulaciones. En este sentido, el modelado de los distintos sistemas radiantes (tanto TABS como paneles radiantes de techo (*Cooling Radiant Ceiling Panels, CRCP*)), así como de los equipos de generación (torre de enfriamiento y enfriadoras) merece ser comentado con cierto detalle. El resto de elementos que permiten completar las simulaciones (edificio, módulo de importación y tratamiento de datos climáticos, controladores, definición de horarios, etc.) son más generales y no son descritos aquí. En todo caso, es posible consultar una explicación detallada de todos ellos en la documentación de apoyo del software TRNSYS [Klein et al. 2010]

#### ***Thermally Activated Building Systems (TABS)***

El modelo implementado en TRNSYS para la simulación de sistemas TABS fue descrito con detalle en el apartado IV.2.2 de esta tesis. Asimismo, el trabajo presentado en el capítulo VI mostró su aplicación como parte integrada del modelado más general de un despacho de oficinas en el edificio ZUB de Kassel, Alemania. En ese sentido, fue posible obtener resultados de simulación muy satisfactorios en comparación con los datos existentes derivados de una extensa campaña de monitorización. Así, la utilidad del modelo de cara a reproducir el comportamiento real de un edificio

equipado con TABS se considera suficientemente probada, lo cual da validez a su utilización en el presente estudio. No obstante, conviene apuntar las siguientes aclaraciones:

En primer lugar, el sistema TABS se aplicará aquí como sistema de disipación por techo en modo frío. Sin embargo, pese a que la validación del modelo de capa activa mantiene la misma relevancia, el trabajo llevado a cabo en el ZUB no contempló explícitamente este caso, por lo que las conclusiones extraídas acerca de la aplicación de parámetros específicos como la absorptividad solar de la superficie emisora deben ser tomadas con cautela. Recuérdese que su valor fue reducido sensiblemente en la superficie del suelo frío para evitar una consideración irreal de la absorción de las cargas solares. Aquí se ha admitido la misma hipótesis, incluso con mayor fuerza, dado que el tratamiento simplificado de la radiación solar que penetra en la zona térmica simulada (repartida proporcionalmente al área de cada superficie interior) puede asociar una incidencia irreal de las cargas solares sobre el techo, aumentando erróneamente la absorción de calor por la losa. En definitiva, un valor de absorptividad de 0.1 es coherente con las observaciones realizadas hasta este punto.

Finalmente, se debe destacar que, pese a la mejoría de los resultados asociada al modelo de dos nodos (ver de nuevo el capítulo VI), la consideración de la estratificación vertical de temperaturas en la zona no se ha incluido en el presente estudio por dos razones. La primera es que se ha primado la sencillez de los cálculos y la reducción del coste computacional en simulaciones que cubren 6 meses, y no 1 o 2 como ocurría en las utilizadas para la calibración del modelo. La segunda, si cabe más importante, se debe a que la configuración de techo frío supone un efecto de estratificación vertical muy leve, lo que permite asumir como aceptable el modelo de un solo nodo.

### ***Paneles radiantes de techo (CRCP)***

De forma similar a lo que ocurre con los sistemas TABS, TRNSYS incorpora una modelización de paneles radiantes entre las capacidades de su módulo de simulación de un edificio multi-zona (*Type 56*). Se trata de un modelo resistivo que requiere cierta información experimental del tipo de paneles a simular de acuerdo a los procedimientos de ensayo de la norma DIN 4715-1 (1994), posteriormente reemplazada por el estándar europeo EN 14240 (2004). Una descripción detallada del modelo puede ser consultada en la documentación de apoyo de TRNSYS [Klein et al. 2010]. En ella, se plantean como parámetros de entrada imprescindibles la potencia térmica específica en las condiciones de la norma y coeficiente global de transferencia ( $U$ ) del panel

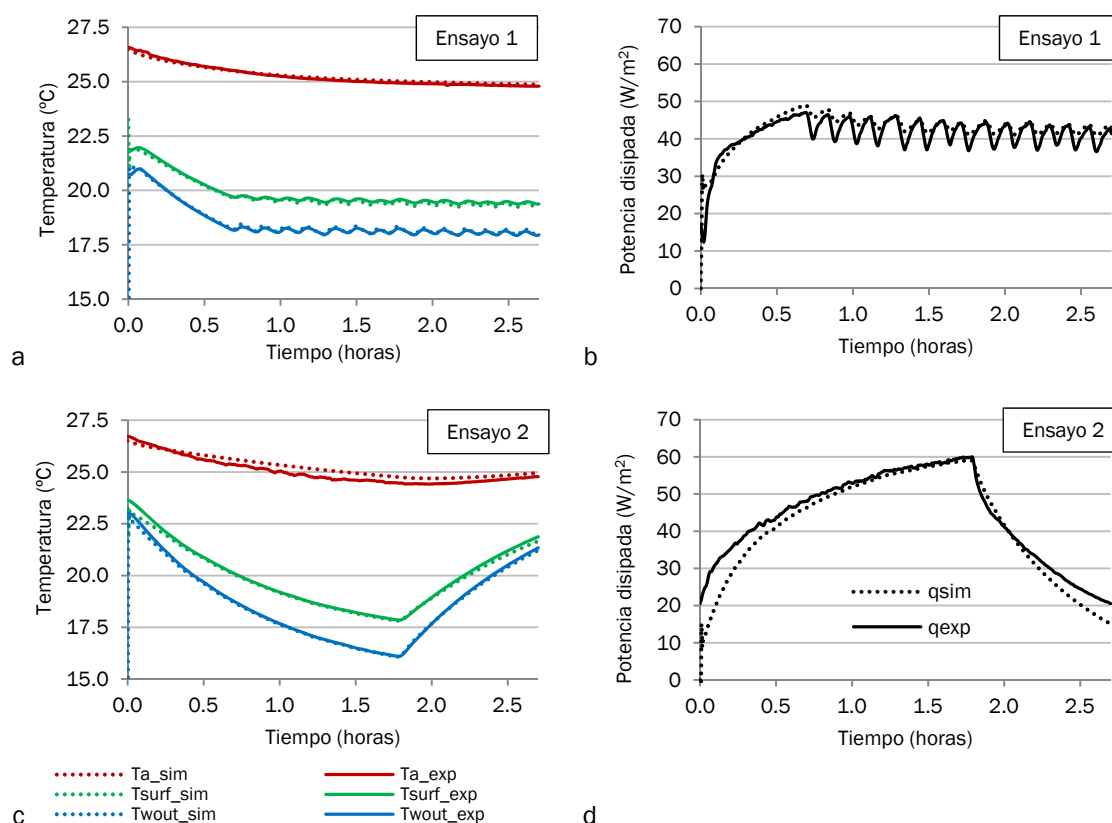
Sin embargo, la calibración de estas magnitudes y su validación dentro del entorno de simulación energética global puede abordarse de forma razonable en base a un tratamiento adecuado de otro tipo de información experimental. Esta es la propuesta presentada y desarrollada aquí, que fundamenta el proceso de calibración en la información ya disponible de la investigación experimental llevada a cabo en una cámara climática sobre un sistema CRCP y que fue descrita con detalle en el capítulo II de esta tesis.

En base a los resultados derivados de los ensayos en estado estacionario realizados en aquel estudio, se pudo validar la instalación y el procedimiento de medida. Además, se aportó información detallada de la transferencia de calor en los paneles, en conformidad con los valores comúnmente aceptados que se recogen en la normativa al respecto [EN 15377 2005].

De acuerdo con ello, se planteó la siguiente metodología de calibración. Se estableció un modelo de simulación en TRNSYS en el cual se fijaron las características geométricas y constructivas de la sala climática de ensayos, incluyendo la correspondiente definición del sistema de paneles radiantes. Adicionalmente, con la misma instalación experimental se llevó a cabo una serie de nuevos ensayos en régimen no estacionario. A partir de los nuevos datos experimentales registrados, se definieron condiciones de contorno relativas a la temperatura del aire en el exterior de la cámara, el flujo másico de agua circulante y la temperatura del agua impulsada a los paneles. Toda esa información, aportada a TRNSYS, fue recogida en un archivo de datos de entrada capaz de ser leído por el software de simulación.

Finalmente, se realizó el ajuste de los parámetros de entrada del modelo, de forma que se obtuviera una correspondencia satisfactoria entre los valores simulados y medidos de las principales variables de operación (temperatura del aire, temperatura superficial del panel, temperatura de salida del agua y potencia disipada).

Como se ha señalado, esta metodología se aplicó sobre varios ensayos en régimen no estacionario. En ellos se consideraron diferentes situaciones con evoluciones transitorias de las variables del sistema más y menos drásticas. Además, debe indicarse que todos estos tests se llevaron a cabo sin intervención de ningún sistema auxiliar (en modo *“free-floating”*). De esta forma se evitó la indeseada influencia de la bomba de calor interior sobre el proceso de comparación de resultados simulados y medidos. A continuación la Figura VII.11 muestra la comparación derivada de dos ensayos representativos de algo menos de 3 horas de duración cada uno.



**Figura VII.11.- Comparación entre los valores simulados y medidos de las temperaturas (a y c) y de la potencia disipada (b y d), obtenidos en dos ensayos del proceso de calibración.**

En estos ensayos se observa una correspondencia altamente satisfactoria entre el modelo y los valores medidos experimentalmente para las variables de salida ya mencionadas. La Tabla VII.9 muestra los resultados del ajuste en términos del error cuadrático medio (*Root-Mean-Square-Error, RMSE*). Se aprecian diferencias inferiores a 0.3 K en todas las temperaturas observadas a lo largo de todo el periodo de adquisición de datos. Igualmente, la desviación en el flujo de calor disipado es inferior en todo caso a 3.6 W·m<sup>-2</sup>, con resultados incluso mejores si se obvian los periodos con disipación de calor muy baja en los que la precisión de las medidas experimentales es dificultada.

**Tabla VII.9 Resultados del ajuste de calibración del modelo para sistemas de paneles radiantes**

	RMSE_Ta (°C)	RMSE_Tsurf (°C)	RMSE_Twout (°C)	RMSE_q (W·m <sup>-2</sup> )
Ensayo 1	0.078	0.089	0.049	2.158
Ensayo 2	0.270	0.125	0.083	3.600



En base a todo ello se considera suficientemente justificada la validez del modelo calibrado para su utilización en estudios de simulación más amplios como el propuesto aquí. Como conclusión, y de cara a tal aplicación, ha de señalarse que se obtuvieron unos parámetros de entrada ajustados de: 63.9 W·m<sup>-2</sup> (230 kJ·h<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup>) de potencia en condiciones normativas y 25 W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup> (90 kJ·h<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>) de coeficiente global de transmisión del panel.

### Torre de enfriamiento

El modelo matemático escogido para simular la torre de enfriamiento fue directamente el integrado en el propio software. Se trata de un modelo desarrollado por Braun (1988) que sigue el enfoque ε-NTU descrito con anterioridad en el capítulo II y que es ampliado en el Anexo A. A continuación, la Figura VII.12 muestra un esquema del proceso de transferencia en la torre para hacer más intuitiva la comprensión del modelo.

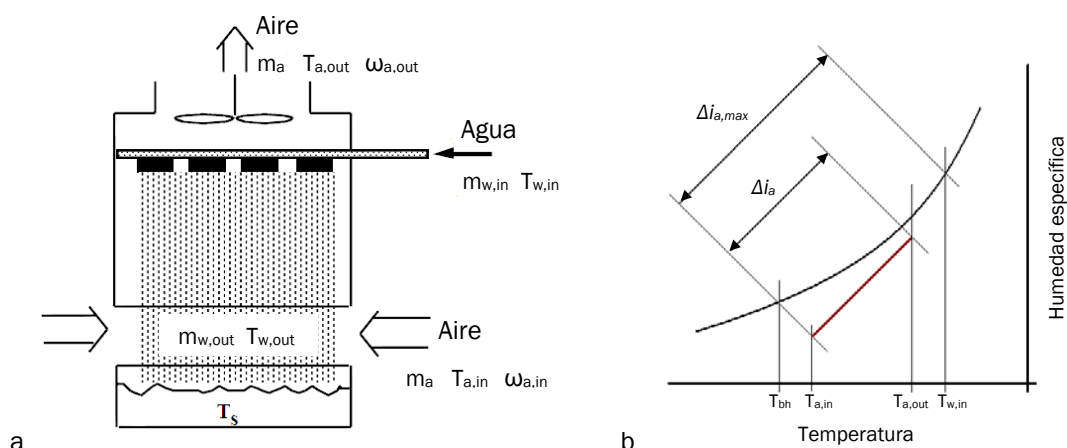


Figura VII.12.- Esquema del proceso de transferencia en una torre de enfriamiento. Fuente: [Klein et al. 2010]

Como ya se comentó, la formulación planteada en el enfoque ε-NTU parte del establecimiento de una analogía entre proceso de enfriamiento evaporativo que tiene lugar en la torre y el proceso de transferencia de calor en un intercambiador sensible. Así, el modelo se fundamenta en la siguiente definición de la eficiencia del proceso y la evaluación del calor disipado derivado de ella.

$$\varepsilon = \frac{\Delta i_a}{\Delta i_{a,max}} = \frac{i_{a,out} - i_{a,in}}{i_{sat,w,in} - i_{a,in}} \quad Eq.VII.5$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot (i_{a,out} - i_{a,in}) = \varepsilon \cdot \dot{m}_a \cdot (i_{sat,w,in} - i_{a,in}) \quad Eq.VII.6$$

El parámetro de eficiencia será determinado convenientemente según la configuración de flujo de la torre (ya sea a contracorriente o en flujo cruzado) de acuerdo a la teoría clásica de análisis de intercambiadores. Para ello, además, el parámetro NTU de la torre se obtendrá a partir de su curva característica en función del ratio de caudales, mencionada ya anteriormente (Eq.VII.1) y derivada del trabajo de Costelloe y Finn (2009).

Con todo ello, la temperatura de salida del agua, que en definitiva constituye el objeto de cálculo principal del modelo, puede ser determinada según:

$$T_{w,out} = \frac{\dot{m}_{w,in} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,in} - T_{ref}) - \dot{Q}}{\dot{m}_{w,out} \cdot c_{p,w}} + T_{ref} \quad Eq.VII.7$$

Nótese que es aquí donde reside la diferencia fundamental entre el presente modelo y el descrito en el Anexo A planteado por Jaber y Webb (1989), en el cual se asumía la hipótesis de despreciar la pérdida de agua en la torre, siendo el flujo másico constante a lo largo de toda ella. Aquí

no ocurre así, sino que el efecto de esta pérdida de agua es considerado a través del siguiente balance de materia.

$$\dot{m}_{w,out} = \dot{m}_{w,in} - \dot{m}_a \cdot (\omega_{a,out} - \omega_{a,in}) \quad Eq.VII.8$$

De acuerdo con Braun (1988), es posible obtener una solución analítica para la ecuación de transferencia de masa que permita calcular el contenido de humedad del aire a la salida. Dicho procedimiento considera la definición de una condición efectiva de la superficie del agua ( $w,eff$ ) y un valor unitario del número de Lewis, resultando:

$$\omega_{a,out} = \omega_{sat,w,eff} + (\omega_{a,in} - \omega_{sat,w,eff}) \cdot e^{-NTU} \quad Eq.VII.9$$

$$i_{s,w,eff} = i_{a,in} + \frac{(i_{a,out} - i_{a,in})}{1 - e^{-NTU}} \quad Eq.VII.10$$

Téngase en cuenta que las condiciones del aire a la salida no son relevantes desde el punto de vista de los procesos de enfriamiento de agua que se simulan en este estudio. Sin embargo, el cálculo de las mismas afecta directamente al resultado de la temperatura de salida del agua (Eq.VII.7) pudiendo ser relevantes para los resultados obtenidos.

Por último, conviene apuntar que las hipótesis del presente modelo y su aceptación y experiencias previas dentro de la comunidad científica, se han asumido como justificante suficientemente válido para su uso en relación al alcance del estudio de simulación llevado a cabo aquí. Nótese que no se contempla una torre particular real, sino una torre 'tipo' con unas propiedades razonables adecuadas para aplicaciones de bajo acercamiento, representadas por el valor de las constantes de su curva característica convenientemente referenciadas. Es indudable que en estudios de simulación específicos de un equipo real concreto sería muy recomendable llevar a cabo un proceso previo de validación más detallado con la inclusión, por ejemplo, de un ajuste entre el comportamiento transitorio real y simulado bajo distintas condiciones de operación. Si bien, este no es el caso de los objetivos aquí buscados.

### **Enfriadoras**

Finalmente, cabe comentar ciertos aspectos del tratamiento realizado por TRNSYS sobre el comportamiento de las enfriadoras (tanto del equipo condensado por aire como el condensado por agua). Como ya se avanzó en la sección VII.2.4 al describir las distintas alternativas de generación incluidas en el estudio, la determinación de la capacidad y eficiencia de las enfriadoras se obtiene a partir de las correspondientes curvas o mapas de funcionamiento. Generalmente estos son provistos por el fabricante y han de ser posteriormente importados por el software.

TRNSYS cuenta con los correspondientes módulos adaptados para ejecutar la rutina de lectura de estos datos y derivar de ellos la capacidad y EER en cada instante en función de las condiciones de operación. Por tanto, no se puede hablar como tal de un modelo de simulación, sino más bien de un procedimiento de lectura y tratamiento de datos de acuerdo a los siguientes puntos:

- El software recibe como parámetros de entrada fundamentales la capacidad y EER nominales de la máquina en unas condiciones estándar, generalmente conforme a las directrices de certificación de Eurovent (2015), así como la consigna de temperatura de impulsión del agua fría. En particular para las aplicaciones de temperatura moderada tratadas aquí se proporcionan las propiedades para 35 °C de temperatura exterior y unas condiciones de impulsión 23 °C/18 °C.
- Adicionalmente, se especifica la ubicación de dos archivos de datos externos. Uno de ellos contiene la relación entre los valores a carga total y los valores nominales de capacidad y EER en todo el rango de funcionamiento de la máquina (definido por la temperatura del fluido de condensación y la temperatura de impulsión del agua fría para cada situación). El segundo archivo contiene el comportamiento a carga parcial de la máquina relacionando la fracción de

potencia consumida respecto a condiciones de carga total (FFLP) con el grado de carga (PLR) (véase las expresiones Eq.VII.11d y VII.11g).

- Con esta información, en cada paso de simulación TRNSYS calcula las propiedades a carga total, la demanda instantánea de refrigeración y el grado de carga asociado, y finalmente el valor resultante de EER a carga parcial. Así, es posible determinar la temperatura de impulsión (en caso de que la demanda excediera la capacidad de la máquina) y el consumo del compresor en cada instante. Todo ello responde a las siguientes expresiones.

$$\dot{Q}_{cap,FL} = Ratio_{cap} \cdot \dot{Q}_{cap,nom} \quad Eq.VII.11a$$

$$EER_{FL} = Ratio_{EER} \cdot EER_{nom} \quad Eq.VII.11b$$

$$\dot{Q}_{demanda} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,in} - T_{w,SET}) \quad Eq.VII.11c$$

$$PLR = \dot{Q}_{demanda} / \dot{Q}_{cap,FL} \quad Eq.VII.11d$$

$$\dot{Q}_{cubierta} = \begin{cases} \dot{Q}_{demanda} & \text{si } PLR < 1 \\ \dot{Q}_{cap,FL} & \text{si } PLR \geq 1 \end{cases} \quad Eq.VII.11e$$

$$\dot{W}_{FL} = \dot{Q}_{cubierta} / EER_{FL} \quad Eq.VII.11f$$

$$FFLP = \dot{W}_{PL} / \dot{W}_{FL} = f(PLR) \quad Eq.VII.11g$$

$$EER_{PL} = \dot{Q}_{cubierta} / \dot{W}_{PL} \quad Eq.VII.11h$$

$$T_{w,out} = T_{w,in} + \dot{Q}_{cubierta} / (\dot{m}_w c_{p,w}) \quad Eq.VII.11i$$

Este procedimiento se encuentra descrito con mayor detalle en la documentación de apoyo de TRNSYS correspondiente a los módulos 'Type 655' y 'Type 666'.

## VII.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación se presentan los resultados derivados del proceso de optimización aplicado sobre cada uno de los casos de estudio combinando los distintos aspectos incluidos en la Tabla VII.1 al inicio de este capítulo. La presentación de los mismos se divide en tres apartados, comparando el comportamiento y potencial de distintos sistemas radiantes (TABS y CRCP) en primer lugar, y centrándose a continuación en la tipología TABS para analizar las características de su integración con los distintos esquemas de generación por un lado, y con distintas estrategias de control por otro. Todos los casos se estudiarán, además, en las cuatro zonas climáticas ya mencionadas correspondientes con las ciudades de Valencia, Madrid, Bilbao y Zurich.

Como paso previo a la derivación de estos resultados, se ha de comentar que se realizaron las correspondientes simulaciones en cada climatología con la disposición de un sistema de acondicionamiento ideal capaz de mantener la temperatura interior en una consigna dada bajo cualesquiera condiciones, y cuyo consumo de energía se obtuvo en base a un valor razonable de COP = 3. De este modo, se establecieron los valores de consumo de referencia empleados en la definición de la función de coste. Estas simulaciones previas demostraron que con una consigna de 24 °C para la temperatura del aire del local, el grado de desconfort (tanto con el modelo de Fanger con clo dinámico como con el modelo adaptativo) se encuentra por debajo de los límites asumibles definidos por valores de PPDh o GhD iguales a 10. Los consumos de referencia obtenidos para todo el periodo simulado de acuerdo con ello fueron de 16.1 kWh/m<sup>2</sup> (Valencia), 14.1 kWh/m<sup>2</sup> (Madrid), 12.9 kWh/m<sup>2</sup> (Bilbao) y 10.6 kWh/m<sup>2</sup> (Zúrich).

Dichos valores son coherentes con los resultados esperables basados en la magnitud relativa de las necesidades de refrigeración en unas y otras localidades. Es obvio que, a priori, un mismo sistema consumirá más durante el periodo estival en una ciudad como Valencia que en una ciudad como Zúrich. Por ello, conviene establecer cuáles son esas diferencias de base tomando como referencia el comportamiento de un sistema ideal.

### VII.4.1. Comparación entre distintos sistemas emisores radiantes

El objetivo de este primer análisis consiste en extraer conclusiones acerca de comportamiento de las dos tipologías de emisores radiantes consideradas y destacar las principales diferencias entre ambos, si las hubiera. Para ello, se ha centrado la atención en los casos de estudio con enfriadora convencional condensada por aire (MF-AC) tanto en modo continuo como en modo 'feedback'.

Dentro del estudio paramétrico se ha simulado cada caso con distintos valores de consigna para la temperatura de impulsión a los sistemas radiantes desde los 16 °C hasta los 22 °C. En los casos de estudio de la tipología TABS con estrategia de control 'feedback' se analizaron distintas 'bandas muertas' resultantes de la combinación de consignas inferiores de 18, 19 y 20 °C y amplitudes de banda de 3, 4 y 5 °C. Para el sistema CRCP, dada su rápida respuesta térmica, el control 'feedback' se aplicó directamente sobre la temperatura del aire, con una consigna inferior constante de 21 °C y amplitudes de banda nuevamente de 3, 4 y 5 °C. Asimismo, se observaron los resultados de cada caso con un caudal de ventilación correspondiente con los requisitos de calidad del aire (1.5 ACH<sup>3</sup>), así como con un caudal doble (3 ACH), con el fin de aportar información sobre la importancia del control de humedad en combinación con sistemas radiantes en según qué climatologías.

En cada caso de estudio la solución óptima se obtuvo de entre todas las combinaciones simuladas de acuerdo con la metodología descrita en el apartado VII.3. No obstante, debe comentarse la siguiente excepción: Si la solución obtenida correspondió con un caso con caudal de ventilación de 1.5 ACH, y el porcentaje del periodo de ocupación en que la humedad relativa del local excedió el valor de 70 % fue superior a un 5 %, se tomó como óptima la solución correspondiente a la misma temperatura de impulsión y caudal de ventilación de 3 ACH. Nótese que este criterio simplemente pretende descartar las soluciones incompatibles con unos niveles de humedad aceptables a lo largo del periodo estudiado, tratando de señalar el potencial del sistema utilizando como medio de control de la humedad el incremento del caudal de aire exterior hasta una relación de 2:1 respecto al nivel mínimo requerido.

Asimismo, debe señalarse que en todos los casos analizados se utilizó la misma consigna para la temperatura de impulsión en las tres zonas térmicas acondicionadas. De acuerdo con esto y en base a los resultados obtenidos en algunas simulaciones preliminares se decidió aplicar el proceso de optimización haciendo uso de la evaluación de confort de la zona Norte, por ser esta la zona térmica de mayor exigencia. El análisis del comportamiento conjunto de las tres zonas y la posibilidad de simular estrategias con distintas consignas en cada una de ellas para adecuarse a la mejor solución de confort en todo el edificio, se deja como punto a tratar en trabajos futuros derivados de esta tesis. A continuación, la Figura VII.13 muestra la evolución de la temperatura interior de cada una de las zonas en una semana tipo bajo una impulsión de agua a temperatura constante empleando TABS.

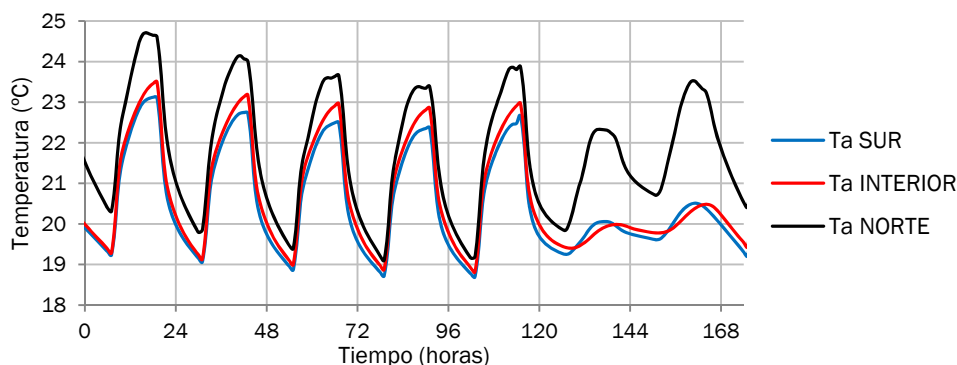


Figura VII.13.- Evolución de temperatura en las tres zonas térmicas analizadas durante una semana tipo

<sup>3</sup> ACH: Air Changes per Hour, es decir, renovaciones de aire por hora (ren./h)

Se observa que el comportamiento de la zona Sur, debido al diseño de la envolvente planteado con una fracción de superficie acristalada reducida y el correspondiente dispositivo de sombra, se asemeja mucho al de una zona interior, prácticamente 'aislada' de la influencia de las condiciones exteriores y dependiente en su mayor parte de las solicitaciones internas. Por su parte, la zona Norte, pese a no recibir apenas radiación solar directa dada su orientación, muestra máximos diarios de temperatura más elevados. Esto se debe a la gran superficie de vidrio propuesta, cuya transmitancia es claramente inferior a la de los muros exteriores, y que hace que esta zona térmica esté mucho más influenciada por el ambiente exterior. En definitiva, se comprueba que la zona Norte es la más crítica en cuanto a necesidades de refrigeración, mientras que la zona interior y la zona Sur implican una menor exigencia sobre el sistema comportándose de forma muy similar.

En base a todo ello, las Tablas VII.10 y VII.11 muestran los resultados óptimos obtenidos para este primer análisis que compara los dos sistemas emisores mencionados en base a los resultados de confort del modelo de Fanger con 'clo' dinámico (Tabla VII.10) y del modelo adaptativo EN15251 (Tabla VII.11). Los resultados completos con todos los casos simulados y los valores de disconfort en base al modelo de Fanger con definición estática del índice de vestimenta se recogen en formato electrónico en un fichero de Microsoft Excel® que se incluye en el CD adjunto al texto de esta memoria.

En las tablas siguientes, para cada caso de estudio, se han recogido las variables de salida enumeradas a continuación:

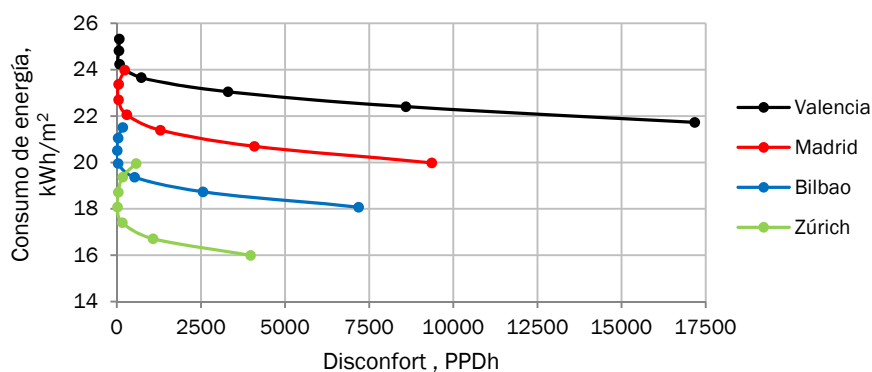
- Consumo de energía total a lo largo del periodo (Etot) en kWh/m<sup>2</sup>
- Disconfort acumulado a lo largo de todo el periodo simulado, medido en PPDh o GhD según el modelo de confort térmico aplicado.
- Porcentaje de horas con exceso del nivel de humedad relativa (HR > 70%) respecto al número total de horas de ocupación del periodo simulado (1570 h)
- Consigna de la temperatura de impulsión en °C
- Consumo de energía asociado a las bombas hidráulicas de toda la instalación durante todo el periodo simulado, en kWh/m<sup>2</sup>
- Caudal de ventilación aplicado en la solución óptima presentada, en renovaciones por hora (ACH)

**Tabla VII.10 Resultados óptimos para la comparación de los sistemas emisores empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico**

			VALENCIA		MADRID		BILBAO		ZURICH	
			TABS	CRCP	TABS	CRCP	TABS	CRCP	TABS	CRCP
CONTINUO	Etot	kWh/m <sup>2</sup>	24.82	22.42	22.7	21.97	20.51	20.75	18.08	18.74
	Disc.	PPDh	59.49	84.02	47.63	39.94	10.07	2.7	15.68	5.53
	t (HR>70%)	%	43.6	39.6	3.1	2.7	11.2	6.2	1.9	2.7
	Tw,in	°C	17	16	18	16	18	18	19	18
	Epump	kWh/m <sup>2</sup>	2.9	5.34	2.9	5.34	2.9	5.34	2.9	5.34
	Ventilación	ACH	3	3	3	3	3	3	3	1.5
FEEDBACK	Etot	kWh/m <sup>2</sup>	23.65	27.36	21.2	20.77	18.45	18.43	15.51	15.51
	Disc.	PPDh	30.91	18.65	2.4	0	4.73	3.34	1.41	0
	t (HR>70%)	%	45.9	32.9	4.3	1.3	11.5	8.3	4	4.5
	Tw,in(°C)	°C	16	18	17	16	16	16	16	17
	Consignas	°C	19/23	21/26	20/23	21/26	20/23	21/26	20/23	21/26
	Epump	kWh/m <sup>2</sup>	1.95	6.86	1.76	4.23	1.29	4.02	1.09	3.58
	Ventilación	ACH	3	3	3	3	3	3	3	1.5

A partir de la Tabla VII.10, los resultados de la optimización utilizando el modelo de Fanger con 'clo' dinámico permiten hacer los siguientes comentarios:

- En la mayoría de casos, las diferencias en el consumo de energía total entre un sistema radiante y otro son relativamente pequeñas, mientras que, en general, los paneles radiantes mejoran ligeramente los resultados de confort térmico, de por sí ya satisfactorios, obtenidos con el sistema TABS.
- Como era de esperar a priori, los climas de Madrid y Zúrich (más secos) generan menos problemas sobre el control de humedad. Pese a que casi todas las soluciones óptimas obtenidas han tendido a casos con caudal de ventilación duplicado, los resultados en estas dos áreas climáticas demuestran que es posible controlar la humedad con este método. Menos del 5% de las horas de ocupación exceden el límite de humedad del 70%, lo cual se ha considerado asumible. Bilbao, por su parte, se comporta ligeramente peor, aunque los valores obtenidos hacen pensar en que con un sistema de control de la humedad definido con algo más de detalle, sería posible paliar estos efectos haciendo uso solo del aire exterior (sin deshumidificación adicional con medios mecánicos).
- La climatología de Valencia constituye una excepción en relación a los dos comentarios anteriores. Por un lado, entre el 30% y el 45% de las horas de ocupación no se logra mantener el rango de humedad recomendado, por lo que cualquier resultado adicional bajo las condiciones presentadas carece de mayor relevancia en tanto que estos valores son totalmente inadmisibles. Si este problema se resolviese con deshumidificación mecánica se entraría en un debate ya comentado en este capítulo que quizás hace poco recomendable la aplicación estos sistemas radiantes en los términos analizados aquí (temperatura de impulsión constante y modo continuo o 'feedback'). En cualquier caso, obviando este aspecto crucial, ambos sistemas proporcionarían un confort térmico admisible (con PPDh entre 18 y 85) pero probablemente mejorable, tal como se verá más adelante.
- La temperatura de impulsión óptima en todos los casos se sitúa entre 16 y 18 °C. En particular, en el análisis llevado a cabo sobre los casos del modo continuo (tanto en TABS como en CRCP) se ha observado un patrón repetitivo de los resultados de consumo de energía y confort en función de la temperatura de impulsión establecida. La Figura VII.14 muestra este aspecto.



**Figura VII.14.- Consumo de energía y desconfort asociado a la operación de TABS en modo continuo con distintas temperaturas de impulsión en las cuatro climatologías estudiadas**

Los puntos situados más a la derecha en el mapa de la figura anterior corresponden a la temperatura de impulsión de 22 °C y conforme se avanza en cada una de las líneas representadas, se van situando los puntos asociados a temperaturas inferiores. Según esto, se observa que en todos los casos se dibuja un patrón curvo con un mínimo de desconfort situado entre los 16 y los 18 °C, en coherencia con los resultados de la Tabla VII.10 ya mencionados.

- Por su parte, en el modo 'feedback' los mejores resultados se obtienen de forma generalizada con una banda muerta 20/23 °C para el caso de la temperatura superficial en TABS, y de 21/26 °C para la temperatura del aire en los casos con sistema de paneles.
- Incidiendo en el análisis de los dos modos de operación considerados, en la Tabla VII.10 se aprecia claramente que el modo 'feedback' supone una mejora sustancial sobre la estrategia básica con operación continua de bombas, reduciendo el consumo y logrando mejores resultados de confort. La reducción del consumo (que varía entre un 5% y un 20% aproximadamente) es más notoria con ambos sistemas (TABS y CRCP) cuanto más suave es el clima analizado. Este hecho puede explicarse porque en climas más exigentes el sistema apenas puede entrar en modulación necesitando que las bombas estén en funcionamiento la mayor parte del tiempo. Por ello, los resultados obtenidos se parecen más a los del modo continuo. Sin embargo, en climas más suaves el sistema sí consigue reducir la temperatura observada y controla su operación con paradas de bombas más frecuentes, lo que reduce de forma más sensible su consumo.
- Por último, el consumo de bombeo es claramente superior para los casos planteados con sistema CRCP respecto a los resultados con TABS. En modo continuo, este exceso alcanza un valor del 84%, incluso a pesar de que los paneles solo entran en operación durante el horario de ocupación del edificio y los TABS operan las 24 h del día en jornadas laborables. Los efectos de control del modo 'feedback' hacen que el consumo de los CRCP llegue hasta triplicar los valores del TABS. Tales resultados son debidos a las hipótesis de simulación relativas al cálculo de consumo de bombeo y a los caudales de agua fijados para la operación de cada sistema. Pese a que las diferencias parecen evidentes, podrían plantearse estudios más específicos con un modelado del fenómeno más detallado.

**Tabla VII.11 Resultados óptimos para la comparación de los sistemas emisores empleando el modelo de evaluación de confort térmico adaptativo EN15251**

			VALENCIA		MADRID		BILBAO		ZURICH	
			TABS	CRCP	TABS	CRCP	TABS	CRCP	TABS	CRCP
CONTINUO	Etot	kWh/m <sup>2</sup>	22.41	20.27	20.7	19.85	19.37	19.13	16.72	17.96
	Disc.	GhD	0.36	0.75	6.43	0	0.58	0.11	8.54	2.48
	t (HR>70%)	%	8.5	5.3	0.3	0	4.5	2.8	1.7	0.2
	Tw,in	°C	21	21	21	20	20	20	20	20
	Epump	kWh/m <sup>2</sup>	2.94	5.3	2.94	5.3	2.94	5.3	2.94	5.3
	Ventilación	ACH	3	1.5	3	1.5	3	1.5	1.5	1.5
	FEEDBACK	Etot	kWh/m <sup>2</sup>	23.24	30.08	21.42	28.04	19.7	18.43	18.07
Disc.		GhD	2.07	0.34	6.69	12.58	8.94	3.37	9.74	9.22
t (HR>70%)		%	8.5	7.9	0.3	1.5	2.1	8.3	0.9	3.7
Tw,in		°C	21	22	21	21	21	16	20	16
Consignas		°C	20/25	21/26	18/22	21/25	19/24	21/26	20/23	21/25
Epump		kWh/m <sup>2</sup>	2.85	10.23	2.89	10.13	2.85	4.02	2.78	3.75
Ventilación		ACH	3	3	3	1.5	3	3	3	3

A la vista de la Tabla VII.11, correspondiente a los resultados de la optimización realizada utilizando el modelo de confort adaptativo EN15251, y en comparación con los basados en el modelo de Fanger, se pueden presentar los siguientes comentarios:

- No se aprecia un patrón identificable en la comparación de los consumos de energía asociados al sistema TABS y al sistema CRCP. No obstante, salvo algunas excepciones que serán comentadas más adelante, se puede señalar que, en general, las diferencias entre ambos sistemas no son muy importantes.

- Quizá el aspecto más destacado reside en que, al proponer una zona de confort más ligada a las condiciones del ambiente exterior (y por tanto, establecida en niveles de temperatura más elevados), la demanda asociada al cumplimiento de los requisitos de confort térmico en este caso es menor, y estos se alcanzan de forma muy satisfactoria en todos los casos ( $GhD < 10$  de forma generalizada).
- Del mismo modo, las temperaturas más elevadas del ambiente interior hacen que el mismo contenido de humedad suponga valores más bajos de humedad relativa, de forma que el exceso de esta respecto a los límites recomendados deja de ser un problema tan importante. Si bien es cierto que para la climatología de Valencia y especialmente al trabajar con TABS aún se supera ligeramente el 5% del periodo de ocupación por encima de H.R.  $> 70\%$ , lo cual debería tratar de corregirse con un planteamiento más detallado del aporte de aire exterior.
- Otro aspecto diferencial con los resultados obtenidos para el modelo de Fanger se basa en que la temperatura de impulsión óptima para la mayoría de casos pasa a situarse en 20 y 21 °C. En principio parece obvio que al necesitar mantener un nivel térmico interior más elevado no sea necesario impulsar agua tan fría como en los casos del primer análisis.
- Sin embargo, en relación con el comentario anterior, la Tabla VII.11 pone de manifiesto un aspecto que no es sencillo intuir a priori en relación a la operación de los sistemas en modo 'feedback'. Las temperaturas de impulsión más elevadas implican que la potencia de disipación del sistema sea menor, y por tanto, también es menor su capacidad para disminuir rápidamente la temperatura observada (ya sea la temperatura superficial en TABS o la temperatura del aire en CRCP) durante el periodo operativo de las bombas. Consecuentemente, se producen menos paradas, y el número de horas de operación de las bombas se incrementa disparando el consumo total en algunos de los casos analizados (aplicación del sistema CRCP en Valencia y Madrid). En particular, este hecho afecta mayoritariamente al sistema CRCP dado que según ya se ha señalado el consumo de bombeo asociado a él es crítico.
- No obstante, el mismo fenómeno comentado en el punto anterior se pone de manifiesto de forma diferente en los casos de Bilbao y Zúrich. En ellos, el proceso de optimización conduce a soluciones en las que se establece la consigna de impulsión más baja posible (16 °C), aumentando la potencia de enfriamiento y evitando el incremento del consumo asociado al número de horas de operación de las bombas. Cabe interpretar que este tipo de estrategia solo es efectiva en climas suaves donde la zona de confort adaptativo se sitúa en temperaturas más moderadas. Su aplicación en climas más cálidos (con confort adaptativo) es contraproducente pues se obtendría un exceso de horas con disconfort por frío.
- Por otra parte, las bandas muertas del control 'feedback' tampoco muestran un patrón muy definido. Quizá cabe señalar que para el sistema CRCP sí existe una tendencia hacia la aplicación de bandas amplias (21/25 °C o 21/26 °C) que permiten prolongar las paradas de bombas y reducir el consumo crítico de bombeo.

Por último, para completar el análisis de la comparación de resultados entre el sistema TABS y el sistema de paneles radiantes o CRCP, ha de hacerse mención a las implicaciones derivadas en relación al dimensionado de la enfriadora. En este sentido, en el apartado VII.2.4 se describió un criterio con dos tamaños de enfriadora distintos, uno para los climas más exigentes de Valencia y Madrid, y otro para los climas más suaves de Bilbao y Zúrich (véase la Tabla VII.4).

Este criterio fue definido para la aplicación de TABS en modo continuo y resulta válido en general también para cualquier otra simulación realizada salvo que se especifique lo contrario. Cabe señalar que el resto de casos de estudio contemplados en este apartado (CRCP en modo continuo y 'feedback', y TABS con control 'feedback') requirieron un dimensionado ligeramente superior para abarcar el caso más desfavorable asociado a la consigna de impulsión de 16 °C. Por simplicidad, se



consideró razonable escoger una enfriadora de 63.3 kW de capacidad y EER nominal de 3.26 para todas las simulaciones.

Este incremento de tamaño del equipo generador respecto al diseño inicial está asociado a que las alternativas comentadas suponen unos tiempos de operación del sistema más reducidos que han de compensarse a priori con una mayor demanda punta. Este hecho es especialmente relevante si se decide trabajar de acuerdo a las estrategias óptimas derivadas de la aplicación del modelo de Fanger, pues como se ha visto, llevan implícitas consignas de impulsión más bajas que requieren mayor capacidad de la enfriadora. En los casos pensados para adaptarse a un modelo de confort adaptativo, en general el dimensionado de la enfriadora podría ajustarse mejor a las necesidades reales, lo cual implica la posibilidad de que los resultados de consumo presentados aquí pudiesen ser ligeramente más interesantes.

En cualquier caso, el dimensionado del equipo de generación ha de ser un problema a resolver de forma particular para cada instalación concreta. Aquí, a través del planteamiento de unos criterios razonables que se adapten al mayor rango de condiciones simuladas, simplemente pretende darse una idea general de las implicaciones que podrían tener unas u otras alternativas sobre este asunto. Nótese que en última instancia el tamaño de la enfriadora tiene claras implicaciones de índole económica, por lo que cualquier conclusión en este sentido tiene un interés justificado. Además, podría resultar atractivo desarrollar estudios futuros más específicos que valoren los costes de inversión y operación asociados a cada caso analizado.

#### VII.4.2. Análisis de alternativas de generación de agua fría

En este segundo análisis se centra el foco de atención en el sistema TABS, observando las características de su operación integrada con tres alternativas diferentes de generación del agua fría (enfriadora convencional condensada por aire (MF-AC), torre de enfriamiento (TORRE) y torre con apoyo de una enfriadora condensada por agua (MF-WC)). Para ello se ha decidido, simular los tres casos en las cuatro zonas climáticas consideradas en todo el capítulo y de acuerdo a dos modos de operación distintos (modo continuo y estrategia PWM en ciclo de 24 horas con activación nocturna y funcionamiento pasivo a lo largo del día).

Las Tablas VII.12 y VII.13 muestran los resultados derivados del proceso de optimización basados nuevamente en la consideración del modelo de Fanger con 'clo' dinámico y del modelo adaptativo, de forma respectiva.

**Tabla VII.12. Resultados óptimos para el análisis de alternativas de generación empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico**

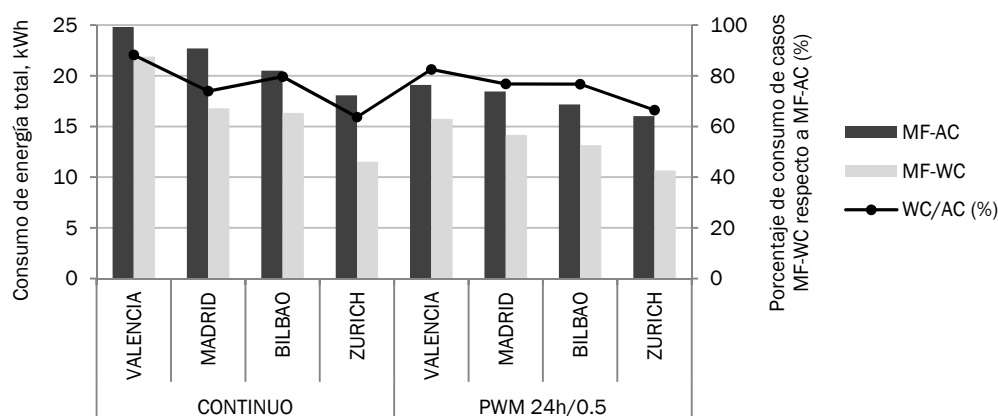
		Etot kWh/m <sup>2</sup>	Disc. PPDh	t (HR>70%) %	Tw,in °C	Epump kWh/m <sup>2</sup>	Ventilación ACH	
CONTINUO	VALENCIA	MF-AC	24.82	59.49	43.6	17	2.9	3
		TORRE	7	24924	3.7	19	3.66	1.5
		MF-WC	21.9	60.54	43.6	17	4.18	3
	MADRID	MF-AC	22.7	47.63	3.1	18	2.9	3
		TORRE	7.38	2967	1.6	18	3.65	1.5
		MF-WC	16.79	47.4	3.1	18	4.25	3
	BILBAO	MF-AC	20.51	10.07	11.2	18	2.9	3
		TORRE	8.31	994	3.9	18	3.65	3
		MF-WC	16.34	10.01	11.2	18	4.14	3
ZURICH	MF-AC	18.08	15.68	1.9	19	2.9	3	
	TORRE	8.55	45.4	2.9	19	3.61	3	
	MF-WC	11.52	15.55	1.9	19	4.17	3	

**Tabla VII.12 (cont.) Resultados óptimos para el análisis de alternativas de generación empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico**

		Etot kWh/m <sup>2</sup>	Disc. PPDh	t (HR>70%) %	Tw,in °C	Epump kWh/m <sup>2</sup>	Ventilación ACH
PWM 24h/0.5	VALENCIA	19.1	445	30.5	16	1.49	3
	TORRE	4.45	28991	3.1	16	2.19	1.5
	MF-WC	15.76	424	30.8	16	2.1	3
	MADRID	18.45	265	2.8	16	1.49	3
	TORRE	4.64	3666	2.3	16	2.19	1.5
	MF-WC	14.17	235	2.9	16	2.11	3
	BILBAO	17.17	25.5	11.5	16	1.49	3
	TORRE	5.69	1564	3.4	17	2.19	3
	MF-WC	13.17	29.1	11	16	2.04	3
	ZURICH	16.02	73.8	2.7	17	1.49	3
	TORRE	4.65	189	4.9	18	2.18	1.5
	MF-WC	10.65	76.9	2.7	17	2.09	3

A la vista de la Tabla VII.12. se pueden realizar los siguientes comentarios:

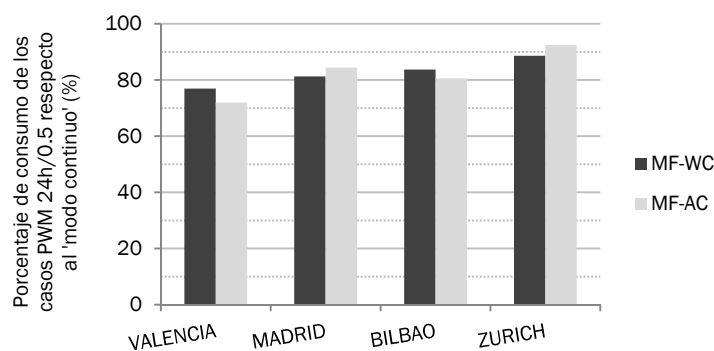
- La observación más destacada es que la operación solo con torre reduce en gran medida el consumo total de energía, pero prácticamente en ningún caso logra mantener las condiciones de confort adecuadas según el modelo de Fanger. Solamente en Zúrich operando en modo continuo se aproxima a ese objetivo (PPDh = 45.4).
- Por su parte, el planteamiento del apoyo de la torre con enfriadora condensada WC proporciona resultados de confort térmico prácticamente idénticos, reduciendo sensiblemente el consumo total de energía. La Figura VII.15 cuantifica gráficamente esta reducción para todos los casos derivados del proceso de optimización. Se aprecian ahorros del consumo de energía generalizados entre el 20% y el 40%. Los valores de ahorro más elevados se corresponden con la climatología de Zúrich, que permite mayor número de horas de operación de la torre.



**Figura VII.15.- Consumo de energía total y ratio de comparación asociado a la operación de TABS con enfriadoras MF-AC y MF-WC operando en modo continuo o con activación solo nocturna.**

- Respecto a la humedad se pueden hacer los mismos comentarios ya realizados en el primer análisis en el apartado VII.4.1. Los climas de Zúrich y Madrid no suponen un problema en este sentido. Climas como el de Bilbao se encuentran en el límite, debiendo revisar con cautela el diseño del aporte de aire exterior. Por su parte, en climas relativamente cálidos y húmedos como el de Valencia, el mero aporte de ventilación no es capaz de controlar la humedad, lo cual plantea un importante hándicap a la aplicación del sistema.

- En general todas las opciones óptimas encontradas requieren el aporte de doble caudal de aire para ayudar a controlar la humedad. Los únicos que no muestran este comportamiento son casos asociados al funcionamiento solo con torre ya que al no ser capaces de adecuarse a la zona de confort, las temperaturas obtenidas son más elevadas, la humedad relativa es más baja y en consecuencia no es necesario ventilar más. Obviamente, tales casos no son significativos en tanto que no proporcionan una calidad admisible del ambiente térmico interior.
- Las consignas de temperatura óptimas se sitúan en los 17-19 °C (en general más altas cuanto más suave es el clima) para el modo de operación continuo. Sin embargo, en modo PWM con operación nocturna las consignas se reducen 1 o 2 °C. Esto se debe nuevamente a que al disminuir el número de horas en modo activo, la potencia requerida es mayor y deben suministrarse temperaturas más bajas.
- Por otro lado, pese a que este aspecto se analiza de forma más específica en el apartado VII.4.3, se puede señalar también que el modo de operación PWM 24h/0.5 implica en todos los casos una reducción del consumo de energía total entre el 10% y el 20%. En Valencia, la disminución en el consumo observada es incluso superior, si bien, dados los comentarios realizados en base al incumplimiento de los límites de humedad, tales resultados deben tomarse con precaución. La Figura VII.16. muestra gráficamente este aspecto.



**Figura VII.16.- Ratio de consumos en % de los casos de estudio con modo PWM en operación nocturna respecto al modo de operación continuo**

- Finalmente, cabe indicar que la aplicación de la alternativa con enfriadora WC supone unos consumos de bombeo más elevados que en el caso convencional con enfriadora AC. Este incremento es imputable fundamentalmente al circuito de circulación de agua de la torre. No obstante, ya se ha comprobado que el consumo total se reduce de forma importante. Por lo tanto, pese al aumento de los costes de bombeo, cuantas más horas pueda operar la torre, más interesantes serán los resultados obtenidos.

Por otro lado, en la página siguiente la Tabla VII.13 presenta el mismo análisis anterior basado en este caso en una evaluación del confort térmico en términos del modelo adaptativo EN15251. A la vista de los resultados mostrados en dicha tabla cabe hacer las siguientes observaciones:

- El aspecto más destacable es que la mayor flexibilidad de los criterios de confort del modelo adaptativo hacen que ciertas alternativas de operación con importantes carencias bajo el enfoque de Fanger, muestren ahora resultados satisfactorios y un potencial de aplicación muy interesante. En este sentido, la operación de los TABS solo con torre de enfriamiento permite mantener las condiciones interiores dentro de la zona de confort adaptativa ( $GhD < 10$ , en todos los casos), con consumos de energía total que reducen a más de la mitad aquellos asociados a las alternativas con enfriadora.
- En consonancia con lo ya comentado en el apartado VII.4.1., bajo este enfoque adaptativo el resto de casos óptimos obtenidos también proporcionan unos niveles de confort térmico adecuados y un número de horas asumible en las que se exceden los límites de humedad relativa interior (con

la ligera excepción del clima de Valencia donde debiera adecuarse el planteamiento de la ventilación).

- Pese a que el consumo de las alternativas con enfriadora WC es claramente superior a aquellas solo con torre, se observa una reducción importante en comparación con los casos óptimos derivados del modelo de Fanger. Este hecho es fácilmente explicable, en tanto que la mayor flexibilidad de los límites adaptativos, también permite incrementar sensiblemente el número de horas de operación de la torre (free-cooling hidráulico) reduciendo el consumo global.
- Las consignas de la temperatura de impulsión, por su parte, se establecen en general entre los 19 y los 22 °C.

**Tabla VII.13 Resultados óptimos para el análisis de alternativas de generación empleando el modelo de evaluación de confort térmico adaptativo EN15251**

		Etot	Disc.	t (HR>70%)	Tw,in	Epump	Ventilación	
		kWh/m <sup>2</sup>	GhD	%	°C	kWh/m <sup>2</sup>	ACH	
CONTINUO	VALENCIA	MF-AC	22.41	0.36	8.5	21	2.94	3
		TORRE	8.14	8.79	1.4	22	3.62	3
		MF-WC	17.17	0.36	8.5	21	4.23	3
	MADRID	MF-AC	20.7	6.43	0.3	21	2.94	3
		TORRE	7.33	9.46	0.2	22	3.6	1.5
		MF-WC	12.29	6.52	0.2	21	4.28	3
	BILBAO	MF-AC	19.37	0.58	4.5	20	2.94	3
		TORRE	7.09	7.55	3.1	22	3.6	1.5
		MF-WC	11.76	4.86	2.1	21	4.25	3
PWM 24h/0.5	ZURICH	MF-AC	16.72	8.54	1.7	20	2.94	1.5
		TORRE	7.34	0.1	1.4	21	3.58	1.5
		MF-WC	9.6	1.71	1.7	20	4.28	1.5
	VALENCIA	MF-AC	18.02	2.09	5	20	1.49	3
		TORRE	5.61	33.6	0.9	20	2.18	3
		MF-WC	14.16	2.1	5	20	2.11	3
	MADRID	MF-AC	16.43	2.93	0.6	19	1.49	1.5
		TORRE	4.62	9.24	0.1	21	2.17	1.5
		MF-WC	10.74	2.97	0.7	19	2.13	1.5
BILBAO		MF-AC	15.34	0.9	4.3	19	1.49	1.5
		TORRE	4.5	7.61	2.5	21	2.17	1.5
		MF-WC	10.46	0.92	4.3	19	2.07	1.5
	ZURICH	MF-AC	14.34	5.9	1	19	1.49	1.5
		TORRE	4.64	0	1.1	20	2.17	1.5
		MF-WC	7.55	5.96	1	19	2.13	1.5

Por último, ha de hacerse referencia nuevamente a las implicaciones de las distintas alternativas estudiadas sobre el dimensionado del tamaño de los equipos de generación. En primer lugar, se debe notar que los valores de diseño de la torre de enfriamiento descritos en la sección VII.2.4 han sido aplicados aquí en todos los casos pertinentes. Sin embargo, el tamaño de la enfriadora utilizado difiere en algunas situaciones de los definidos según los criterios de ese mismo apartado.

Si en el análisis comparativo de sistemas TABS y CRCP ya se señaló que los tiempos de operación más reducidos respecto del caso más simple (TABS en modo continuo) obligaban a considerar tamaños de enfriadora superiores, en este caso el estudio del modo PWM con operación nocturna conlleva implicaciones similares. En particular, se decidió incrementar en 'dos tamaños' el

dimensionado de la enfriadora para cada caso (dentro de las máquinas proporcionadas por el fabricante en una misma gama de equipos). Así, para la enfriadora AC en Valencia y Madrid se contempló un equipo de 70.1 kW frente a los 54.4 kW planteados originalmente, y en Bilbao y Zúrich se utilizaron 63.3 kW frente a los 46.5 kW originales. Para la enfriadora WC se pasó de 53.7 kW a 75.1 kW en las áreas más cálidas y de 47.4 kW a 61.8 kW en las más suaves.

En definitiva, se trata de un aspecto a tener en cuenta y que en este caso supone una cierta desventaja sobre la propuesta de la alternativa PWM en términos de inversión y del correspondiente apartado del análisis de costes de ciclo de vida. No obstante, como ya se ha dicho, en esta tesis no se profundizará más en este sentido.

### VII.4.3. Análisis de modos y parámetros de control

Para concluir el capítulo se ha analizado con mayor detalle el comportamiento de distintas estrategias de operación de TABS de acuerdo a lo descrito en el apartado VII.2.5.

Las Tablas VII.14 y VII.15 recogen los resultados derivados para las cuatro ciudades contempladas bajo los criterios de confort que se vienen utilizando a lo largo de todo el capítulo. Todos estos resultados corresponden, además, a los casos con generación de agua fría mediante torre de enfriamiento y enfriadora WC de apoyo. Nótese que esta alternativa ya ha demostrado un comportamiento muy interesante, situándose como una opción intermedia entre el caso convencional con enfriadora AC (que conduce a consumos sensiblemente más elevados) y el caso con torre únicamente (que no es capaz de garantizar el confort térmico en un número importante de condiciones).

Adicionalmente, debe comentarse que en las tablas siguientes la última columna recoge el valor de los límites de la banda muerta del control 'feedback', o en su caso el índice identificativo (SEL) del orden en que se activan los circuitos TABS de las tres zonas térmicas en las opciones PWM con fracción en 'ON' de 1/3.

Este índice puede tomar valores de 1, 2 o 3. Si SEL=1, la activación de las tres zonas comienza por la zona Sur a las 22h del domingo, siguiendo con la zona interior y finalmente con la zona Norte. Si SEL=2 el modo activo se aplica a la zona Norte en primer lugar y si SEL=3, a la zona interior. Este aspecto puede afectar al manejo de la demanda de energía durante el horario de ocupación en cada una de las zonas dependiendo de si la activación se ha producido más o menos próxima en el tiempo al comienzo de dicho horario. El objetivo de incluir esta variable dentro del análisis paramétrico y de optimización es analizar la importancia de esta influencia.

**Tabla VII.14 Resultados óptimos para el análisis de modos y parámetros de control empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico**

	Etot kWh/m <sup>2</sup>	Disc. PPDh	t (HR>70%) %	Tw,in °C	Epump kWh/m <sup>2</sup>	Vent. ACH	Consignas // SEL °C // -
VALENCIA	CONTINUO	21.9	60.54	43.6	17	4.18	3
	FEEDBACK	23.83	31.4	45.9	16	2.73	3
	PWM 24h/0.5	15.76	424	30.8	16	2.1	3
	PWM 12h/0.33	18.96	5968	10.4	16	2.13	3
	PWM 6h/0.33	18.96	5751	11	16	2.13	3
MADRID	CONTINUO	16.79	47.4	3.1	18	4.25	3
	FEEDBACK	19.15	2.4	8.5	17	2.49	3
	PWM 24h/0.5	14.17	235	2.9	16	2.11	3
	PWM 12h/0.33	16.23	2333	0.3	16	2	3
	PWM 6h/0.33	16.27	2283	0.4	16	2	3

**Tabla VII.14 (cont.) Resultados óptimos para el análisis de modos y parámetros de control empleando el modelo de evaluación de confort térmico de Fanger con 'clo' dinámico**

		Etot	Disc.	t (HR>70%)	Tw,in	Epump	Vent.	Consignas // SEL
		kWh/m <sup>2</sup>	PPDh	%	°C	kWh/m <sup>2</sup>	ACH	°C // -
BILBAO	CONTINUO	16.34	10.01	11.2	18	4.14	3	
	FEEDBACK	18.08	6.85	10.9	18	3.36	3	20/23
	PWM 24h/0.5	13.17	29.1	11	16	2.04	3	
	PWM 12h/0.33	15.44	616.7	3.9	16	1.92	3	2
	PWM 6h/0.33	15.52	617.2	4.1	16	1.92	3	1
ZURICH	CONTINUO	11.52	15.55	1.9	19	4.17	3	
	FEEDBACK	12.12	0.45	3.6	18	2.92	3	20/23
	PWM 24h/0.5	10.65	76.9	2.7	17	2.09	3	
	PWM 12h/0.33	12.41	204.6	1.2	16	1.8	3	2
	PWM 6h/0.33	12.48	205.8	1.3	16	1.8	3	1

A partir de los resultados utilizando el modelo de Fanger con 'clo' dinámico, que son mostrados en la Tabla VII.14, se derivan los siguientes comentarios fundamentales:

- En primer lugar hay que señalar que las estrategias PWM con fracción en 'ON' de 1/3 reducen ligeramente el consumo de bombeo respecto a la situación con fracción 0.5, pero en todas las localizaciones suponen un consumo de energía total superior y especialmente unos resultados de confort no deseados. Por tanto, pese a que cabe recordar que estas alternativas se plantean para reducir los costes de inversión de la instalación hidráulica (y esos beneficios no son estudiados aquí), los resultados con el modelo de Fanger demuestran que no son competitivas en términos de confort y consumo de energía.
- Pese a ello, cabe fijarse en que en todos los climas estudiados la solución óptima asigna un periodo de activación inicial de la zona Norte entre las 22:00h y las 02:00h (SEL=2) en la estrategia PWM 12h/0.5, y entre las 02:00h y las 04:00h (SEL=1) en el caso PWM 6h/0.33. Recordando que los valores de disconfort incluidos en la optimización son los de dicha zona Norte, se puede interpretar que en estas estrategias interesa activar la zona térmica objeto de estudio con una antelación suficiente (entre 3 y 5 h) al comienzo del horario de ocupación y del periodo de intervención de las cargas internas. Esta observación es coherente con los retardos determinados en el estudio del capítulo IV y la recomendación ya apuntada de anticipar la carga de la losa a los periodos de máxima demanda.
- Por otro lado, la estrategia de menor consumo corresponde al modo PWM con activación nocturna (fracción en 'ON' de 0.5). Sin embargo, los resultados de confort térmico siguen estando lejos de los deseables. De este modo, de acuerdo al criterio de optimización utilizado aquí, en las cuatro áreas climáticas las mejores prestaciones combinadas (confort-energía) están asociadas al modo 'feedback' o incluso a la operación en continuo en el caso de Bilbao.

El resto de resultados aportan conclusiones en la línea de lo ya comentado en apartados anteriores:

- En todos los casos es necesario utilizar un caudal de ventilación doble para contribuir al control de la humedad interior, y aún así, en Bilbao y especialmente en Valencia no se logran los resultados deseados.
- Además, las consignas de la temperatura de impulsión se sitúan en torno a los 17-18 °C en los casos de mayor interés ('feedback'), reduciéndose hasta los 16 °C en la práctica totalidad de casos con estrategias PWM. Esta observación permite proponer como trabajo futuro el análisis de estas estrategias PWM con temperaturas de impulsión más frías. Por un lado, quizá se obtuviesen

mejores resultados de confort, pero por otro, en contrapartida, podría caerse en una zona de operación que reduce la aplicabilidad de la torre de enfriamiento y que puede causar temperaturas superficiales en el emisor radiante incompatibles con requisitos de otra índole (por ejemplo, riesgo de condensaciones o disconfort térmico local).

Para concluir, a continuación la Tabla VII.15 muestra los resultados derivados del mismo estudio de distintas estrategias de control del TABS, en este caso utilizando el modelo adaptativo EN15251 para la evaluación del disconfort térmico.

**Tabla VII.15 Resultados óptimos para el análisis de modos y parámetros de control empleando el modelo de evaluación de confort térmico adaptativo EN15251**

		Etot kWh/m <sup>2</sup>	Disc. GhD	t (HR>70%) %	T <sub>w,in</sub> °C	Epump kWh/m <sup>2</sup>	Vent. ACH	Consignas // SEL °C // -
VALENCIA	CONTINUO	17.17	0.36	8.5	21	4.23	3	
	FEEDBACK	19.62	2.07	8.5	21	4.09	3	20/25
	PWM 24h/0.5	14.16	2.1	5	20	2.11	3	
	PWM 12h/0.33	17.85	4.16	3.8	18	2.07	3	3
	PWM 6h/0.33	17.9	2.21	3.9	18	2.07	3	2
MADRID	CONTINUO	12.29	6.52	0.2	21	4.28	3	
	FEEDBACK	13.27	6.78	0.2	21	4.21	3	18/22
	PWM 24h/0.5	10.74	2.97	0.7	19	2.13	1.5	
	PWM 12h/0.33	13.06	9.66	0	1.8	1.9	1.5	2
	PWM 6h/0.33	13.17	10.2	0	18	1.91	1.5	1
BILBAO	CONTINUO	11.76	4.86	2.1	21	4.25	3	
	FEEDBACK	12.38	8.99	2.1	21	4.12	3	19/24
	PWM 24h/0.5	10.46	0.92	4.3	19	2.07	1.5	
	PWM 12h/0.33	13.54	1.67	1	18	1.84	3	2
	PWM 6h/0.33	13.66	2.88	1	18	1.84	3	3
ZURICH	CONTINUO	9.6	1.71	1.7	20	4.28	1.5	
	FEEDBACK	10.82	9.74	0.9	20	4.05	3	20/23
	PWM 24h/0.5	7.55	5.96	1	19	2.13	1.5	
	PWM 12h/0.33	9.93	4.23	0.2	18	1.69	3	2
	PWM 6h/0.33	9.92	4.86	0.2	18	1.69	3	1

Muchas de las conclusiones que se pueden extraer de estos datos ya se han comentado y no se repetirán de nuevo aquí. Sin embargo, los siguientes aspectos son dignos de mención:

- La aceptación del criterio de confort adaptativo hace que todos los casos analizados sean capaces de proporcionar unos niveles muy satisfactorios de calidad del ambiente térmico. Por tanto, estrategias que antes han sido descartadas adquieren cierta consideración ahora.
- No obstante, los modos de operación PWM con fracción en 'ON' de 1/3 siguen proporcionando peores resultados de consumo de energía que el resto de alternativas. En particular, bajo este nuevo enfoque la opción más interesante es la aplicación del modo PWM con activación durante el horario nocturno. Sus prestaciones de confort térmico son similares o mejores al resto y el consumo de energía total asociado es claramente inferior en todos los climas. En cualquier caso, recuérdese que si se admiten los límites de confort adaptativos, las alternativas de generación solo con torre proporcionan un consumo menor aún que cualquier caso planteado con el apoyo de la enfriadora WC.

- Este hecho, que ya fue justificado de forma parcial en el apartado anterior, está relacionado con una hipótesis más general de gran interés y cuyo planteamiento no ha entrado a ser debatido por la comunidad investigadora en este ámbito:

Si el sistema TABS es aplicado de acuerdo con una estrategia de este tipo (activación nocturna y descarga pasiva a lo largo del día coincidiendo con la actuación de las cargas internas) el acondicionamiento del edificio durante el periodo de ocupación es mayoritariamente pasivo y el ambiente térmico interior queda sometido en gran medida a la interacción entre el propio edificio y su entorno exterior. Si esto es así, y en base a las hipótesis de las teorías de confort adaptativo, no sería descabellado aplicar los criterios de estas teorías a los edificios que operen bajo este concepto. De este modo, y a la vista de los resultados aquí presentados, se favorecería la aplicación de alternativas de generación sostenibles capaces de aprovechar recursos naturales y reducir sensiblemente el consumo total del edificio.

En base a ello, sería de gran interés poder trabajar en una línea que analice si, en efecto, la aplicación de criterios adaptativos en edificios equipados con TABS y operados de este modo proporciona un ambiente térmico satisfactorio para sus ocupantes.

Finalmente, no debe concluirse este apartado sin mencionar que la aplicación de estrategias PWM con fracción en 'ON' de 1/3 en este caso suponen una pequeña ventaja también desde el punto de vista del tamaño de la enfriadora y la inversión económica y energética asociada.

En este sentido, cabe recordar que el planteamiento de estas alternativas buscaba reducir a la tercera parte el tamaño de gran parte de la instalación (enfriadora, bombas, tuberías, etc.) dado que solamente ha de abastecer una zona térmica a la vez. Tras la realización del presente estudio de simulación se observó que, en consonancia con ello, es posible seleccionar un tamaño menor de enfriadora, pese a que, sin embargo, la relación entre la capacidad nominal original y la selección final no puede ser de 1:3.

En concreto, para la realización del estudio se empleó una enfriadora de 40.7 kW en los climas suaves (frente a los 47.4 kW originales), y 47.4 kW en los climas más cálidos (frente a los 53.7 kW originales). El hecho de que una enfriadora de la tercera parte de la capacidad planteada en origen no fuese suficiente está asociado nuevamente a que la reducción del periodo de operación en régimen activo en cada zona térmica se reduce de 24h a 8h, y los picos de potencia son mayores al aplicar estrategias PWM.

Así pues, el efecto del tratamiento no simultáneo de cada zona se impone sobre el incremento de los picos de potencia demandada, permitiendo la selección de una máquina que se encuentra tan solo un escalón por debajo dentro de la gama del fabricante.

## VII.5. CONCLUSIONES

En el presente capítulo se ha llevado a cabo un estudio de simulación de sistemas de acondicionamiento radiante, con especial atención a la tecnología TABS, en distintas áreas climáticas, bajo distintas estrategias de operación y control, y con un análisis de integración con diferentes alternativas de generación sostenible.

Este tipo de estudios, y su posterior verificación en proyectos de demostración han de constituir una herramienta fundamental que contribuya a la consolidación de estos sistemas en zonas del centro y Norte de Europa donde ya están razonablemente establecidos, así como a su progresiva penetración y desarrollo en áreas meridionales más cálidas.

Con este objetivo, a partir de los resultados derivados del análisis de un gran número de combinaciones posibles y a través de la aplicación de una metodología de optimización razonada, ha



sido posible extraer una serie de conclusiones acerca del comportamiento de los sistemas radiantes en un amplio rango de condiciones de trabajo. Dichos comentarios se sintetizan en los siguientes puntos de mayor relevancia:

- Los sistemas TABS y CRCP tienen un comportamiento combinado 'confort-energía' generalmente similar bajo operación en modo continuo o con un control 'feedback'. Si bien, con las hipótesis consideradas, el consumo de bombeo es claramente más elevado en sistemas de paneles. Por ello, resulta crítico establecer un equilibrio entre la temperatura de impulsión utilizada y las horas de funcionamiento de bombas para alcanzar una solución óptima en cada climatología.
- El control de la humedad interior supone un hándicap importante a la aplicación de estos sistemas en climas como el de Valencia al exceder en periodos prolongados los límites recomendables. No obstante, los resultados en otras áreas climáticas del sur de Europa como las correspondientes a Bilbao, y especialmente Madrid (clima continental con condiciones estivales relativamente cálidas y secas), demuestran condiciones generalmente muy satisfactorias con un claro potencial de aplicación. En estos climas, el control de humedad se presenta fácilmente gestionable a través del aporte de aire exterior.
- El criterio de evaluación de confort térmico escogido determina enormemente las posibilidades de los diferentes casos analizados. El modelo adaptativo plantea una zona de confort más flexible, de forma que alternativas descartadas bajo el enfoque de Fanger muestran características muy prometedoras con consumos claramente inferiores y la capacidad de mantener una adecuada calidad del ambiente térmico.
- En el análisis de distintas alternativas de generación de agua fría, la utilización de una torre de enfriamiento únicamente no permite en ningún caso cumplir los requerimientos de confort en base al modelo de Fanger. Sin embargo, asumiendo la mayor flexibilidad de un confort adaptativo se ha demostrado que esta opción es la más interesante, con consumos de energía totales ampliamente inferiores y una capacidad de mantener adecuados niveles de calidad del ambiente interior en la práctica totalidad de los casos estudiados.
- La alternativa de generación más adecuada en caso de establecer criterios de confort en base al modelo de Fanger es la aplicación de la torre con apoyo de una enfriadora condensada por agua. En tal caso, se han obtenido ahorros de energía entre el 20% y el 40% respecto a la aplicación de una enfriadora condensada por aire, sin empeorar los niveles de confort proporcionados.
- Por otro lado, la comparación de distintas estrategias de operación permite señalar que un control 'feedback' de los TABS en base al valor observado de la temperatura de la superficie emisora es la opción más interesante de acuerdo a los valores asociados de consumo de energía total y disconfort acumulado con el modelo de Fanger. Este resultado pone de manifiesto las posibilidades de gestionar la operación del sistema TABS a través de metodologías de control simples, garantizando siempre los niveles de confort térmico.
- Finalmente, la aplicación de criterios de confort adaptativo posibilita la obtención de resultados aún mejores a través de la implementación de una estrategia PWM con activación nocturna y operación pasiva durante el día.

Adicionalmente, estos resultados, así como el análisis previo llevado a cabo para la acotación del estudio de simulación, han permitido identificar distintos aspectos que podrían ser investigados de forma más específica en trabajos futuros derivados de esta tesis. Entre ellos sería interesante profundizar en:

- El desarrollo de soluciones de control de humedad en climatologías como la de Valencia (cálidas y húmedas), compatibles con la garantía de la eficiencia energética en la operación del sistema TABS.

- En la demostración de aplicabilidad de los criterios de confort adaptativo en edificios acondicionados de forma pasiva con sistemas radiantes
- Los análisis económicos y de ciclo de vida (*Life Cycle Analysis, LCA*) sobre la aplicación de las distintas alternativas propuestas aquí, de forma que se cuantificase la influencia de la variación de los costes de inversión en función de la instalación y esquema de operación seleccionados.
- El análisis más detallado de los consumos de bombeo.
- El análisis de la utilización de temperaturas de consigna más frías en determinadas configuraciones, contemplando sus posibles efectos en términos de riesgo de condensaciones y discomfort térmico local.

En definitiva, con todo ello se completa la línea de trabajo marcada en la presente tesis doctoral, que llega desde el establecimiento de una base de conocimiento sólida sobre algunos de los sistemas radiantes, hasta el análisis y aplicación de herramientas de simulación adecuadas. En este proceso, se proporcionan unos resultados novedosos y de utilidad de cara a seguir desarrollando una línea de investigación con un amplio potencial para el acondicionamiento sostenible de edificios.

## VII.6. REFERENCIAS

- [Andrés et al. 2014] M. Andrés, E. Velasco, A. Tejero, F.J. Rey. 2014. *Simulation-based optimization study of radiant ceiling panels in the climatic area of Spain*. VII Congreso Ibérico y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2014). Tarragona, España.
- [Asadi et al. 2012] Ehsan Asadi, Manuel Gameiro da Silva, Carlos Henggeler Antunes, Luís Dias. 2012. A multi-objective optimization model for building retrofit strategies using TRNSYS simulations, GenOpt and MATLAB. *Building and Environment*, 56, 370-378
- [ASHRAE 2010] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc. 2010. *ASHRAE Standard 90.1-2010*. Atlanta.
- [Behrendt y Christensen 2013] B. Behrendt, J. Chistensen. 2013. *Climate classification for the simulation of Thermally Activated Building Systems (TABS)*. Proceedings of BS2013. 13<sup>th</sup> Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France.
- [Brager y de Dear 1998] Gail S. Brager, Richard J. de Dear. 1998. *Thermal adaptation in the built environment: a literature review*. *Energy and Buildings*, 27, 83-96.
- [Braun 1988] J.E. Braun. 1988. *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems*. PhD Thesis, University of Wisconsin – Madison, USA.
- [CEN EN14240 2004] European Committee for Standardization - CEN, 2004. *EN 14240 – Ventilation of buildings - Chilled ceilings - Testing and rating*. Brussels.
- [CEN EN15251 2007] European Committee for Standardization - CEN, 2007. *EN 15251 - Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*. Brussels.
- [CEN EN15377 2005] European Committee for Standardization - CEN, 2005. *EN 15377-1: Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 1: determination of the design heating and cooling capacity*. Brussels.
- [Costelloe y Finn 2009] B. Costelloe, D. Finn. 2009. *Heat transfer correlations for low approach evaporative cooling systems in buildings*. *Applied Thermal Engineering*, 29, 105-115
- [DIN 4715 1994] Deutsches Institut für Normung e. V. 1994. *Cooling surfaces for rooms; part 1: measuring of the performance with free flow*. DIN 4715-1:1994-07. Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- [España 2007] España. 2007. *REAL DECRETO 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*. BOE núm. 207, 29 de agosto de 2007, 35931-35984
- [Eurovent 2015] European Committee of Air Handling and Refrigeration Equipment Manufacturers, EUROVENT. 2015. Eurovent Certified Performance. Disponible en: <http://www.eurovent-certification.com>
- [Fanger 1972] P.O. Fanger, 1972. *Thermal Comfort. Analysis and applications in environmental engineering*. McGraw-Hill Book Company. United States. ISBN 0-07-019915-9
- [Ferrara et al. 2014] Maria Ferrara, Enrico Fabrizio, Joseph Virgone, Marco Filippi. 2014. *A simulation-based optimization method for cost-optimal analysis of nearly Zero Energy Buildings*. *Energy and Buildings*, 84, 442-457
- [Gwerder et al. 2009] M. Gwerder, J. Tödtli, B. Lehmann, V. Dorer, W. Güntensperger, F. Renggli. 2009. *Control of thermally activated building systems (TABS) in intermittent operation with pulse width modulation*. *Applied Energy* 86, 1606-1616.
- [ISO7730 2005] International Organization for Standardization, 2005. *ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*
- [Jaber y Webb 1989] H. Jaber, R. L. Webb. 1989. *Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method*. ASME Journal of Heat Transfer, 111, 837-843.
- [Klein et al. 2010] S. Klein, W. Beckman, J. Mitchell. 2010. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison (USA) <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>
- [Kottek et al. 2006] M. Kottek, J. Grieser, Ch. Beck, B. Rudolf, F. Rubel. 2006. *World map of the Köppen-Geiger climate classification updated*. *Meteorologische Zeitschrift*, 15 (3), 259-263.

## Capítulo VI: Optimización de estrategias integradas con sistemas radiantes por techo

- [Lehmann et al. 2011] B. Lehmann, V. Dorer, M. Gwerder, F. Renggli, J. Tödtli. 2011. *Thermally activated building systems (TABS): Energy efficiency as a function of control strategy, hydronic circuit topology and (cold) generation system*. Applied Energy, 88, 180-191.
- [Nguyen et al. 2014] Anh-Tuan Nguyen, Sigrid Reiter, Philippe Rigo. 2014. *A review on simulation-based optimization methods applied to building performance analysis*. Applied Energy, 113, 1043-1058.
- [Peel et al. 2007] M.C. Peel, B.L. Finlayson, T.A. McMahon. 2007. *Updated world map of the Köppen-Geiger climate classification*. Hydrology and Earth System Sciences, 11, 1633-1644.
- [Sourbron y Helsen 2010] M. Sourbron, L. Helsen, 2010. *Thermally activated building systems in office buildings: impact of control strategy on energy performance and thermal comfort*. In: Proceedings of the 8th international conference on system simulation in buildings, Liège, Belgium, P160, 19.

# FINAL CONCLUSIONS AND FUTURE WORK

This last section collects the final conclusions to which the present PhD thesis has given rise. It focuses on the main original contributions of the developed research, as well as on those derived questions that deserve to be the target of more specific future work.

## ***Main original contributions***

This thesis constitutes one of the first works devoted to the study of radiant conditioning systems that is especially committed to the analysis of the potential of Thermally Activated Building Systems (TABS) for cooling operation in climatic areas of Southern Europe. In this regard, it contributes to the knowledge of a quite unexplored research field with different energy and thermal comfort analyses approached through theoretical, experimental and simulation methods.

On one hand, it manages to improve the basic knowledge on the radiant technology in order to, on the other one, conveniently develop different parametric and applicability studies that provide valuable recommendations for design and operation purposes.

Particularly, the following specific contributions should be remarked:

- Based on the experimental characterization of a radiant ceiling panel system under controlled realistic operation conditions, the fundamentals of heat transfer between a radiant surface and its thermal environment was studied. Most of the previous knowledge already presented in the literature was corroborated. However, some ambiguous aspects were strictly approached and properly explained. In brief, the operative temperature should be rejected as the only reference temperature to be used for the estimation of the system's thermal power. A separate analysis of radiant and convective phenomena or the definition of a reference temperature allowing for the characteristics of the heat exchange between the environment and the radiant surface (not the human being) are proposed.
- The use of proper calculation methods led to the development of theoretical parametric studies able to derive valuable guidelines for TABS design. Results are presented in practical tables that provide the steady-state values of the system's thermal power for different constructive configurations and operating conditions. Such an approach is often obviated and cannot be found in literature, which normally takes for granted a given constructive TABS design based on 'commonly accepted' values.
- Moreover, the same theoretical approach also provides original results on the transient behaviour of an activated slab under both passive and active operation modes. The most relevant conclusion is that the constructive design of the TABS needs to find a balance between storage capacity and system's controllability. Thicker slabs (up to 35 cm) should be proposed when passive operation dominates, so that the storage capacity can be improved. Thinner slabs and higher pipe density, which increases the energy input associated to a given supply temperature, will favour system's controllability. So, they are preferred when the TABS is to be operated in active mode.

In this regard, the characterization of the TABS transient response to different perturbations in terms of buffering capacity and time delay of the peak load also provides valuable information to effectively adapt the operation strategy to the building energy demand.

- This work also provides experimental evidence on the TABS comfort performance derived from a monitoring survey carried out in one of the few demonstration buildings in the climatic area of Spain. The successful results encourage the continuation of the research efforts in order to take the correct steps for the development of this conditioning technology.

- Focusing on the simulation tasks developed within this doctoral thesis, the analysis and improvement of a simulation model for an office building located in Kassel, Germany, should be emphasized. After the development of this work highly satisfactory results were obtained, showing quite low deviations between measured and simulated values in terms of indoor air temperature, relative humidity and energy input. This outcome allowed one to identify key aspects for the proper TRNSYS modelling of buildings in which cooling radiant systems are arranged (such as the solar absorptivity of the radiant surface or the consideration of vertical air temperature difference). Also, the final model will be helpful for the development of further work under the European project *BaaS* (Building as a Service) in order to implement an MPC (Model Predictive Control) strategy into the target building.
- Finally, the last chapter of this doctoral thesis presents a comprehensive simulation study in which various conditioning solutions based on CRCP and TABS systems are compared. The analysis of their performance in four different European climatic areas identified important limitations associated to the humidity control in the hottest and most humid areas. Nevertheless, other climatic areas in Southern Europe (especially in the continental climate with relatively hot and dry summer conditions) showed satisfactory results for TABS application.

Moreover, this work revealed the potential of integrating hydraulic free-cooling provided by a cooling tower, as well as the interest of simple regulation strategies such as feedback control of the system's surface temperature or the alternation of night-active and day-passive periods in TABS operation. The consideration of an adaptive thermal comfort model also proved to open many more possibilities for TABS than those associated to situations in which Fanger's comfort criteria are assumed.

### **Future work**

A research work is never completely closed. There are always several aspects to keep working so that the knowledge and possibilities of a given field can move forward. This is even more evident when a project serves as the starting point of a particular line of investigation (as it is the case of this PhD thesis).

In this regard, the following points suggest those aspects that are susceptible to be addressed in deeper future analyses as a continuation of this work:

- Experimental verification of the theoretical results derived from the analysis of transient heat transfer processes in activated slabs.
- Boost of demonstration projects where different recommendations on TABS design and operation issues can be tested and improved
- Development of humidity control solutions in hot and humid climatic areas of Southern Europe that are compatible with the guarantee of an energy efficient operation of the TABS system. This should be based on the detailed analysis of combining low and moderate supply cooling water alternatives or the development and application of desiccant technologies that permit low-exergy thermal levels in the operation of TABS.
- Further research on the applicability of adaptive thermal comfort models in buildings with passive conditioning concepts based on radiant systems.
- Economic and LCA (*Life Cycle Assessment*) studies on the application of the radiant conditioning options proposed here, so that the influence of the investment costs associated to the generation equipment and the regulation strategy can be quantified.

- Fragmentation of the simulation study presented in Chapter VII so that more specific analyses of each particular solution can be performed with more and more accurate definition of the simulation hypotheses.

It should be mentioned that some of these aspects are expected to be covered by a 3-year research project whose funding has been recently approved by the Ministry of Economy and Competitiveness of the Spanish Government. Its goes under the title of '*Optimisation of design and integrated operation of Thermo-Active Building Systems (TABS) and LOW-energy sources for the Mediterranean climate, OPTABSLOW*'.

To sum up, it can be said that the different studies presented in this PhD thesis complete the workflow between the consolidation of a solid base of knowledge on some of the existing radiant conditioning systems, to the analysis and application of proper simulation tools. In this process new original results have been provided, which will be helpful in order to keep developing a line of research with a wide potential for sustainable building conditioning.





# ANEXO A

## TORRES DE ENFRIAMIENTO: PRINCIPALES MODELOS MATEMÁTICOS

A.1.	MÉTODO DE MERKEL .....	ii
A.2.	MÉTODO DE POPPE .....	iii
A.2.1.	Importancia del factor de Lewis en el análisis de torres de enfriamiento .....	v
A.3.	MÉTODO $\epsilon$ -NUT .....	vi
A.4.	Referencias .....	viii

El objetivo de este Anexo es presentar el desarrollo matemático detallado que conduce a la expresión del Número de Unidades de Transferencia de una torre de enfriamiento según las teorías mencionadas en el capítulo II: método de Merkel, método de Poppe y método  $\epsilon$ -NTU. La siguiente exposición es una breve síntesis del trabajo de Kloppers y Kröger (2005a y 2005b) entre otros.

## A.1. MÉTODO DE MERKEL

Las ecuaciones del método de Merkel derivan de los balances de materia y energía planteados sobre un elemento diferencial de la torre de acuerdo a la representación de los flujos de materia y energía mostrados en las figuras siguientes:

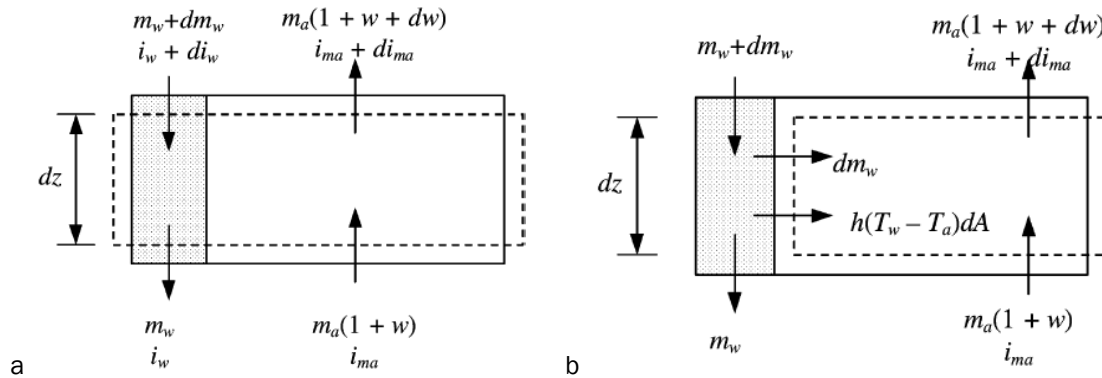


Figura XX.1. Volúmenes de control para el planteamiento de los balances de materia y energía sobre un elemento diferencial de la torre

El balance de materia al agua en un elemento diferencial de la torre de acuerdo a las hipótesis de Merkel (véase el capítulo II) es:

$$dm_w = m_a d\omega = 0$$

Por su parte, el balance de energía al elemento diferencial se puede escribir según:

$$(m_w + dm_w) \cdot (i_w + di_w) + m_a i_a = m_w i_w + m_a (i_a + di_a)$$

$$m_a di_a - m_w di_w - i_w dm_w = 0$$

Sustituyendo en esta expresión a partir del balance de materia y teniendo en cuenta que  $i_w = c_w T_w$ :

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a}{m_w c_w} \frac{di_a}{dz}$$

A partir del análisis del proceso de transferencia de calor y masa (Eq.II.14b y Eq.II.15), se tiene que la energía total transferida entre las corrientes de agua y aire es:

$$\frac{dQ}{dA} = \frac{dQ_S}{dA} + \frac{dQ_L}{dA} = h_c(T_w - T_a) + i_v h_m(\omega_{sat} - \omega) = \frac{m_a di_a}{dA} = \frac{m_a di_a}{a \cdot A_{fr} dz}$$

Teniendo en cuenta las siguientes relaciones y operando sobre la expresión anterior

$$Le_f = \frac{h_c}{h_m c_a} = 1$$

$$i_{sat} - i_a = (c_a T_w + i_v \omega_{sat}) - (c_a T_a + i_v \omega) = i_v(\omega_{sat} - \omega) + c_a(T_w - T_a)$$

$$i_a = c_a T_a + i_v \omega$$

$$\frac{m_a di_a}{a \cdot A_{fr} dz} = h_m \left[ i_v(\omega_{sat} - \omega) + \frac{h_c}{h_m c_a} c_a (T_w - T_a) \right] = h_m (i_{sat} - i_a)$$

$$\frac{di_a}{dz} = \frac{h_m a A_{fr}}{m_a} (i_{sat} - i_a)$$

Las dos ecuaciones resaltadas en negrita son las expresiones que gobiernan los procesos que tienen lugar en la torre de acuerdo a la teoría de Merkel, describiendo la variación de la entalpía del aire y de la temperatura del agua en cada elemento diferencial de la torre. Su combinación permite obtener la **ecuación de Merkel**:

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a}{m_w c_w} \frac{di_a}{dz} = \frac{m_a}{m_w c_w} \cdot \frac{h_m a A_{fr}}{m_a} (i_{sat} - i_a)$$

$$\int_0^z \frac{h_m a A_{fr} dz}{m_w} = NTU = Me_M = \frac{h_m a V}{m_w} = \int_{T_{w,in}}^{T_{w,out}} \frac{c_w dT_w}{(i_{sat} - i_a)}$$

$a$  es el área de contacto específica que relaciona la superficie efectiva de transferencia de calor y masa con el volumen de relleno real y se mide por tanto en (m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>)

## A.2. MÉTODO DE POPPE

El método de Poppe constituye una teoría más detallada y compleja que la propuesta por Merkel que no tiene en cuenta las hipótesis simplificadoras de este (véase el capítulo II). De nuevo, a partir del desarrollo de los balances de materia y energía es posible obtener una expresión del número de unidades de transferencia del proceso.

La expresión general del balance de materia al agua en un elemento diferencial de la torre es:

$$dm_w = m_a d\omega$$

Por su parte, el balance de energía a ese mismo elemento diferencial se expresa como sigue.

$$(m_w + dm_w) \cdot (i_w + di_w) + m_a i_a = m_w i_w + m_a (i_a + di_a)$$

$$m_a di_a - m_w di_w - i_w dm_w = 0$$

Sustituyendo en esta expresión a partir del balance de materia y teniendo en cuenta que  $i_w = c_w T_w$ :

$$dT_w = \frac{m_a}{m_w} \left( \frac{di_a}{c_w} - T_w d\omega \right)$$

De forma análoga a lo desarrollado de la teoría de Merkel, a partir del análisis del proceso de transferencia de calor y masa, se tiene que la energía total transferida entre las corrientes de agua y aire es:

$$\frac{dQ}{dA} = \frac{m_a di_a}{dA} = \frac{m_a di_a}{a \cdot A_{fr} dz} = i_v h_m (\omega_{sat} - \omega) + h_c (T_w - T_a)$$

Teniendo en cuenta las siguientes relaciones y operando sobre la expresión anterior:

$$Le_f = \frac{h_c}{h_m c_a}$$

$$i_{sat} - i_a = (c_a T_w + i_v \omega_{sat}) - (c_a T_a + i_v \omega) = i_v (\omega_{sat} - \omega) + c_a (T_w - T_a)$$

$$i_a = c_a T_a + i_v \omega$$

$$\begin{aligned}\frac{m_a di_a}{a \cdot A_{fr} dz} &= h_m \left[ i_v(\omega_{sat} - \omega) + \frac{h_c}{h_m c_a} c_a (T_w - T_a) \right] \\ &= h_m [i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f \cdot i_v(\omega_{sat} - \omega) - Le_f \cdot i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f \cdot c_a (T_w - T_a)] \\ &= h_m [(1 - Le_f) i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f (i_{sat} - i_a)]\end{aligned}$$

Despejando:

$$\frac{di_a}{dz} = \frac{h_m a A_{fr}}{m_a} [(1 - Le_f) i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f (i_{sat} - i_a)]$$

Retomando el balance de energía en su forma original y sustituyendo el valor de  $dm_w$  y  $di_a$ , se tiene:

$$m_a di_a - m_w di_w - i_w dm_w = 0$$

$$h_m a A_{fr} dz [(1 - Le_f) i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f (i_{sat} - i_a)] - i_w h_m a A_{fr} dz (\omega_{sat} - \omega) = m_w di_w$$

$$h_m a A_{fr} dz \left[ [(i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega))] - c_w T_w (\omega_{sat} - \omega) \right] = m_w di_w$$

Nuevamente, a partir de la expresión del balance de energía y sustituyendo en ella los valores obtenidos para  $di_w$  y  $di_a$ , obtenemos:

$$dT_w = \frac{m_a}{m_w} \left( \frac{di_a}{c_w} - T_w d\omega \right) \quad \rightarrow \quad \frac{d\omega}{dT_w} = \frac{di_a}{T_w di_w} - \frac{m_w}{T_w m_a}$$

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{m_w h_m a A_{fr} dz [(1 - Le_f) i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f (i_{sat} - i_a)]}{m_a T_w h_m a A_{fr} dz \left[ [(i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega))] - c_w T_w (\omega_{sat} - \omega) \right]} - \frac{m_w}{T_w m_a} =$$

$$= \frac{m_w}{T_w m_a} \left[ \frac{[(1 - Le_f) i_v(\omega_{sat} - \omega) + Le_f (i_{sat} - i_a)]}{\left[ [(i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega))] - c_w T_w (\omega_{sat} - \omega) \right]} - 1 \right] =$$

$$= \frac{m_w}{T_w m_a} \frac{c_w T_w (\omega_{sat} - \omega)}{\left[ [(i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega))] - c_w T_w (\omega_{sat} - \omega) \right]} =$$

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{c_w \frac{m_w}{m_a} (\omega_{sat} - \omega)}{\left[ [(i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega))] - c_w T_w (\omega_{sat} - \omega) \right]}$$

$$dT_w = \frac{m_a}{m_w} \left( \frac{di_a}{c_w} - T_w d\omega \right) \quad \rightarrow \quad \frac{di_a}{dT_w} = \frac{m_w c_w}{m_a} + i_w \frac{d\omega}{dT_w}$$

$$\frac{di_a}{dT_w} = \frac{m_w c_w}{m_a} \left[ 1 + \frac{c_w T_w (\omega_{sat} - \omega)}{\left[ [(i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega))] - c_w T_w (\omega_{sat} - \omega) \right]} \right]$$

Las dos ecuaciones resaltadas en negrita son las expresiones que gobiernan los procesos que tienen lugar en la torre de acuerdo a la teoría de Poppe. A partir de ellas, es posible determinar el número de unidades de transferencia (NTU) de la torre o número de Merkel desde el enfoque de esta teoría:

$$NTU = \int_0^z \frac{h_m a A_{fr} dz}{m_w} = \int \frac{dm_w}{m_w(\omega_{sat} - \omega)} = \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{m_a d\omega/dT_w}{m_w(\omega_{sat} - \omega)} dT_w = Me_P$$

Sustituyendo:

$$\frac{dMe_P}{dT_w} = \frac{m_a d\omega/dT_w}{m_w(\omega_{sat} - \omega)} = \frac{c_w}{\left[ (i_{sat} - i_a) + (Le_f - 1)(i_{sat} - i_a - i_v(\omega_{sat} - \omega)) \right] - c_w T_w(\omega_{sat} - \omega)}$$

Del capítulo II conviene recordar que retomando el balance de masa e integrando en una altura finita de torre, se puede obtener el valor del flujo másico de agua (variable a lo largo de la torre) en cualquier sección de la misma según sigue:

$$dm_w = m_a d\omega$$

$$m_w = m_{w,in} - m_a(\omega_0 - \omega)$$

Este balance de materia, la expresión de los incrementos de humedad específica y entalpía del aire en cada tramo diferencial de torre, así como la ecuación para determinar el factor de Lewis, conforman un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias y ecuaciones algebraicas acopladas cuya resolución simultánea permite calcular los perfiles de humedad del aire, entalpía del aire, temperatura del agua, flujo másico de agua y NTU a lo largo de la torre. Además, es posible determinar perfectamente las condiciones del aire a la salida. Se puede encontrar una guía con la resolución de este conjunto de ecuaciones en [Kloppers y Kröger 2005a] y [Rubio-Castro et al. 2011].

### A.2.1. Importancia del factor de Lewis en el análisis de torres de enfriamiento

Es importante remarcar el significado del factor de Lewis que aparece en esta formulación. Se trata de un grupo adimensional que relaciona las proporciones de transferencia de calor y transferencia de masa que tienen lugar en un proceso de enfriamiento evaporativo. Para sistemas aire - vapor de agua se puede determinar el valor del  $Le$  a partir de la siguiente relación empírica dada por Bosnjakovic (1965):

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{h_c}{h_m c_a} = 0.865^{0.667} \left[ \frac{\left( \frac{\omega_{sat} + 0.622}{\omega + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left( \frac{\omega_{sat} + 0.622}{\omega + 0.622} \right)} \right]$$

Conviene no confundir la definición del factor de Lewis ( $Le_f$ ), con el número de Lewis ( $Le$ ) que relaciona las difusividades térmica y másica en procesos con transferencia simultánea de calor y masa.

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{k}{\rho c} = \frac{\mu}{\rho D} \frac{\rho k}{\mu \rho c} = \frac{Sc}{Pr}$$

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h_c}{\rho u c} = \frac{h_c}{h_m c_a}$$

De acuerdo a la analogía de Chilton-Colburn:

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{C \cdot Re^{-1/2} Pr^{-2/3}}{C \cdot Re^{-1/2} Sc^{-2/3}} = \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{-2/3} = Le^{2/3}$$

Esta expresión teórica no representa la realidad en determinadas circunstancias. La expresión de Bosnjakovic para el factor de Lewis asume un número de Lewis constante de valor 0.865 y remarca que la transferencia de masa no es del todo proporcional a la diferencia de humedades específicas por lo que se ha de incluir un factor corrector, de modo que:

$$Le_f = Le^{2/3} \cdot \frac{1}{f(\xi)} = Le^{2/3} \cdot \frac{\xi - 1}{\ln(\xi)}$$

$$\xi = \frac{\omega_{sat} + 0.622}{\omega + 0.622}$$

Para una torre de enfriamiento, la expresión anterior proporciona valores del factor de Lewis en torno a 0.92. Por otra parte, Häsler (1999) encontró que el valor del factor de Lewis se encuentra entre 0.5 y 1.3

En base a esto, al realizar un análisis de la influencia del valor del factor de Lewis en el estudio de torres de enfriamiento se tiene que:

- Es de gran importancia que cualquier ensayo sobre el relleno de una torre de enfriamiento sea realizado bajo condiciones próximas a aquellas en las que luego va a operar la torre, o bien determinar una relación empírica que exprese el número de Merkel en función de la temperatura del agua a la entrada.
- Además, la definición del factor de Lewis ha de aplicarse de forma consistente en el estudio tanto del relleno como de la torre.
- De acuerdo con ello, el valor del factor de Lewis no tendrá gran influencia en la predicción de la temperatura del agua de salida así como de la cantidad de energía intercambiada. Ambos valores serán predichos con una precisión razonable. En cualquier caso, el valor de estas dos variables aumentará ligeramente para mayores factores de Lewis, siendo prácticamente nulas las diferencias en condiciones del aire ambiente caliente y húmedo.
- En cambio, la tasa de agua evaporada y la temperatura del aire a la salida estarán fuertemente afectadas por el factor de Lewis, siendo menor cuanto mayor es el valor de este.

En definitiva, conforme la temperatura del aire a la entrada aumenta, la discrepancia en los resultados obtenidos para distintos valores del factor de Lewis se ve reducida, de forma que las diferencias serán importantes únicamente si la temperatura ambiente se encuentra por debajo de los 26 C. Comentarios más detallados acerca de estos aspectos pueden ser consultados en [Kloppers y Kröger 2005c].

### A.3. MÉTODO E-NUT

Este método, planteado por Jaber y Webb (1989) para el estudio de torres de enfriamiento, es especialmente útil en el análisis de torres de flujo cruzado. Se basa en las mismas hipótesis iniciales que la teoría de Merkel y fundamenta su formulación en una analogía del proceso de enfriamiento evaporativo con el proceso de transferencia de calor en un intercambiador sensible.

De acuerdo a la formulación tradicional del método e-NUT para intercambiadores sensibles se tiene:

$$dQ = U(T_h - T_c)dA$$

$$dQ = m_h c_h dT_h$$

$$dQ = -m_c c_c dT_c$$

$$d(T_h - T_c) = dQ \cdot \left( \frac{1}{m_h c_h} + \frac{1}{m_c c_c} \right) = U(T_h - T_c) \left( \frac{1}{m_h c_h} + \frac{1}{m_c c_c} \right) dA$$

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = U \left( \frac{1}{m_h c_h} + \frac{1}{m_c c_c} \right) dA$$

Análogamente, para el proceso de enfriamiento evaporativo y de acuerdo a las mismas hipótesis que hizo Merkel, se puede escribir:

$$dQ = h_m \left[ i_v(\omega_{sat} - \omega) + \frac{h_c}{h_m c_a} c_a (T_w - T_a) \right] dA = h_m (i_{sat} - i_a) dA$$

$$dQ = m_w c_w dT_w = m_w c_w \frac{dT_w}{di_{sat}} di_{sat}$$

$$dQ = m_a di_a$$

$$d(i_{sat} - i_a) = dQ \cdot \left( \frac{di_{sat}/dT_w}{m_w c_w} - \frac{1}{m_a} \right) = h_m (i_{sat} - i_a) \left( \frac{di_{sat}/dT_w}{m_w c_w} - \frac{1}{m_a} \right) dA$$

$$\frac{d(i_{sat} - i_a)}{(i_{sat} - i_a)} = h_m \left( \frac{di_{sat}/dT_w}{m_w c_w} - \frac{1}{m_a} \right) dA$$

A partir de esta analogía, se identifican los siguientes términos:

- Capacidades caloríficas que entran en juego y ratio entre ellas:

$$C_{max} = \max \left( m_a; \frac{m_w c_w}{di_{sat}/dT_w} \right); \quad C_{min} = \min \left( m_a; \frac{m_w c_w}{di_{sat}/dT_w} \right); \quad C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

- Efectividad

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m_w c_w (T_{w,in} - T_{w,out})}{C_{min} [i_{sat}(T_{w,in}) - \lambda - i_{a,in}]}$$

Donde  $\lambda$  es un factor de corrección propuesto por Berman para mejorar la aproximación de la entalpía de saturación en función de la temperatura del agua. Dicho factor se obtiene como:

$$\lambda = (i_{sat}(T_{w,out}) + i_{sat}(T_{w,in}) - 2 \cdot i_{sat}(T_{w,ave})) / 4$$

- NTU: Para torres a contracorriente, a partir de los valores de C y e:

$$NTU = \frac{1}{1 - C} \ln \left( \frac{1 - \varepsilon C}{1 - \varepsilon} \right)$$

El método es igualmente aplicable para torres de flujo cruzado tomando (de la metodología tradicional de intercambiadores) la expresión del NTU correspondiente a tal configuración.

De acuerdo con lo anterior, el número de Merkel se expresa según:

$$\text{Si } C_{max} = m_a \quad \rightarrow \quad Me_e = \frac{c_w}{di_{sat}/dT_w} NTU$$

$$\text{Si } C_{max} = \frac{m_w c_w}{di_{sat}/dT_w} \quad \rightarrow \quad Me_e = \frac{m_a}{m_w} NTU$$

## A.4. REFERENCIAS

- [Bosnjakovic 1965] F. Bosnjakovic. 1965. *Technische Thermodynamik*, Theodor Steinkopf, Dresden.
- [Häsler 1999] R. Häsler. 1999. *Einfluss von Kondensation in der Grenzschicht auf die Wärme- und Stoffübertragung an einem Rieselfilm*. Fortschritt-Berichte VDI 3 (615).
- [Jaber y Webb 1989] H. Jaber, R. L. Webb. 1989. *Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method*. ASME Journal of Heat Transfer, 111, 837–843.
- [Kloppers y Kröger 2005a] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. 2005. *A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers*. International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 765-777
- [Kloppers y Kröger 2005b] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. 2005. *Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 127,1-7
- [Kloppers y Kröger 2005c] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. 2005. *The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers*. International Journal of Thermal Sciences, 44, 879-884
- [Rubio-Castro et al. 2011] E. Rubio-Castro, M. Serna-González, J. M. Ponce-Ortega and A. Jiménez Gutiérrez. 2011. *Optimal design of cooling towers*. Heat and Mass Transfer - Modeling and Simulation, InTech.



# ANEXO B

## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE EQUIPOS Y DATOS DE CALIBRACIÓN

B.1.	Elementos de la instalación de laboratorio de techo radiante .....	x
B.1.1.	Bomba de calor .....	x
B.1.2.	Bomba hidráulica .....	xi
B.1.3.	Malla de tubo de los paneles de techo .....	xi
B.1.4.	Controladores .....	xii
B.2.	Equipos de medida y registro utilizados en laboratorio .....	xv
B.2.1.	Sondas de temperatura de película fina .....	xv
B.2.2.	Sondas de temperatura cerámicas .....	xv
B.2.3.	Equipo de medida de confort térmico .....	xv
B.2.4.	Horno de calibración de temperaturas .....	xvii
B.2.5.	Adquisidores de datos .....	xix
B.3.	Equipos de medida y registro utilizados en el edificio sede de IDOM-ACXT .....	xix
B.3.1.	Sondas de medida de concentración de CO <sub>2</sub> .....	xix
B.3.2.	Termoflujómetro .....	xix
B.3.3.	<i>Data logger</i> portátiles .....	xx
B.3.4.	Adquisidor .....	xxi
B.4.	Referencias .....	xxi

El objetivo de este anexo es presentar las características técnicas más relevantes de los principales elementos utilizados en la instalación experimental de laboratorio descrita en el capítulo III de esta tesis, así como de los equipos de medida y adquisición de datos utilizados en los distintos estudios llevados a cabo, tanto en el laboratorio como en el edificio sede de IDOM-ACXT en Madrid.

## B.1. ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN DE LABORATORIO DE TECHO RADIANTE

### B.1.1. Bomba de calor

Marca y modelo: FERROLI. Diamond Inverter 9000

Refrigerante: R410A



Figura B.1: Vista general de la bomba de calor de la cámara climática

Tabla B.1: Características técnicas de la unidad interior de la bomba de calor

Potencia frigorífica <sup>(1)</sup> (W)	NOMINAL	2600
	MÍNIMA	600
	MÁXIMA	3300
Potencia absorbida en refrigeración <sup>(1)</sup> (W)		760
Corriente nominal en refrigeración <sup>(1)</sup> (A)		3.4
Deshumidificación <sup>(1)</sup> (l/h)		1.0
Potencia calorífica <sup>(2)</sup> (W)	NOMINAL	2930
	MÍNIMA	700
	MÁXIMA	4040
Potencia absorbida en calefacción <sup>(2)</sup> (W)		780
Corriente nominal en calefacción <sup>(2)</sup> (A)		3,4
Caudal de aire del ventilador interior (m <sup>3</sup> /h)	V <sub>max</sub>	570
	V <sub>med</sub>	480
	V <sub>min</sub>	350
Potencia máxima absorbida por el ventilador interior (W)		36,5
Número de ventiladores		1
Dimensiones de la unidad interior, L x H x W (mm)		750 x 250 x 205
Peso de la unidad interior (kg)		8

<sup>(1)</sup> Temperatura aire exterior = 35°C (b.s.), Temperatura ambiente = 27°C (b.s.) / 19°C (b.h.)

<sup>(2)</sup> Temperatura aire exterior = 7°C (b.s.) / 6°C (b.h.), Temperatura ambiente = 20°C (b.s.), Velocidad máxima del ventilador interior.

**Tabla B.2: Características técnicas de la unidad interior de la bomba de calor.**

Caudal de aire del ventilador exterior (m <sup>3</sup> /h)	700
Potencia máxima absorbida por el ventilador exterior (W)	56
Número de ventiladores	1
Dimensiones de la unidad exterior, L x H x W (mm)	760 x 590 x 285
Peso de la unidad exterior (kg)	42

### B.1.2. Bomba hidráulica

Marca y modelo: SALMSON DYL-50 (actualmente sustituida en el mercado por el modelo DYL 53-15)

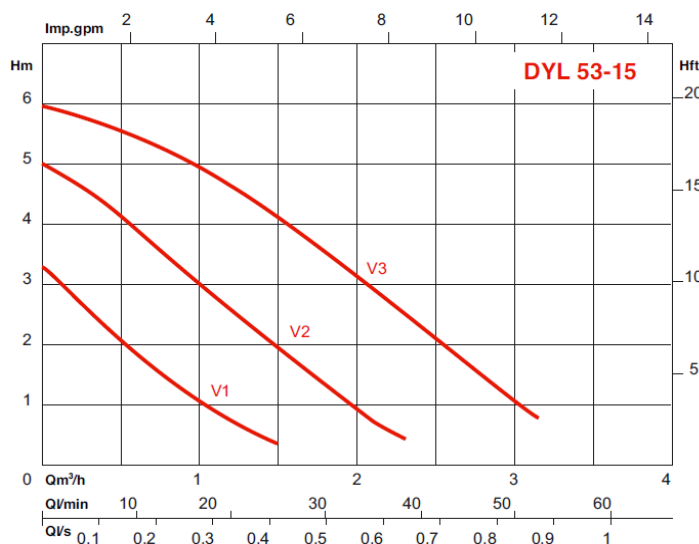
Presión máxima de servicio: 10 bar

Rango de temperaturas de operación: Desde 15 °C a 110 °C

Motor eléctrico con tres velocidades de selección manual

Bobinado: Monofásico, 230 V; Frecuencia: 50 Hz

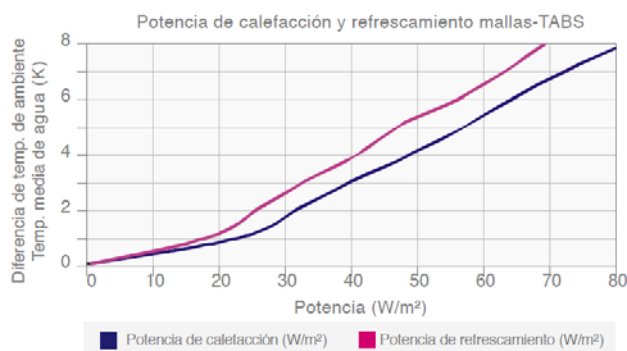
Índice de protección: IP 42



**Figura B.2: Curvas de operación para las tres posiciones de la bomba hidráulica**

### B.1.3. Malla de tubo de los paneles de techo

Para la construcción de los paneles de techo ensayados en el laboratorio (ver capítulo III), se empleó una malla de tubo comercial para uso en sistemas embebidos tipo TABS y que responde a las siguientes características técnicas de acuerdo con el fabricante IMMO SOLAR EnergyManagement.



**Figura B.3. Prestaciones estimadas de potencia de calefacción y refrigeración para las mallas TABS**

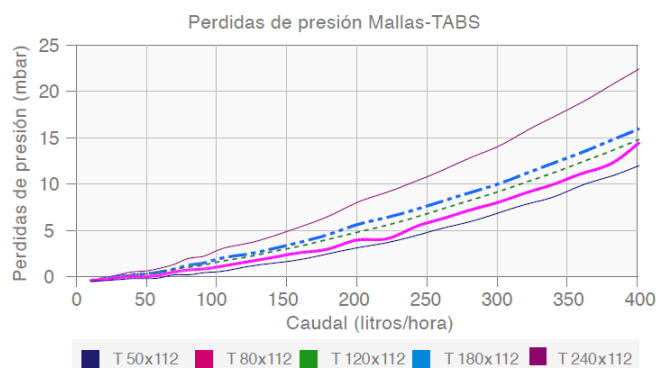


Figura B.4. Pérdida de carga asociadas a las distintas mallas TABS disponibles

Tabla B.3. Datos técnicos de la gama de mallas de tubo

Malla de TABS										
Ancho	56 cm					112 cm				
Longitudes disponibles (cm)	50	80	120	180	240	50	80	120	180	240
Superficie (m <sup>2</sup> )	0.28	0.45	0.67	1.00	1.34	0.56	0.89	1.34	2.02	2.69
Contenido de agua (l)	0.37	0.46	0.58	0.77	0.95	0.74	0.92	1.16	1.53	1.89
Separación de tubos	7 cm									
Diámetro. Tubo colector	20 mm									
Diámetro. Tubo parrilla	10 mm									
Material										
Tipo	PEOC Plus PE-RT 63, naranja, semitransparente									
Presión de trabajo / Temp.	Máx. 6 bar / máx. 55 °C									
Presión de trabajo / Temp.	Máx. 4 bar / máx. 65 °C									
Temp. de trabajo en calentamto.	24 - 30 °C									
Temp. de trabajo en enfriamto.	16 - 22 °C									
Temp. De soldadura	235 °C									
Hidráulica										
Superf. Mallas TABS / circuito	Superficie máxima recomendable de mallas TABS 20 m <sup>2</sup>									
Longitud de tubos / circuito	Longitudes recomendables para ida y retorno máximo 20 m lineales									
Conexiones										
Ida	16 mm macho									
Retorno	16 mm hembra									

## B.1.4. Controladores

Marca y modelo: DESIN BS-2100

Descripción: Regulador PID configurable con funciones 'autotuning' y 'fuzzy logic' y opción de comunicación RS-485 Modbus. La serie BS-2000 a la que pertenece es una línea de instrumentos configurables destinados al control de variables analógicas en procesos industriales con prestaciones habituales de equipos de gama alta (que no han sido necesarias en el trabajo desarrollado en esta tesis). En las páginas siguientes se incluye una relación más detallada de sus características.

# REGULADOR PID CONFIGURABLE AUTOTUNING + FUZZY LOGIC

con opción comunicación RS-485 Modbus

# BS-2100



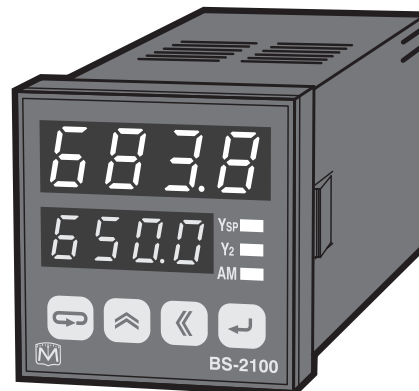
INGENIEROS ASOCIADOS DE CONTROL, S.L.

Avda. Manoteras, 22 - planta 3ª, nave 108  
28050 MADRID  
Tlf. 34 91.383.13.90 - Fax. 34 91.383.12.33  
www.iac-sl.es // comercial@iac-sl.es

## DESCRIPCION

La Serie **BS-2000** son una nueva línea de instrumentos configurables destinados al control de variables analógicas en procesos industriales, que incluyen muchas de las prestaciones habituales en equipos de gama alta.

- TOTALMENTE CONFIGURABLES POR TECLADO
- CONFIGURACIÓN LOCAL O DESDE PC (OPCIÓNAL)
- ENTRADA CONFIGURABLE TP, RTD, mV, mA
- LAZO DE CONTROL PID AUTOTUNING FUZZY LOGIC
- REGULACIÓN TODO-NADA Y TIEMPO PROPORCIONAL
- REGULACIÓN PASO A PASO PARA MOTOVÁLVULAS
- REGULACIÓN CONTINUA 4-20 mA (OPCIONAL)
- 1 SALIDA RELÉ Y 2 SALIDAS LÓGICAS (OPC. 1 RELÉ SPST)
- SALIDA ANALÓGICA AISLADA (OPCIÓN) CONFIGURABLE COMO SALIDA DE CONTROL PID O RETRANSMISIÓN
- LINEALIZACIÓN DE SEÑAL CONFIGURABLE POR USUARIO
- ALIMENTACIÓN AUXILIAR 24 Vdc DE SERIE
- COMUNICACIÓN RS-485 MODBUS (OPCIONAL)
- SOFTWARE DE SUPERVISIÓN PROASIS® DCS-WIN (OPCIONAL)



1/16 DIN (48 x 48 mm)

## DESCRIPCION ESPECIFICA

La serie **BS-2000** es una nueva generación de equipos de regulación configurables, desarrollados bajo el mismo concepto y con la misma tecnología utilizada en equipos de gama alta y coste muy superior.

### CONFIGURACIÓN

La serie **BS-2000** permite ser totalmente configurada por medio de su propio teclado, siguiendo un menú lineal intuitivo, y bajo demanda, por comunicación RS-485 desde PC, que permite configurar los equipos fácilmente, al mismo tiempo que la configuración queda guardada en una base de datos pudiendo ser reutilizada y enviada a más equipos.

### ENTRADA DE MEDIDA

En el **BS-2000** estándar, la entrada es configurable en todos los tipos de sensor mas habituales en la industria, así como en señal 0..4-20 mA con rango definible por usuario. Otros modelos permiten la entrada directa de señales específicas como variables químicas pH, ORP, EC, O2 e Ión Selectivo o la serie para variables eléctricas Vac/dc, Iac/dc, Ohms, así como PWM, etc. Todas las versiones tienen dos filtros configurables en función de la aplicación.

### FUNCIONALIDAD

La serie **BS-2000** permite predeterminar la función del instrumento para que se comporte como Regulador PID o como un Indicador con Alarmas, mostrando sólo las opciones y parámetros necesarios del modo escogido.

### CONTROL

Su control **PID** dispone de los ultimas mejoras que facilitan su sintonización, como *Autotuning* y *Fuzzy-Logic*, además, dispone de estación *Auto-Manu* con *Bumpless*, funciones *Antireset* *Wind-up*, *Limitación de salida*, etc.

### SALIDAS DE CONTROL

La serie **BS-2000** permite configurar el modo de control adecuado a la unidad de regulación final (contactor, válvula, actuador, servo, etc.) pudiendo escoger entre *On-Off* (Todo-Nada), regulación *Discontinua de Tiempo Proporcional*, regulación *Paso a Paso* para manejar válvulas motorizadas de doble sentido de giro, así como regulación *Continua 4-20 mA* si tiene instalado la carta de salida analógica. Este circuito es opcional y se suministra montado de fábrica bajo demanda.

### SEGURIDAD

Los **BS-2000** disponen de hasta 3 alarmas que se habilitan según el tipo de funcionamiento (Regulador o Indicador) escogido, y pueden configurarse en 5 modos cada una. Su Setpoint dispone de una función de seguridad que permite realizar rampas de consigna para evitar cambios bruscos cuando se modifica el valor de consigna. Y como seguridad total un Watch-Dog supervisa el uP impidiendo que cualquier imprevisto pueda detenerlo.

### APLICACIONES

Control, indicación y supervisión de procesos comandados por contactores, tiristores, servos, motoválvulas, etc.



122.57

## CARACTERISTICAS TECNICAS

### ENTRADA DE SEÑAL:

- Tipos seleccionables: ..... TP, RTD, mV, mA
- Impedancia: ..... > 1 M $\Omega$  en mV y Shunt de 3,74  $\Omega$  en mA
- Comp. CJC (unión fría de TP): ..... sensor de Temp. en bornes
- Margen de compensación CJC: ..... 0 a 60 °C
- Normas de las señales: ..... IEC584 (TP) y IEC751 (Pt 100)
- Tipos de TP y rangos de medida configurables:
 

TP T	-200/400 °C	-300/750 °F
TP E	-200/1000 °C	-300/1800 °F
TP J	-200/1200 °C	-300/2190 °F
TP K	-200/1300 °C	-300/2300 °F
TP N	0/1300 °C	0/2300 °F
TP R	0/1700 °C	0/3000 °F
TP S	0/1700 °C	0/3000 °F
TP B	600/1800 °C	1200/3200 °F
Pt 100	-199,9/ 800,0 °C	-300,0/1470,0 °F
- Voltaje: 0 / 75 mV
- Corriente: 0...4-20 mA (shunt externo de 3,74  $\Omega$ )
- Rango definible: -1999 / +9999 y punto decimal

- Exactitud a 25 °C: .....  $\pm 0,1\%$
- Resolución de convertidor A/D: ..... 40000 puntos
- Tiempo de muestreo: ..... 500 ms

### SALIDA ANALÓGICA (OPCIÓN bajo demanda):

- Tipo: ..... mA (V con Shunt 500 ohm exterior)
- Funcionalidad: ..... definible como control o retransmisión
- Rangos de salida: ..... 0-20 mA y 4-20 mA
- Carga máx. en el lazo de corriente: ..... 500 ohms
- Exactitud a 25 °C: .....  $\pm 0,1\%$
- Resolución de convertidor D/A: ..... 12 bits
- Tiempo de refresco: ..... 250 ms
- Aislamiento galvánico: ..... 1000 V

### SALIDAS DIGITALES (CONTROL Y ALARMA):

- Modelo salida relé:
  - 1 Relé SPST (NA) (Set-Point) ..... 3 A a 250 Vac
  - 2 Salidas Lógicas de Alarmas Y2 e Y3 ..... 24 Vdc 10 mA
- Modelo Salida Paso a Paso:
  - 1 Relé SPDT (conmutado) Abrir Válvula ..... 3 A a 250 Vac
  - 1 Relé SPST (NA) Cerrar Válvula ..... 1 A a 250 Vac
- Modelo salida Analógica mA:
  - 1 Relé SPDT (conmutado) Alarma Y1 ..... 3 A a 250 Vac (la opción Salida Analógica no permite más Salidas)
- Aislamientos respecto al resto del circuito: ..... 1000 V

### TIPO DE CONTROL:

- Acción PID con Autotuning y Fuzzy Logic
- Acción PID inversa (para control Calor)
- Acción PID directa (para control Frío)
- Acción PID P-P (para control de válvulas motorizadas)

### SALIDAS DE CONTROL:

- Todo/Nada: Regulación On-Off por Relé o Lógica
- Discontinua: Modulación de tiempo por Relé o Lógica
- Paso a Paso: Modulación de válvulas por Relés
- Continua: Modulación de corriente 0...4-20 mA

### ALARMAS:

- 1 a 3 Alarmas configurables según se haya configurado.
- 14 Modos seleccionables:
  - Independiente de mínimo o máximo
  - Solidaria con el SP de mínimo o máximo
  - Alarma Ventana solidaria con el SP

### SALIDA ALIMENTACIÓN AUXILIAR:

- Tipo de fuente: ..... Lineal (no estabilizada)
- Valor nominal: ..... 20 a 24 Vdc
- Corriente de salida: ..... 25 mA máx.

### COMUNICACIONES (OPCIÓN bajo demanda):

- Tipo: ..... RS-485
- Protocolo: ..... Modbus RTU
- Velocidades: ..... 9600, 19200, 38400 baudios

### MÁXIMAS DE UTILIZACIÓN:

- Temperatura ambiente de trabajo: ..... 0 a 50 °C
- Temperatura de almacenamiento: ..... -20 a 70 °C
- Humedad relativa: ..... máx. 85 HR% (sin condensación)

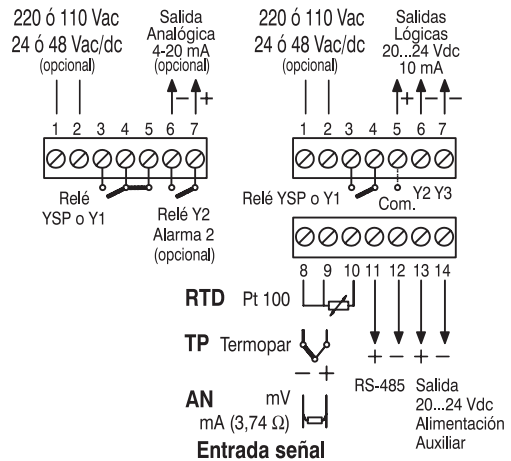
### NORMAS CE:

- EN 50081 Emisión, EN 50082 Inmunidad, EN 61010 Seg. Elect.

### ALIMENTACIÓN Y CONSUMO:

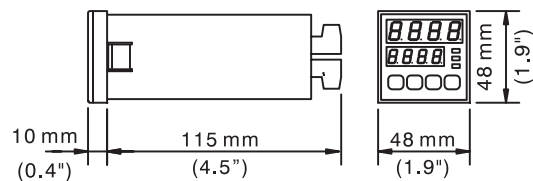
- Tensión de trabajo: ... 220 Vac (110 Vac)  $\pm 15\%$  48...60 Hz En (opción 12 ó 24 Vac/dc o 24 ó 48 Vac)
- Potencia consumida: ..... máx. 3,5 VA

## CONEXION ELECTRICA



1	—	Alimentación de red 220 Vac (ó 110 Vac)
2	—	En opción 12 ó 24 Vac/dc o 24 ó 48 Vac
3	⎓	Salida YSP o Y1 Regulación discontinua
4	⎓	Relé SPST máx. 3A a 250 Vac. (bornes 3-4)
5	⎓	En opción Relé SPST (NA) 1A (bornes 3-4-5)
5	(+)	Común de las salidas lógicas
6	Y 2 (-)	Salida Y2 lógica 20...24 Vdc. 10 mA máx.
7	Y 3 (-)	Salida Y3 lógica 20...24 Vdc. 10 mA máx.
		En opción Relé SPST (NA) 1A (bornes 6-7)
		Salida Analógica 4-20 mA (opción) (-6 y +7)
8	+ ⎓	Entrada multicaptador TP T, E, J, K, N, S, R, B mV y mA (shunt 3,74 $\Omega$ )
9	- ⎓	
8	⎓	Entrada RTD Pt 100
9		
10		
11	+	Comunicación RS-485 Modbus
12	-	
13	+	Salida de alimentación auxiliar 20...24 Vdc, 25 mA máx. No estabilizada
14	-	

## MEDIDAS



Montaje panel: taladro de 45 x 45  $^{+0.5}_{-0}$  mm (1.8" x 1.8"  $^{+0.2}_{-0}$ )  
Peso: 230 g; con embalaje 270 g

## COMO PEDIRLO

Si no se indica lo contrario, se suministra una versión estándar configurada en fábrica como:

**BS-2100/RL** Pt100 -200...800 °C. Control PID salida por Relé  
2 Alarmas independientes salida lógica 24 Vdc

Esta versión base debe ser reconfigurada por el usuario para ser adaptada a su aplicación. Bajo demanda, con costo adicional, pueden suministrarse preparados para Servo o Motoválvula:

**BS-2100/ROC** Pt100 -200...800 °C. Control PID salida 4-20 mA  
**BS-2100/ROR** Pt100 -200...800 °C. Control PID salida Paso a Paso



INGENIEROS ASOCIADOS DE CONTROL, S.L.  
Avda. Marqués, 22 - planta 3ª, nave 108  
30050 MURCIA  
Tlf. 91.383.13.90 - Fax 91.383.12.33  
www.iac-d.es / control@iac-d.es

# BS-2100

122.57

## B.2. EQUIPOS DE MEDIDA Y REGISTRO UTILIZADOS EN LABORATORIO

### B.2.1. Sondas de temperatura de película fina

En muchos de los puntos de medida de temperatura planteados en la experimentación descrita en el capítulo III se emplearon sondas Pt100 de película fina (*thin-film Pt100*), especialmente en medidas de superficie e inmersión. A continuación se mencionan las especificaciones técnicas de mayor relevancia:

Tipo de sensor: Pt100 (es decir, elementos con resistencia de 100 ohm a 0 °C)

Construcción: Película fina con patillas de 10 mm

Dimensiones: 1.6 x 1.2 x 1.1mm

Coefficiente de resistencia ( $\alpha$ ): 0.00385  $\Omega/(\Omega/^\circ\text{C})$  entre 0 °C y 100 °C.

Rango de medida: -50°C a 500 °C

Respuesta térmica: 0.1 s

Estabilidad: +0.05%

Este tipo de sensores están regulados por el estándar europeo DIN/IEC 60751 (2008). Según él, se consideran cuatro categorías en función de la tolerancia de la resistencia de los sensores sin calibrar. En particular, en este trabajo se utilizaron sondas Clase A con una tolerancia:  $\pm (0.15 + 0.0020 \cdot |T|)$  °C. Las tablas de tolerancia según la norma para esta clase de sensores pueden descargarse, por ejemplo, del enlace web [Thermibel 2015].

No obstante, téngase en cuenta que las medidas llevadas a cabo fueron realizadas con sondas calibradas según lo mostrado en la sección B.2.4, lo cual reduce sensiblemente la incertidumbre de las medidas.

### B.2.2. Sondas de temperatura cerámicas

En algunos de los puntos de medida de la experimentación en el laboratorio, se utilizaron sondas de temperatura Pt100 con recubrimiento cerámico. Fundamentalmente, se empleó este tipo de sensor en medidas de temperatura del aire. Sus principales características se incluyen a continuación:

Tipo de sensor: Pt100 (es decir, elementos con resistencia de 100 ohm a 0 °C)

Construcción: Película fina encapsuladas en un recubrimiento cerámico cilíndrico

Cableado: Configuración a 4 hilos. Cables con aislamiento PFA Teflon ®

Dimensiones: 5 mm de diámetro y 35 mm de longitud

Coefficiente de resistencia ( $\alpha$ ): 0.00385  $\Omega/(\Omega/^\circ\text{C})$  entre 0 °C y 100 °C.

Rango de medida: -50°C a 250 °C

Clase según estándar DIN/IEC 60751 (2008): B  $\pm (0.30 + 0.0050 \cdot |T|)$  °C

### B.2.3. Equipo de medida de confort térmico

Las principales variables que afectan a la evaluación de la calidad de ambientes interiores fueron medidas y registradas por un equipo de medida específico. A continuación se recogen sus especificaciones:

Marca: DANTEC Dynamics

Software de adquisición y tratamiento de datos: VIVO Software

### Sonda de temperatura operativa 54T38

El elemento de medida de esta sonda tiene forma elipsoidal con un diámetro de 56 mm y una longitud de 160 mm. El sensor consiste en un hilo de níquel capaz de determinar la temperatura media de la superficie del elipsoide.

La particular forma y tamaño de esta sonda facilita la medida directa de la temperatura operativa. Sus dimensiones hacen que el ratio de pérdidas de calor por radiación y convección sea similar al del cuerpo humano. Además, la forma ovalada consigue que las superficies del entorno tengan una influencia sobre el sensor que es también asimilable a la que tienen sobre el cuerpo humano. De esta forma, el sensor en posición vertical simula el intercambio de calor con el entorno de una persona de pie, cuando está inclinado 30° desde la vertical representa una persona sentada y cuando está en posición horizontal simula una persona tumbada.

Finalmente, el color y la textura de la superficie de la sonda permiten reproducir el efecto de una persona con una vestimenta media.

Las especificaciones técnicas se incluyen en la Tabla B.4.

**Tabla B.4. Especificaciones técnicas del sensor de temperatura operativa<sup>1</sup>**

Rango de temperatura	0 °C a 45 °C
Precisión	De 0°C a 10°C: ± 0.5 K
	De 10°C a 40°C: ± 0.2 K
	De 40°C a 45°C: ± 0.5 K
Respuesta dinámica	Constante de tiempo: 2 min
	Respuesta 90%: 7 min

### Sonda de corrientes de aire 54T33 (velocidad e intensidad turbulenta)

La sonda de corrientes de aire está equipada con un sensor de película fina omnidireccional para la medida de la velocidad del aire, así como con un pequeño termistor de respuesta rápida para la medida de la temperatura del aire. El sensor de velocidad consiste en dos esferas de cuarzo de 3 mm de diámetro cubiertas con una capa muy fina de níquel y otro recubrimiento adicional de cuarzo. Una de las esferas se mantiene por encima de la temperatura de la otra en una magnitud constante, de forma que la energía necesaria para mantener dicha diferencia es medida. Por otro lado, una única función de transferencia convierte la pérdida de calor medida en velocidad del aire. Las especificaciones técnicas del dispositivo se incluyen en la Tabla B.5.

**Tabla B.5. Especificaciones técnicas del sensor de corrientes de aire**

Rango de velocidades	0.05 a 5 m/s, indicando hasta 10 m/s
Precisión	De 0 a 1 m/s: ± 2% OR <sup>2</sup> ± 0.02 m/s
	De 1 a 5 m/s: ± 5% OR <sup>2</sup>
	De 5 a 10 m/s: ± 10% OR <sup>2</sup>
Respuesta dinámica	Constante de tiempo: < 0.1 s
	Respuesta en frecuencia 90%: 2 Hz
Ángulo admisible respecto del eje de la sonda	0 - 1 m/s: 160°
	1 - 5 m/s: 50° - 130°
Rango de temperaturas	-20 °C a 80 °C
Precisión por encima de 0.1 m/s (excluyendo radiación)	De -20 a 60 m/s: ± 0.3 K
	De 60 a 80 m/s: ± 0.5 K

<sup>1</sup> Todos los valores dados en la Tabla B.4. están referidos a un ambiente con una velocidad del aire inferior a 0.1 m/s

<sup>2</sup> OR: Of Reading (i.e. la precisión está dada como porcentaje de la medida concreta)



Conviene señalar además que el diseño estilizado de la sonda de medida reduce al mínimo la obstrucción ocasionada sobre el flujo.

### Sonda de humedad relativa 54T37

El sensor empleado mide directamente la humedad relativa. El principio de medida se basa en las propiedades higroscópicas de un polímero encerrado entre dos electrodos. La fina película de polímero absorbe o cede vapor de agua conforme la humedad relativa del ambiente aumenta o disminuye. Las propiedades dieléctricas de dicho polímero dependen de la cantidad de vapor contenida en él. Por tanto, conforme la humedad relativa varía, también lo hacen estas propiedades y la capacidad del sensor. A partir del valor medido de capacidad, la unidad determina la humedad relativa.

Las especificaciones técnicas del sensor se incluyen a continuación:

**Tabla B.5. Especificaciones técnicas del sensor de corrientes de aire**

Rango de humedades	0% - 100% H.R.
Precisión	De 0 a 10 °C: ± 2% H.R
	De 10 a 30 °C: ± 1.5% H.R
	De 30 a 45 °C: ± 2% H.R
Respuesta dinámica	Constante de tiempo: 10 min
	Respuesta en frecuencia 90%: 30 min
Estabilidad (valores típicos)	Oscilación inferior a 1% H.R por año y 0.1 K/año

## B.2.4. Horno de calibración de temperaturas

La calibración de todas las sondas de temperatura Pt100 empleadas en la experimentación de laboratorio fue llevada a cabo con un horno seco de campo con las siguientes especificaciones:

Marca: FLUKE

Modelo: 9103

Rango de medida: -25 °C a 140°C, en un ambiente a 23°C

Precisión: ± 0.25 °C

Estabilidad: ± 0.02 °C a -20 °C; ± 0.04 °C a 140 °C;

Tiempo de calentamiento: 18 min desde ambiente hasta 140 °C

Tiempo de enfriamiento: 20 min desde ambiente hasta -25 °C

Tiempo de estabilización: 7 min

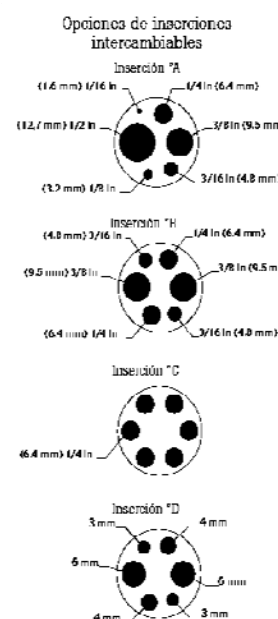
Profundidad de inmersión: 124 mm

Alimentación: 230 V / 0.7 A. Conmutable 50/60 Hz. 150 W.

Dimensiones: 261 x 143 x 245 mm

Peso: 5.7 kg

Tal como se aprecia en la Figura B.5. el horno de calibración posee distintas opciones de inserciones intercambiables dependiendo del tipo y dimensiones de las sondas que se desee calibrar



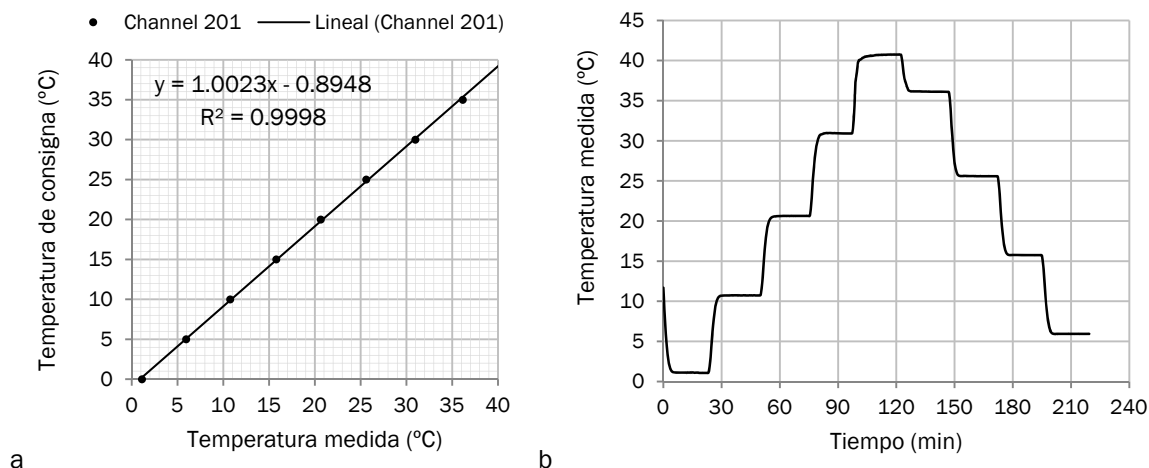
**Figura B.5. Opciones de inserciones intercambiables (FLUKE)**

### Calibración de las sondas de temperatura Pt100

El proceso de calibración de cada una de las sondas Pt100 utilizadas consistió en introducir los correspondientes sensores en la inserción del horno y establecer una consigna de temperatura en este comenzando por la más baja en el rango de calibración deseado (se escogió un rango entre 0 °C y 40 °C en la mayoría de los casos).

Una vez estabilizado el primer punto de consigna se procedió con el siguiente superior, estableciendo una rampa de calibración ascendente con intervalos de 10 °C (0-10-20-30-40) hasta la temperatura mayor. Seguidamente, para identificar posibles efectos de histéresis se repitió el proceso en una rampa descendente utilizando esta vez consignas intercaladas respecto a las primeras (35-25-15-5).

A continuación, como ejemplo, la Figura B.6 muestra los datos derivados del proceso de calibración llevado a cabo sobre una de las sondas; en particular la sonda S1 colocada en contacto con la superficie del sistema radiante y cuyas medidas fueron registradas en el canal 201 del primer adquisidor.



**Figura B.6. Información de calibración de una de las sondas Pt100 utilizadas en los trabajos experimentales de esta tesis: Recta de calibración (a), y medidas durante el proceso en el horno (b)**

Cabe destacar que la desviación típica de las lecturas tomadas directamente por las sondas sin calibrar, en todos los puntos de las rampas de calibración y para todas las sondas utilizadas fue en todo caso inferior a 0.025 °C. Teniendo en cuenta la propagación del error asociada a las rectas de calibración obtenidas (presentadas en la Tabla B.6), la incertidumbre correspondiente a las medidas ya calibradas es en todo caso inferior a 0.03 °C.

**Tabla B.6. Rectas de calibración obtenidas para las sondas Pt100 empleadas en esta tesis.**

Data Logger	Canal	M ( $y = Mx + b$ )	b ( $y = Mx + b$ )	Descripción de la sonda
1	101	1.0044	-0.3652	Temp. Entrada a los paneles (1)
1	102	1.0284	-0.6327	Temp. Salida de los paneles (1)
1	103	1.0092	-0.2706	Temp. Entrada a los paneles (2)
1	104	1.0119	-0.2457	Temp. Salida de los paneles (2)
1	105	1.0214	-0.9677	Temp. Entrada a los paneles (3)
1	106	1.0337	-0.9129	Temp. Salida de los paneles (3)
1	107	1.0318	-0.7840	Temp. superficial de pared interior (1)
1	108	1.1782	-3.9302	Temp. superficial de pared interior (2)
1	109	1.0796	-1.8726	Temp. superficial de pared interior (3)
1	110	1.0070	-0.1972	Temp. superficial de pared interior (4)
1	201	1.0023	-0.8948	Temp. superficial techo radiante (1)
1	202	1.0148	-0.3412	Temp. superficial techo radiante (2)
1	203	1.0621	-1.7795	Temp. superficial techo radiante (3)
1	204	1.0210	-0.6708	Temp. superficial techo radiante (4)
1	205	1.0358	-1.1029	Temp. superficial techo radiante (5)

Tabla B.6. (cont.) Rectas de calibración obtenidas para las sondas Pt100 empleadas en esta tesis.

Data Logger	Canal	M ( $y = Mx + b$ )	b ( $y = Mx + b$ )	Descripción de la sonda
1	206	1.0300	-0.7053	Temp. superficial techo radiante (6)
1	207	1.0940	-2.4736	Temp. superficial techo radiante (7)
1	208	1.0366	-1.1384	Temp. superficial techo radiante (8)
1	209	1.0501	-1.1751	Temp. superficial techo radiante (9)
1	210	1.1141	-2.8827	Temp. superficial techo radiante (10)
1	302	1.0053	-0.1101	Temp. agua (TW1) *
1	304	1.0365	-0.9400	Temp. agua (TW2) *
1	307	1.0568	-1.0582	Temp. agua (TW3) *
1	308	1.0212	-0.4810	Temp. agua (TW4) *
1	310	1.0258	-0.4224	Temp. agua (TW5) *
2	108	1.0878	-1.9779	Temp. superficial de pared interior (5)
2	109	1.0239	-0.0425	Temp. superficial de pared interior (6)
2	208	1.0800	-1.5712	Temp. estratificación vertical (130 mm)
2	209	1.1539	-2.4773	Temp. estratificación vertical (70 mm)
2	305	1.0027	-0.2790	Temp. aire interior (1)
2	306	1.0050	-0.5064	Temp. aire interior (2)
2	308	1.0436	-0.8806	Temp. estratificación vertical (255 mm)
2	309	1.0591	-1.2656	Temp. estratificación vertical (200 mm)

(\*) La denominación '*Temp. agua (TW)*' hace alusión a las distintas sondas sumergidas utilizadas en los depósitos de agua fría y agua caliente. Nótese que estas sondas fueron duplicadas para poder, simultáneamente, registrar su valor en el data logger y utilizarlo como valor observado por el correspondiente controlador.

### B.2.5. Adquisidores de datos

Todos los datos de medida de la experimentación descrita en el capítulo III de esta tesis se registraron en dos adquisidores idénticos de la marca 'Agilent Technologies'. El modelo utilizado fue el 34972A Multiplexor con 3 tarjetas de 20 canales de medida cada una. Ha de destacarse la funcionalidad de comunicación a través de puerto USB que facilitó la descarga de archivos de datos a sendos dispositivos de almacenamiento externo para proceder después al tratamiento de la información.

Las características técnicas de toda la gama de adquisidores 34970A/34972A se encuentra descrita con gran nivel de detalle en la correspondiente guía de servicios [Agilent 2009].

## B.3. EQUIPOS DE MEDIDA Y REGISTRO UTILIZADOS EN EL EDIFICIO SEDE DE IDOM-ACXT

### B.3.1. Sondas de medida de concentración de CO<sub>2</sub>

Las tres sondas de medida de concentración de CO<sub>2</sub> empleadas en la monitorización del edificio sede de la empresa IDOM-ACXT en Madrid son tres sensores TESTO-535 de la marca del mismo nombre, que responden a las características técnicas de la Tabla B.7

**Tabla B.7. Especificaciones técnicas de los sensores de medida de concentración de CO<sub>2</sub> TESTO-535**

Tipo de sensor	Sensor de infrarrojo a 2 canales	
Rango de medida	0 – 9999 ppm CO <sub>2</sub>	
Precisión	De 0 a 5000 ppm CO <sub>2</sub> :	± ( 75 ppm ±3% OR)
	De 5001 a 9999 ppm CO <sub>2</sub> :	± (150 ppm ±5% OR)
Resolución	1 ppm CO <sub>2</sub>	
Temperatura de operación	0 – 50 °C	

### B.3.2. Termoflujómetro

La medida de la potencia térmica de disipación a través de la superficie radiante del sistema TABS fue llevada a cabo a través de dos sensores de densidad de flujo de calor (*heat flux meters*) o termoflujómetros de la marca AHLBORN. En particular, se trata de dos sensores FQA018C y FQA019C cuyas características técnicas se recogen a continuación.

**Tabla B.8. Especificaciones técnicas de los termoflujómetros utilizados marca AHLBORN**

Modelo	FQA018C	FQA019C
Dimensiones (mm)	120 x 120 x 1.5	250 x 250 x 1.5
Material	Resina epoxy	Resina epoxy
Temp. de aplicación	De -40 °C a 80 °C	De -40 °C a 80 °C
Valor de calibración ((Wm <sup>-2</sup> )/mV)	<8	<15
Precisión del valor de calibración	5% a 23 °C	5% a 23 °C

(\*) Cada sensor tiene asignado un valor de calibración que indica la densidad de flujo de calor en W·m<sup>-2</sup> correspondiente a un voltaje de salida de 1 mV. Este valor se almacena en el dispositivo de adquisición ALMEMO® que proporciona directamente el valor en W·m<sup>-2</sup>.

Se ha de mencionar que estos sensores son acompañados de un dispositivo específico de registro y almacenamiento de datos ALMEMO®. Este dispone además de dos canales adicionales para conectar sendos sensores de temperatura. En particular, los sensores disponibles fueron termistores NTC con una precisión de ± 0.5 K en un rango de 0°C a 80°C.

### B.3.3. Data logger portátiles

Durante la campaña de monitorización descrita en el capítulo V de esta tesis se emplearon data loggers portátiles (85g de peso) de la marca TESTO con capacidad de almacenamiento de 16000 lecturas. En particular, se utilizó el modelo con dos canales de temperatura (TESTO 175 T2), así como el modelo con dos canales, uno de temperatura y otro de humedad relativa (TESTO 175 H2). Las principales características técnicas de ambos se detallan en la Tabla B.9.

**Tabla B.9. Especificaciones técnicas de los data logger portátiles marca TESTO**

Modelo	TESTO 175 T2	TESTO 175 H2
Sensor	NTC (interno + externo)	Sensor de humedad / NTC (interno)
Rango	Interno: -35 °C a 70 °C Externo: -40 °C a 120 °C	0-100 % H.R. -20 °C a 70 °C
Resolución	0.1 °C (-20 °C a 70 °C) 0.3 °C (resto)	0.1 %H.R. / 0.1 °C
Precisión	Interno: ± 0.5 (-20 °C a 70 °C) Externo: ± 0.3 (-25 °C a 70 °C)	±3 %H.R. / ±0.5 °C
Temp. de aplicación	De -35 °C a 70 °C	De -20 °C a 70 °C

### B.3.4. Adquisidor de datos

Las medidas llevadas a cabo con los equipos TESTO y el termoflujómetro marca AHLBORN presentados anteriormente fueron registradas con sus dispositivos de adquisición específicos. Sin embargo, fue necesario utilizar un adquisidor adicional para recoger las medidas derivadas de los termopares embebidos en el forjado del edificio en distintas ubicaciones del mismo. Para ello, nuevamente se empleó un adquisidor de la marca 'Agilent Technologies'. En este caso, el modelo utilizado fue el *34980A Multifunction Switch/Measure*.

Se trata de un equipo con unas capacidades de adquisición muy superiores a las que finalmente fueron necesarias de acuerdo con el número y tipo de sondas disponibles, pero que fue llevado en un primer momento hasta el edificio en cuestión ante la posibilidad de que los requisitos de adquisición en el proyecto fuesen mayores. Nuevamente, es destacable su funcionalidad de comunicación a través de puerto USB.

Las características técnicas del adquisidor 34980A, así como de los accesorios 'plug-in' compatibles con él (multiplexores, módulos de control, etc.), se encuentran descritas con gran nivel de detalle en la correspondiente documentación de especificaciones [Agilent 2013].

## B.4. REFERENCIAS

- [Agilent 2009] Agilent Technologies, Inc. 2009. 'Agilent 34970A/34972A Data Acquisition /Switch Unit. Service Guide' Disponible en:  
<http://www.keysight.com/main/techSupport.jsp?pid=1756491&pageMode=OV&cc=ES&lc=eng>
- [Agilent 2013] Agilent Technologies, Inc. 2013. 'Agilent 34980A Multifunction Switch/Measure Unit. Data Sheet' Disponible en:  
<http://cp.literature.agilent.com/litweb/pdf/5989-1437EN.pdf>
- [DIN/IEC 60751 2008] Deutsches Institut für Normung. 2008. *Industrial platinum resistance thermometers and platinum temperature sensors (IEC 60751:2008)*. German version of EN 60751:2008.
- [Thermibel 2015] Thermibel. [sitio web]. Resistance Temperature Detector (Pt100). Consultado: 13-mayo-2015. Disponible en: <http://www.thermibel.be/documents/files-documents/tolerance-tables/tables-tolerances-iec751-a.pdf>



# ANEXO C

## FUNDAMENTOS DE TEORÍA DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS

C.1.	Teoría del diseño de experimentos .....	xxiv
C.1.1.	Diseño de un factor a la vez.....	xxvi
C.1.2.	Diseño factorial completo.....	xxvi
C.1.3.	Diseño ortogonal fraccional y arreglos ortogonales.....	xxvii
C.2.	Análisis de varianza .....	xxviii
C.3.	Referencias .....	xxx

El objetivo de este anexo es presentar una breve introducción a la teoría del diseño de experimentos y la utilidad del Análisis de Varianza (ANOVA). Los conceptos aquí presentados sirven como base de la metodología aplicada en los capítulos III y IV para el estudio experimental del sistema de paneles de techo en la cámara climática y el análisis paramétrico de los factores de diseño de un sistema TABS.

## C.1. TEORÍA DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS

En prácticamente todos los campos de la ciencia y la ingeniería, los investigadores llevan a cabo experimentos para descubrir algo acerca de un proceso o sistema. De forma literal, un experimento es una 'prueba'. Desde un punto de vista más formal, un experimento puede definirse como una prueba o serie de pruebas en las que se hacen cambios deliberados en las variables de entrada de un proceso o sistema para observar e identificar las razones de los cambios que pudieran observarse en la respuesta de salida [Montgomery 2004]

El objetivo de un diseño de experimentos es caracterizar el comportamiento de un proceso cuando se introducen cambios deliberados en aquellas variables que intervienen en el mismo.

Antes de realizar una descripción de la técnica experimental aplicada, se van a definir algunos de los conceptos específicos utilizados en la materia, con el fin de precisar el significado que poseen en el presente contexto.

- **Factor:** Aquella variable o circunstancia bajo la que se desarrolla el experimento, y que puede afectar de alguna manera a la característica seleccionada. Se definen dos tipos de factores dependiendo de cómo intervienen en el desarrollo del ensayo: *factor de control* y *factor de ruido*.
  - *Factor de control.*- Variable controlable durante el desarrollo de la experimentación.
  - *Factor de ruido.*- Variable que no es posible controlar durante el desarrollo de la experimentación [Peace 1993].
- **Niveles:** Valores que adquieren los distintos factores que actúan sobre la característica del sistema que es observada.
- **Característica:** Aquella propiedad o propiedades analizadas con cada uno de los experimentos realizados. Estos valores son los que permiten realizar el análisis de los experimentos, para obtener el resultado del diseño, determinar los índices de contribución de los diferentes factores analizados, los óptimos económicos, etc.
- **Efectos:** Se entiende por efecto de un factor al cambio de respuesta identificado en la característica que se mide cuando se cambia de nivel al factor.
- **Interacción:** Se dice que existe interacción cuando los efectos de los factores contemplados conjuntamente no son aditivos; o dicho de otra manera, cuando el efecto de un factor sobre una característica depende del nivel a que se encuentre otro factor.
- **Óptimos:** Es la combinación de niveles de los factores que proporciona el mejor resultado sobre una determinada característica.
- **Grados de libertad:** Se define como el número de comparaciones que hay que realizar para determinar el mejor nivel de un factor. Coincide con el número de niveles menos 1.
- **Ortogonalidad:** Cuando un conjunto de experimentos guardan una relación de ortogonalidad entre sí, al ensayar cada nivel de un factor el mismo número de veces con todos los niveles del resto de los factores (aceptando que el comportamiento de los factores sobre una determinada característica es lineal), la contribución a la media del resto de los factores se anula.



Esto facilita el análisis de los resultados obtenidos, pues el resultado para el nivel de un factor se obtiene como la media del conjunto de ensayos en los que interviene, pero obliga a realizar unas determinadas experiencias programadas previamente. En la Tabla C.1 se presenta un ejemplo de conjunto de experimentos que cumplen esta característica.

**Tabla C.1.- Diseño factorial completo  $L_8$ .**

	Factor A	Factor B	Interacción A · B	Factor C	Interacción A · C	Interacción B · C	Interacción A · B · C
Ensayo 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1
Ensayo 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2
Ensayo 3	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2
Ensayo 4	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1
Ensayo 5	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2
Ensayo 6	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1
Ensayo 7	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1
Ensayo 8	Nivel 2	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 1	Nivel 2

En la tabla anterior se observa como para cualquier nivel (nivel 1 o nivel 2) de un factor o interacción, siempre el resto de los factores o interacciones se ensayan el mismo número de veces en el nivel 1 que en el nivel 2. La importancia de estas técnicas ha proporcionado una gran documentación existente al respecto en la que se presentan varios métodos experimentales que tienen como característica común la ortogonalidad de sus diseños [Peace 1993], [Cochram y Cox 1987], [Phadke 1989], [Bendell *et. al.* 1989], [Roy 1990].

Los arreglos ortogonales han sido tradicionalmente relacionados con las técnicas experimentales utilizadas en metodología Taguchi, que es el que más ha difundido su uso, aunque no fue el que primero en desarrollarla [Peace 1993]. La principal contribución de la metodología Taguchi es que utiliza los denominados arreglos ortogonales fraccionales, que mantienen la ortogonalidad en el planteamiento del diseño, pero que no analizan las interacciones dobles entre factores que, a priori y derivado del conocimiento del proceso, se supone que no van a afectar al resultado de la experimentación. En la metodología Taguchi siempre se desprecian las interacciones superiores al segundo orden.

Las técnicas de diseño de experimentos, fueron propuestas ya por el profesor R. A. Fisher en la década de los años 1920 [Phadke 1989], [Roy 1990], pero su principal desarrollo se ha derivado de su utilización como herramientas de calidad para conseguir mejores rendimientos de proceso. Su objetivo es conseguir la mayor cantidad de información de un proceso con pocas experiencias, permitiendo establecer los niveles de los factores que mejores resultados proporcionan al proceso, las zonas donde el proceso tiene un comportamiento estable, etc., pero siempre con un número de experiencias reducido, dado el coste asociado a su realización a nivel industrial.

Los diseños de experimentos permiten programar los ensayos que hay que realizar, para poder determinar cómo afectan los valores de los factores (niveles), sobre la característica (resultados) que se obtiene de un proceso. Las principales técnicas experimentales son las que se presentan a continuación.

### C.1.1. Diseño de un factor a la vez

Se trata de la forma de experimentar más tradicional. De entre todos los factores seleccionados, sólo se cambia el nivel de uno de ellos permaneciendo el resto invariable, observando el efecto que ocasiona ese cambio de nivel. Una vez determinado el mejor nivel de ese factor, se mantiene fijo y se analiza otro factor de los que afectan a la característica seleccionada. Este método no permite contemplar interacciones entre factores.

### C.1.2. Diseño factorial completo

Se trata de un diseño en el que se consideran todas las combinaciones posibles de los niveles de los factores. Con este método se obtiene toda la información posible de la influencia de los niveles de los factores analizados sobre el proceso objeto de estudio.

Este tipo de diseño es el utilizado en los estudios llevados a cabo en los capítulos III y IV de esta tesis doctoral. La fórmula Eq.C.1 permite determinar el número de experimentos que se precisan.

$$N^{\circ} \text{ de Experimentos} = \prod_{i=1}^n N_i \quad \text{Eq. C. 1}$$

Siendo  $N_i$  es el número de niveles del factor  $i$ .

Por ejemplo, para un diseño ortogonal completo de 2 factores a 2 niveles, 1 factor a 3 niveles y 2 factores a 4 niveles, el número de experiencias sería de:  $2 \times 2 \times 3 \times 4 \times 4 = 192$  experimentos.

Existe una regla, dada por Yates, que permite construir el diseño experimental. Su desarrollo sería similar al mostrado en la Tabla C.1. Este tipo de diseño permite determinar si existen, entre los factores, interacciones importantes. Las interacciones se determinan como el número de combinaciones que se pueden realizar con los factores.

Una interacción doble será aquella en la que intervienen dos factores, triple en la que intervienen tres, y así sucesivamente. La contribución de las interacciones triples o de orden superior al resultado se considera despreciable, y sólo se contempla la posibilidad de significancia en las interacciones dobles.

La existencia de interacción se manifiesta gráficamente con dos rectas no paralelas. Si esas rectas se cruzan se interpreta que existe una interacción fuerte. En la Figura C.1 se representan gráficamente las posibles situaciones que pueden presentar los niveles de dos factores analizados conjuntamente.

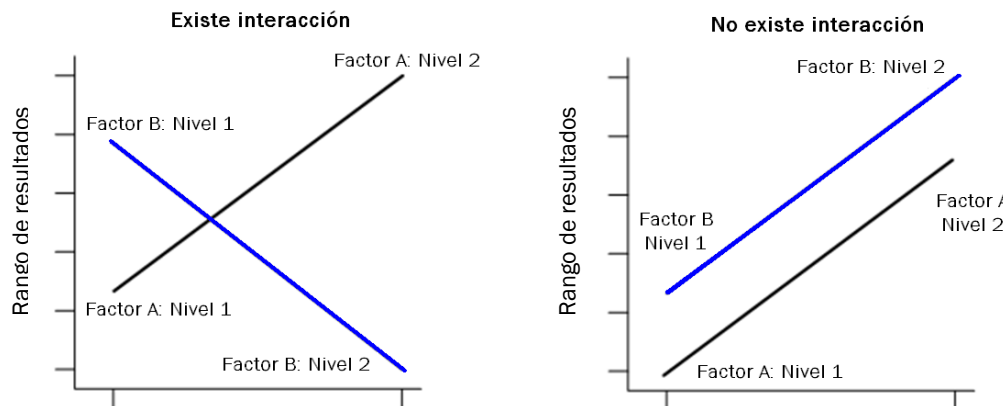


Figura C.1.- Posibles situaciones de interacción factorial.

Dado que se han realizado los ensayos para todas las posibles combinaciones de los factores, y a todos sus niveles, los ensayos correspondientes a las combinaciones óptimas de niveles de los factores, se observa durante la experimentación.

### C.1.3. Diseño ortogonal fraccional y arreglos ortogonales

El problema del diseño factorial completo es el elevado número de ensayos que hay que realizar cuando aumenta el número de factores o de niveles, por eso, se plantea reducir el número de experiencias manteniendo el máximo de información posible. Esto se logra con el diseño factorial fraccional y con los arreglos ortogonales, que fueron propuestos en 1934 por Tippet, y desarrollados posteriormente por diversos autores (Finney, Yates, Plackett & Burman, Rao, Hunter y Taguchi) [Roy 1990].

Este tipo de diseño se consigue conociendo las interacciones que van a ser significativas y cuáles no lo van a ser, lo que siempre es consecuencia de la experiencia y del conocimiento del proceso. Cuando una interacción no va a contribuir al resultado final de un proceso, la columna asignada a esa interacción, o lo que es lo mismo, los grados de libertad que precisa su determinación, pueden ser empleados para determinar la contribución de otro factor. El número de grados de libertad determina la cantidad de información que puede obtenerse de un diseño de experimentos.

Cuando se investigan factores que se comportan de manera independiente respecto de los demás, es decir, que no poseen interacciones con otros factores, puede asignarse un factor a cada columna del diseño de experimentos. Entonces se dice que tenemos un diseño factorial fraccional saturado. Una muestra esquemáticamente de las reglas para la asignación de los grados de libertad es la siguiente:

- Un diseño de experimentos que contemple 16 experimentos posee 15 grados de libertad (siempre 1 menos que el número de ensayos necesarios para realizar el diseño).
- El análisis de un factor requiere un número de grados de libertad igual al número de niveles del factor menos 1. Es decir, se necesitan 3 grados de libertad para determinar la influencia sobre el proceso de un factor a 4 niveles.
- Por otra parte, cada columna de un diseño de experimentos está asociada a un grado de libertad, y puede soportar un factor a 2 niveles o una interacción de dos factores a dos niveles. Un factor a tres niveles requiere 2 columnas de 1 grado de libertad o 1 columna que soporte dos grados de libertad.
- Finalmente, El número de grados de libertad asignados a una interacción se calcula como el producto de los grados de libertad de los factores que intervienen en la interacción. Por ejemplo, una interacción de dos factores a 2 niveles precisa de 1 grado de libertad, mientras que si fueran a tres niveles necesita 4.

La utilización de este tipo de diseño es muy importante en procesos industriales en los que existe ya un conocimiento del proceso elevado, en los cuales sólo se buscan óptimos de operación y donde la realización de un ensayo posee un coste económico muy elevado. Todo ello hace que no sea muy importante el hecho de perder algo de información relativa a las interacciones.

**En los estudios de esta tesis se desarrolla un diseño factorial completo**, consecuencia de la necesidad de determinar cómo afectan todos los factores considerados y sus posibles interacciones. Además la realización de un diseño completo es factible gracias al coste relativamente bajo que lleva asociado cada uno de los ensayos en la cámara climática. Este último aspecto es mucho más evidente incluso a la hora de aplicar esta metodología sobre el estudio paramétrico de las variables de diseño del sistema TABS. En él los ensayos son en realidad 'simulaciones' con un coste económico mínimo y un coste computacional o de tiempo más que asumible.

## C.2. ANÁLISIS DE VARIANZA

La variabilidad generada entre los resultados de la experimentación no se debe sólo al tipo y número de factores que entran en juego, si no también se debe a que existen causas desconocidas que influyen en ella. La técnica del Análisis de la Varianza (ANOVA) es una herramienta de amplia utilidad que va a permitir además estudiar la influencia de los distintos factores en la variabilidad del proceso.

Cuando se fijan todos los factores menos 1, la variabilidad se produce por multitud de causas que, teóricamente, es posible dividir en dos partes, la originada por el factor en estudio, y la variación producida por los restantes factores que entran en juego conocidos o no, controlables o no, que se conoce con el nombre de error experimental o error residual. Con el análisis de la varianza se mide la variación debida a los distintos niveles del factor estudiado, y también la originada por el error experimental. Si mediante los contrastes estadísticos adecuados la variación producida por el factor es mayor que la variación debida al error residual, es aceptable la hipótesis de que los distintos niveles del factor actúan de forma distinta.

El análisis de varianza es un procedimiento basado en el método de mínimos cuadrados. Así la varianza debida al error, es el mínimo valor de la suma de cuadrados en torno a un valor de referencia, dividido por los grados de libertad del error. Esa suma de cuadrados es mínima cuando el valor de referencia coincide con la media.

El objetivo es el establecimiento de un modelo simple de comportamiento a partir de estas ideas, el cual se puede formular matemáticamente.

De la misma manera que se analiza el comportamiento de los niveles de un factor (como la temperatura de impulsión del agua a los paneles), podemos estudiar el de dos o más (el segundo factor en los casos de estudio podría ser el caudal de agua o la temperatura del aire de la sala). En el caso de dos factores el modelo matemático es una extensión del establecido para uno, sin más que tener en cuenta la ampliación de la fuente de variación.

Dependiendo del número de factores controlados durante la experimentación, se precisarán análisis estadísticos diferentes que permitan determinar la contribución a la variación del error, los factores, sus interacciones dobles, triples, etc., y denominaremos a esos análisis de varianza como ANOVA de 0 vías, 1 vía, 2 vías, etc, dependiendo del número de factores controlados durante la experimentación y cuya contribución a la variación en los resultados se pretende determinar.

Puede plantearse la situación de que dos factores A y B, no actúen independientemente; en estas condiciones se dice que existe interacción entre ambos factores, no siendo el modelo aditivo.

Un ANOVA de 0 vías, nos permite determinar únicamente la contribución del error experimental asociado a variables no controlables. El ANOVA de 1 vía, determina la contribución del error y la correspondiente al factor controlado. El de 2 vías, caracteriza las contribuciones del error, de dos factores y de su interacción doble. En la presente tesis, se han tenido casos de trabajo con tres, cuatro y hasta cinco factores controlados, despreciando en todos ellos la contribución de interacciones triples o superiores (que se engloban dentro del error residual).

Existen dos posibilidades de plantear el análisis de varianza (ANOVA), dependiendo de si se incluye o no la media. En ambos casos el resultado de la contribución a la variación para los factores, las interacciones y el error tienen que ser igual, pues la diferencia entre un método y otro es contemplar directamente los resultados obtenidos, o esos resultados menos la media.

La contribución a la variabilidad de las medidas se analiza calculando la suma de cuadrados asociada a cada uno de los factores y sus interacciones. Cada una de esas contribuciones pueden evaluarse por separado, y el valor obtenido del cálculo de su suma de cuadrados es proporcional a la

variación que introducen sobre la media los cambios de nivel que experimentan los factores. En las expresiones Eq.C.2 a Eq.C.5, se muestra como se realizan los cálculos de las correspondientes sumas de cuadrados. La simbología utilizada en dichas ecuaciones se incluye también a continuación:

- $y_i$ : Medida  $i$ -ésima.  
 $SS_X$ : Suma de cuadrados correspondiente a  $X$  (factor, interacción o error).  
 $N$ : Número total de observaciones.  
 $T$ : Suma de todas las medidas  $Y_i$ .  
 $A_i$ : Suma de todas las observaciones para el nivel  $i$  del factor A.  
 $(A \cdot B)_j$ : Suma de todos los valores de la interacción A · B, en su cruce  $j$ .  
 $N_{A_i}$ : Número de observaciones bajo el nivel  $i$  del factor A.  
 $N_{(A \cdot B)_j}$ : Número de valores de el cruce  $j$ , de la interacción AxB.  
 $k_A$ : Número de niveles del factor A.  
 $k_A \cdot k_B$ : Número de cruces existentes en la interacción del factor A con el factor B.

Suma de cuadrados del total de las medidas:

$$SS_{Total} = \sum_{i=1}^N y_i^2 - \frac{T^2}{N} \quad Eq. C. 2$$

Los índices de contribución a la suma de cuadrados totales ( $SS_{Total}$ ), se corresponderá con la suma de los de los factores, las interacciones y el error, obtenidos como:

Suma de cuadrados de un factor:

$$SS_A = \sum_{j=1}^{k_A} \frac{A_j^2}{N_{A_j}} - \frac{T^2}{N} \quad Eq. C. 3$$

Suma de cuadrados de una interacción doble:

$$SS_{AB} = \sum_{j=1}^{k_A \cdot k_B} \frac{(A \cdot B)_j^2}{N_{(A \cdot B)_j}} - \frac{T^2}{N} - (SS_A + SS_B) \quad Eq. C. 4$$

Suma de cuadrados de una interacción triple:

$$SS_{ABC} = \sum_{j=1}^{k_A \cdot k_B \cdot k_C} \frac{(A \cdot B \cdot C)_j^2}{N_{(A \cdot B \cdot C)_j}} - \frac{T^2}{N} - (SS_A + SS_B + SS_C + SS_{AB} + SS_{AC} + SS_{BC}) \quad Eq. C. 5$$

La suma de cuadrados del error se obtiene por diferencia entre la  $SS_{Total}$  y el resto de las contribuciones de los factores.

La contribución a la variabilidad de las interacciones siempre será inferior que la debida a los factores y, como ya se ha señalado, prácticamente nunca se evalúan las de orden superior a dos. En los casos del estudio experimental particular abordado en el capítulo III, por disponer de un número de datos tan elevado, se utiliza para cada experimento un solo valor que es la media de todos los obtenidos para cada ensayo. No obstante, la suma de cuadrados del error de experimentación se determina en base a la consideración de dos réplicas para cada ensayo.

La contribución del error de experimentación a la variabilidad, en este caso, se puede asociar a la calculada con las interacciones de orden superior a dos, y aquellas dobles cuya suma de cuadrados sea pequeña, en comparación con los valores obtenidos para el resto de los factores e interacciones.

Cuando se estudia mediante análisis de varianza el comportamiento de los niveles de un factor fijo, no se persigue como única finalidad del análisis saber si los distintos niveles del factor son significativamente distintos entre sí; sino que interesa conocer, una vez contrastado que las diferencias son significativas, qué niveles producen un efecto superior a los otros. Para ello se precisa

de las “pruebas de significación”, que utilizan los valores medios de los ensayos y del ANOVA. Estas pruebas de significación son múltiples, como el Test F, el Test de Duncan, el de Student-Newman-Keuls (SNK), Test de Tukey (HSD), Test de la diferencia mínima significativa (LSD) o el Test de Scheffe.

Para evitar aumentar la complejidad del tratamiento de los resultados, en el presente trabajo no se presentan las pruebas de significación asociadas al tratamiento estadístico de los datos, puesto que el interés del diseño de experimentos es determinar cómo afectan los factores analizados sobre las diferentes características, y no tanto los valores numéricos obtenidos para esas características en los diferentes niveles.

### C.3. REFERENCIAS

- [Bendell et al. 1989] Bendell, A., Disney, J., Pridmore, W. A. 1989. *Taguchi methods: applications in world industry*. Ed. IFS publications. ISBN 0-948507-92-6. United Kingdom.
- [Cochram y Cox 1987] Cochram, W. G., Cox, G. M. 1987. *Diseños experimentales*. Editorial Trillas, 10ª edición. ISBN 968-24-0062-7. Méjico.
- [Montgomery 2004] Montgomery D.C. 2004. *Diseño y análisis de experimentos*. Ed. Limusa-Wiley. 2ª ed. ISBN 968-18-6156-6. México.
- [Phadke 1989] Phadke, M. S. 1989. *Quality engineering using robust design*. Ed. Prentice-Hall International Editions. AT&T Bell Laboratories. ISBN: 0-13-745167-9. England.
- [Peace 1993] Peace, G.S. 1993. *Taguchi methods, A hands-on approach to quality engineering*. Ed. Addison-Wesley publishing company. ISBN 0-201-56311-8. Massachusetts.
- [Ross 1988] Ross, P. J. 1988. *Taguchi techniques for quality engineering. Loss function, orthogonal experiments, parameter and tolerance design*. Ed. McGraw-Hill Book Company. ISBN 0-07-053866-2. United States.
- [Roy 1990] Roy, R. K. 1990. *A primer on the Taguchi method*. Ed. Van Nostrand Reinhold International Company Limited. ISBN 0-442-23729-4. New York.
- [Taguchi et al. 1989] Taguchi, G.; Elsayed, E. A. y Hsiang, T. 1989. *Quality engineering in production systems*. Ed. McGraw Hill Book Company. ISBN 0-07-062830-0. United States.

# ANEXO D

## TABLAS DE DISEÑO DE UN SISTEMA TABS: RESULTADOS COMPLETOS EN RÉGIMEN ESTACIONARIO

D.1.	Tablas de diseño en régimen estacionario .....	xxxii
D.1.1.	Potencia disipada por la superficie del techo ( $W\cdot m^{-2}$ ).....	xxxii
D.1.2.	Temperatura superficial del techo ( $^{\circ}C$ ).....	xxxvi

## D.1. TABLAS DE DISEÑO EN RÉGIMEN ESTACIONARIO

A continuación se muestran los resultados completos derivados del estudio paramétrico realizado sobre el problema de transferencia de calor estacionaria en una losa activada térmicamente, que ha sido comentado en el capítulo IV de esta tesis.

Se presentarán las tablas de resultados con la información de la potencia disipada por la superficie del techo (en W/m<sup>2</sup>) y la temperatura superficial del mismo (en °C).

Se puede apreciar que cada tabla corresponde con uno de las 8 configuraciones de losa contempladas en función de su espesor (20, 30, 40 o 50 cm) y la posición de la capa activa (simétrica, es decir en el plano medio de la losa, o asimétrica, es decir a una distancia de ¾ partes del espesor contabilizada desde la cara superior). Por su parte, los resultados en cada tabla están dados para cada una de las combinaciones posibles de temperatura del aire ambiente en las estancias superior e inferior, temperatura del agua de impulsión, caudal másico específico y paso de tubo. Para más detalles acerca de los valores de cada parámetro tenidos en cuenta, consúltese el capítulo IV.

### D.1.1. Potencia disipada por la superficie del techo (W·m<sup>-2</sup>)

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	37.1	39.9	41.9	34.3	36.6	38.3	31.7	33.6	35.0	29.3	30.9	32.1	CASO1: Losa simétrica; espesor = 20 cm
	12	30.0	32.3	33.9	27.8	29.6	31.0	25.7	27.2	28.3	23.7	25.1	26.0	
	14	23.0	24.7	26.0	21.3	22.7	23.8	19.7	20.9	21.8	18.2	19.2	20.0	
	16	16.2	17.4	18.2	15.0	16.0	16.7	13.9	14.7	15.3	12.8	13.5	14.0	
	18	9.5	10.1	10.6	8.8	9.3	9.8	8.1	8.6	8.9	7.5	7.9	8.2	
	20	3.0	3.2	3.4	2.8	3.0	3.1	2.6	2.7	2.8	2.4	2.5	2.6	
23	10	44.3	47.6	50.0	40.9	43.7	45.7	37.8	40.1	41.8	34.9	36.9	38.3	
	12	37.1	39.9	41.9	34.3	36.6	38.3	31.7	33.6	35.0	29.3	30.9	32.1	
	14	30.0	32.3	33.9	27.8	29.6	31.0	25.7	27.2	28.3	23.7	25.1	26.0	
	16	23.0	24.7	26.0	21.3	22.7	23.8	19.7	20.9	21.8	18.2	19.2	20.0	
	18	16.2	17.4	18.2	15.0	16.0	16.7	13.9	14.7	15.3	12.8	13.5	14.0	
	20	9.5	10.1	10.6	8.8	9.3	9.8	8.1	8.6	8.9	7.5	7.9	8.2	
25	10	51.5	55.4	58.2	47.6	50.8	53.1	43.9	46.6	48.6	40.6	42.9	44.5	
	12	44.3	47.6	50.0	40.9	43.7	45.7	37.8	40.1	41.8	34.9	36.9	38.3	
	14	37.1	39.9	41.9	34.3	36.6	38.3	31.7	33.6	35.0	29.3	30.9	32.1	
	16	30.0	32.3	33.9	27.8	29.6	31.0	25.7	27.2	28.3	23.7	25.1	26.0	
	18	23.0	24.7	26.0	21.3	22.7	23.8	19.7	20.9	21.8	18.2	19.2	20.0	
	20	16.2	17.4	18.2	15.0	16.0	16.7	13.9	14.7	15.3	12.8	13.5	14.0	
25	10	58.8	63.2	66.5	54.3	58.0	60.7	50.1	53.2	55.4	46.3	48.9	50.8	
	12	51.5	55.4	58.2	47.6	50.8	53.1	43.9	46.6	48.6	40.6	42.9	44.5	
	14	44.3	47.6	50.0	40.9	43.7	45.7	37.8	40.1	41.8	34.9	36.9	38.3	
	16	37.1	39.9	41.9	34.3	36.6	38.3	31.7	33.6	35.0	29.3	30.9	32.1	
	18	30.0	32.3	33.9	27.8	29.6	31.0	25.7	27.2	28.3	23.7	25.1	26.0	
	20	23.0	24.7	26.0	21.3	22.7	23.8	19.7	20.9	21.8	18.2	19.2	20.0	



Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	43.2	46.6	49.0										CASO 2: Losa asimétrica; espesor = 20 cm
	12	34.9	37.6	39.6										
	14	26.7	28.8	30.3										
	16	18.7	20.1	21.2										
	18	10.9	11.7	12.3										
	20	3.5	3.7	3.9										
23	10	51.6	55.6	58.6										
	12	43.2	46.6	49.0										
	14	34.9	37.6	39.6										
	16	26.7	28.8	30.3										
	18	18.7	20.1	21.2										
	20	10.9	11.7	12.3										
25	10	60.0	64.8	68.3										
	12	51.6	55.6	58.6										
	14	43.2	46.6	49.0										
	16	34.9	37.6	39.6										
	18	26.7	28.8	30.3										
	20	18.7	20.1	21.2										
25	10	68.6	74.1	78.1										
	12	60.0	64.8	68.3										
	14	51.6	55.6	58.6										
	16	43.2	46.6	49.0										
	18	34.9	37.6	39.6										
	20	26.7	28.8	30.3										

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	34.0	36.3	38.0	31.6	33.5	34.9	29.3	31.0	32.1	27.2	28.7	29.7	CASO 3: Losa simétrica; espesor = 30 cm
	12	27.6	29.4	30.7	25.6	27.2	28.3	23.8	25.1	26.1	22.1	23.2	24.0	
	14	21.2	22.6	23.6	19.7	20.9	21.7	18.3	19.3	20.0	17.0	17.9	18.5	
	16	14.9	15.9	16.6	13.9	14.7	15.3	12.9	13.6	14.1	12.0	12.6	13.0	
	18	8.8	9.3	9.7	8.1	8.6	9.0	7.6	8.0	8.3	7.1	7.4	7.7	
	20	2.8	3.0	3.1	2.6	2.8	2.9	2.4	2.6	2.6	2.3	2.4	2.5	
23	10	40.6	43.3	45.2	37.7	40.0	41.6	34.9	36.9	38.3	32.4	34.1	35.3	
	12	34.0	36.3	38.0	31.6	33.5	34.9	29.3	31.0	32.1	27.3	28.7	29.7	
	14	27.6	29.4	30.7	25.6	27.2	28.3	23.8	25.1	26.1	22.1	23.2	24.0	
	16	21.2	22.6	23.6	19.7	20.9	21.7	18.3	19.3	20.0	17.0	17.9	18.5	
	18	14.9	15.9	16.6	13.9	14.7	15.3	12.9	13.6	14.1	12.0	12.6	13.0	
	20	8.8	9.3	9.7	8.1	8.6	9.0	7.6	8.0	8.3	7.1	7.4	7.7	
25	10	47.1	50.3	52.6	43.7	46.4	48.4	40.6	42.9	44.5	37.7	39.6	41.0	
	12	40.6	43.3	45.2	37.7	40.0	41.6	34.9	36.9	38.3	32.4	34.1	35.3	
	14	34.0	36.3	38.0	31.6	33.5	34.9	29.3	31.0	32.1	27.3	28.7	29.7	
	16	27.6	29.4	30.7	25.6	27.2	28.3	23.8	25.1	26.1	22.1	23.2	24.0	
	18	21.2	22.6	23.6	19.7	20.9	21.7	18.3	19.3	20.0	17.0	17.9	18.5	
	20	14.9	15.9	16.6	13.9	14.7	15.3	12.9	13.6	14.1	12.0	12.6	13.0	
25	10	53.8	57.4	60.0	49.9	53.0	55.2	46.3	48.9	50.7	42.9	45.2	46.8	
	12	47.1	50.3	52.6	43.7	46.4	48.4	40.6	42.9	44.5	37.7	39.6	41.0	
	14	40.6	43.3	45.2	37.7	40.0	41.6	34.9	36.9	38.3	32.4	34.1	35.3	
	16	34.0	36.3	38.0	31.6	33.5	34.9	29.3	31.0	32.1	27.3	28.7	29.7	
	18	27.6	29.4	30.7	25.6	27.2	28.3	23.8	25.1	26.1	22.1	23.2	24.0	
	20	21.2	22.6	23.6	19.7	20.9	21.7	18.3	19.3	20.0	17.0	17.9	18.5	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	41.6	44.6	46.8	38.5	41.0	42.9	35.6	37.8	39.3	CASO 4: Losa asimétrica; espesor = 30 cm			
	12	33.7	36.1	37.8	31.2	33.2	34.6	28.9	30.6	31.8				
	14	25.8	27.6	29.0	23.9	25.5	26.6	22.2	23.4	24.4				
	16	18.1	19.4	20.3	16.8	17.9	18.6	15.6	16.5	17.1				
	18	10.6	11.3	11.8	9.8	10.4	10.9	9.1	9.6	10.0				
	20	3.4	3.6	3.7	3.1	3.3	3.4	2.9	3.1	3.2				
23	10	49.7	53.3	55.9	46.0	49.0	51.2	42.5	45.0	46.9				
	12	41.6	44.6	46.8	38.5	41.0	42.9	35.6	37.8	39.3				
	14	33.7	36.1	37.8	31.2	33.2	34.6	28.9	30.6	31.8				
	16	25.8	27.6	29.0	23.9	25.5	26.6	22.2	23.4	24.4				
	18	18.1	19.4	20.3	16.8	17.9	18.6	15.6	16.5	17.1				
	20	10.6	11.3	11.8	9.8	10.4	10.9	9.1	9.6	10.0				
25	10	57.8	62.0	65.1	53.5	57.0	59.6	49.4	52.4	54.5				
	12	49.7	53.3	55.9	46.0	49.0	51.2	42.5	45.0	46.9				
	14	41.6	44.6	46.8	38.5	41.0	42.9	35.7	37.8	39.3				
	16	33.7	36.1	37.8	31.2	33.2	34.6	28.9	30.6	31.8				
	18	25.8	27.6	29.0	23.9	25.5	26.6	22.2	23.5	24.4				
	20	18.1	19.4	20.3	16.8	17.9	18.6	15.6	16.5	17.1				
25	10	66.0	70.9	74.4	61.1	65.1	68.0	56.4	59.8	62.3				
	12	57.8	62.0	65.1	53.5	57.0	59.6	49.4	52.4	54.5				
	14	49.7	53.3	55.9	46.0	49.0	51.2	42.5	45.0	46.9				
	16	41.6	44.6	46.8	38.5	41.0	42.9	35.7	37.8	39.3				
	18	33.7	36.1	37.8	31.2	33.2	34.7	28.9	30.6	31.8				
	20	25.8	27.6	29.0	23.9	25.5	26.6	22.2	23.5	24.4				

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	31.5	33.4	34.7	29.3	31.0	32.2	27.3	28.8	29.8	25.5	26.7	27.6	CASO 5: Losa simétrica; espesor = 40 cm
	12	25.5	27.1	28.2	23.8	25.1	26.1	22.2	23.3	24.1	20.7	21.7	22.4	
	14	19.6	20.8	21.7	18.3	19.3	20.1	17.1	18.0	18.6	16.0	16.7	17.2	
	16	13.8	14.7	15.2	12.9	13.6	14.1	12.1	12.7	13.1	11.3	11.8	12.2	
	18	8.1	8.6	9.0	7.6	8.0	8.3	7.1	7.5	7.7	6.6	6.9	7.2	
	20	2.6	2.8	2.9	2.4	2.6	2.7	2.3	2.4	2.5	2.1	2.2	2.3	
23	10	37.5	39.7	41.4	34.9	36.9	38.3	32.5	34.2	35.4	30.3	31.8	32.8	
	12	31.5	33.4	34.7	29.3	31.0	32.2	27.3	28.8	29.8	25.5	26.7	27.6	
	14	25.5	27.1	28.2	23.8	25.1	26.1	22.2	23.3	24.1	20.7	21.7	22.4	
	16	19.6	20.8	21.7	18.3	19.3	20.1	17.1	18.0	18.6	16.0	16.7	17.3	
	18	13.8	14.7	15.2	12.9	13.6	14.1	12.1	12.7	13.1	11.3	11.8	12.2	
	20	8.1	8.6	9.0	7.6	8.0	8.3	7.1	7.5	7.7	6.6	7.0	7.2	
25	10	43.5	46.2	48.1	40.5	42.8	44.5	37.8	39.7	41.1	35.2	36.9	38.1	
	12	37.5	39.7	41.4	34.9	36.9	38.3	32.5	34.2	35.4	30.4	31.8	32.8	
	14	31.5	33.4	34.7	29.3	31.0	32.2	27.4	28.8	29.8	25.5	26.7	27.6	
	16	25.5	27.1	28.2	23.8	25.1	26.1	22.2	23.3	24.2	20.7	21.7	22.4	
	18	19.6	20.8	21.7	18.3	19.3	20.1	17.1	18.0	18.6	16.0	16.7	17.3	
	20	13.8	14.7	15.2	12.9	13.6	14.1	12.1	12.7	13.1	11.3	11.8	12.2	
25	10	49.6	52.6	54.8	46.2	48.8	50.7	43.0	45.3	46.9	40.1	42.1	43.4	
	12	43.5	46.2	48.1	40.5	42.8	44.5	37.8	39.7	41.1	35.2	36.9	38.1	
	14	37.5	39.7	41.4	34.9	36.9	38.3	32.5	34.2	35.4	30.4	31.8	32.8	
	16	31.5	33.4	34.7	29.3	31.0	32.2	27.4	28.8	29.8	25.5	26.7	27.6	
	18	25.5	27.1	28.2	23.8	25.1	26.1	22.2	23.3	24.2	20.7	21.7	22.4	
	20	19.6	20.8	21.7	18.3	19.3	20.1	17.1	18.0	18.6	16.0	16.7	17.3	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	0.15			0.20			0.25			0.30			m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	
21	10	40.1	42.7	44.7	37.2	39.5	41.1	34.6	36.5	37.9	32.1	33.8	34.9	CASO 6: Losa asimétrica; espesor = 40 cm
	12	32.4	34.6	36.1	30.1	32.0	33.3	28.0	29.5	30.6	26.0	27.4	28.3	
	14	24.9	26.5	27.7	23.2	24.5	25.5	21.5	22.7	23.5	20.0	21.0	21.7	
	16	17.5	18.6	19.4	16.3	17.2	17.9	15.1	16.0	16.5	14.1	14.8	15.3	
	18	10.2	10.9	11.4	9.5	10.1	10.5	8.9	9.4	9.7	8.3	8.7	9.0	
	20	3.3	3.5	3.6	3.0	3.2	3.3	2.8	3.0	3.1	2.7	2.8	2.9	
23	10	47.8	51.0	53.3	44.4	47.1	49.0	41.2	43.5	45.1	38.3	40.2	41.6	
	12	40.1	42.7	44.7	37.2	39.5	41.1	34.6	36.5	37.9	32.1	33.8	34.9	
	14	32.4	34.6	36.1	30.2	32.0	33.3	28.0	29.5	30.7	26.0	27.4	28.3	
	16	24.9	26.5	27.7	23.2	24.5	25.5	21.5	22.7	23.5	20.0	21.0	21.7	
	18	17.5	18.6	19.4	16.3	17.2	17.9	15.1	16.0	16.5	14.1	14.8	15.3	
	20	10.2	10.9	11.4	9.5	10.1	10.5	8.9	9.4	9.7	8.3	8.7	9.0	
25	10	55.6	59.3	62.0	51.6	54.8	57.0	47.9	50.6	52.5	44.5	46.8	48.4	
	12	47.8	51.0	53.3	44.4	47.1	49.0	41.2	43.5	45.1	38.3	40.2	41.6	
	14	40.1	42.7	44.7	37.2	39.5	41.1	34.6	36.5	37.9	32.1	33.8	34.9	
	16	32.4	34.6	36.1	30.2	32.0	33.3	28.0	29.6	30.7	26.0	27.4	28.3	
	18	24.9	26.5	27.7	23.2	24.5	25.5	21.5	22.7	23.5	20.0	21.0	21.8	
	20	17.5	18.6	19.4	16.3	17.2	17.9	15.1	16.0	16.5	14.1	14.8	15.3	
25	10	63.5	67.8	70.8	58.9	62.5	65.1	54.6	57.7	59.9	50.7	53.4	55.2	
	12	55.6	59.3	62.0	51.6	54.8	57.0	47.9	50.6	52.5	44.5	46.8	48.4	
	14	47.8	51.0	53.3	44.4	47.1	49.0	41.2	43.5	45.1	38.3	40.2	41.6	
	16	40.1	42.7	44.7	37.2	39.5	41.1	34.6	36.5	37.9	32.1	33.8	34.9	
	18	32.5	34.6	36.1	30.2	32.0	33.3	28.0	29.6	30.7	26.1	27.4	28.3	
	20	24.9	26.5	27.7	23.2	24.5	25.5	21.5	22.7	23.5	20.0	21.0	21.8	

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	0.15			0.20			0.25			0.30			m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	
21	10	29.3	30.9	32.0	27.4	28.8	29.8	25.6	26.9	27.7	24.0	25.1	25.8	CASO 7: Losa simétrica; espesor = 50 cm
	12	23.8	25.1	26.0	22.2	23.4	24.2	20.8	21.8	22.5	19.5	20.4	21.0	
	14	18.3	19.3	20.0	17.1	18.0	18.6	16.1	16.8	17.4	15.0	15.7	16.2	
	16	12.9	13.6	14.1	12.1	12.7	13.2	11.3	11.9	12.3	10.6	11.1	11.4	
	18	7.6	8.0	8.3	7.1	7.5	7.8	6.7	7.0	7.2	6.3	6.6	6.7	
	20	2.5	2.6	2.7	2.3	2.4	2.5	2.2	2.3	2.3	2.0	2.1	2.2	
23	10	34.8	36.8	38.1	32.6	34.3	35.5	30.5	32.0	33.0	28.5	29.8	30.7	
	12	29.3	30.9	32.0	27.4	28.8	29.8	25.6	26.9	27.7	24.0	25.1	25.8	
	14	23.8	25.1	26.0	22.3	23.4	24.2	20.8	21.8	22.5	19.5	20.4	21.0	
	16	18.3	19.3	20.0	17.2	18.0	18.6	16.1	16.8	17.4	15.1	15.7	16.2	
	18	12.9	13.6	14.1	12.1	12.7	13.2	11.3	11.9	12.3	10.6	11.1	11.4	
	20	7.6	8.0	8.3	7.1	7.5	7.8	6.7	7.0	7.2	6.3	6.6	6.8	
25	10	40.4	42.7	44.3	37.8	39.8	41.2	35.4	37.1	38.3	33.1	34.6	35.6	
	12	34.8	36.8	38.1	32.6	34.3	35.5	30.5	32.0	33.0	28.6	29.8	30.7	
	14	29.3	30.9	32.0	27.4	28.8	29.8	25.6	26.9	27.7	24.0	25.1	25.8	
	16	23.8	25.1	26.0	22.3	23.4	24.2	20.8	21.8	22.5	19.5	20.4	21.0	
	18	18.3	19.3	20.0	17.2	18.0	18.7	16.1	16.8	17.4	15.1	15.7	16.2	
	20	12.9	13.6	14.1	12.1	12.7	13.2	11.4	11.9	12.3	10.7	11.1	11.4	
25	10	46.0	48.6	50.4	43.1	45.3	46.9	40.3	42.2	43.6	37.7	39.4	40.6	
	12	40.4	42.7	44.3	37.8	39.8	41.2	35.4	37.1	38.3	33.1	34.6	35.7	
	14	34.8	36.8	38.1	32.6	34.3	35.5	30.5	32.0	33.0	28.6	29.8	30.7	
	16	29.3	30.9	32.0	27.4	28.8	29.8	25.7	26.9	27.8	24.0	25.1	25.9	
	18	23.8	25.1	26.0	22.3	23.4	24.2	20.8	21.8	22.5	19.5	20.4	21.0	
	20	18.3	19.3	20.0	17.2	18.0	18.7	16.1	16.8	17.4	15.1	15.7	16.2	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	38.6	40.9	42.6	35.9	38.0	39.4	33.5	35.2	36.5	31.2	32.7	33.8	CASO 8: Losa asimétrica; espesor = 50 cm
	12	31.2	33.1	34.5	29.1	30.8	31.9	27.1	28.5	29.5	25.3	26.5	27.4	
	14	24.0	25.5	26.5	22.4	23.6	24.5	20.9	21.9	22.7	19.5	20.4	21.1	
	16	16.9	17.9	18.6	15.8	16.6	17.2	14.7	15.4	16.0	13.7	14.4	14.8	
	18	9.9	10.5	10.9	9.3	9.8	10.1	8.6	9.1	9.4	8.1	8.5	8.7	
	20	3.2	3.3	3.5	3.0	3.1	3.2	2.8	2.9	3.0	2.6	2.7	2.8	
23	10	46.0	48.8	50.9	42.8	45.3	47.0	39.9	42.0	43.5	37.2	39.0	40.3	
	12	38.6	40.9	42.6	36.0	38.0	39.4	33.5	35.2	36.5	31.2	32.7	33.8	
	14	31.2	33.2	34.5	29.1	30.8	31.9	27.2	28.6	29.6	25.3	26.5	27.4	
	16	24.0	25.5	26.5	22.4	23.6	24.5	20.9	22.0	22.7	19.5	20.4	21.1	
	18	16.9	17.9	18.6	15.8	16.6	17.2	14.7	15.5	16.0	13.7	14.4	14.8	
	20	9.9	10.5	10.9	9.3	9.8	10.1	8.7	9.1	9.4	8.1	8.5	8.7	
25	10	53.4	56.8	59.2	49.8	52.6	54.7	46.3	48.8	50.5	43.2	45.3	46.8	
	12	46.0	48.8	50.9	42.8	45.3	47.0	39.9	42.0	43.5	37.2	39.0	40.3	
	14	38.6	41.0	42.7	36.0	38.0	39.4	33.5	35.2	36.5	31.2	32.7	33.8	
	16	31.3	33.2	34.5	29.1	30.8	31.9	27.2	28.6	29.6	25.4	26.6	27.4	
	18	24.0	25.5	26.5	22.4	23.7	24.5	20.9	22.0	22.7	19.5	20.4	21.1	
	20	16.9	17.9	18.6	15.8	16.6	17.3	14.7	15.5	16.0	13.8	14.4	14.9	
25	10	61.0	64.8	67.5	56.8	60.0	62.4	52.9	55.6	57.6	49.2	51.6	53.4	
	12	53.5	56.8	59.2	49.8	52.6	54.7	46.4	48.8	50.5	43.2	45.3	46.8	
	14	46.0	48.8	50.9	42.9	45.3	47.0	39.9	42.0	43.5	37.2	39.0	40.3	
	16	38.6	41.0	42.7	36.0	38.0	39.5	33.5	35.3	36.5	31.3	32.8	33.8	
	18	31.3	33.2	34.5	29.2	30.8	32.0	27.2	28.6	29.6	25.4	26.6	27.4	
	20	24.0	25.5	26.5	22.4	23.7	24.5	20.9	22.0	22.7	19.5	20.5	21.1	

D.1.2. Temperatura superficial del techo (°C)

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	16.4	16.2	16.1	16.8	16.6	16.5	17.1	17.0	16.9	17.4	17.3	17.2	CASO1: Losa simétrica; espesor = 20 cm
	12	17.2	17.1	16.9	17.5	17.4	17.3	17.8	17.7	17.6	18.1	18.0	17.9	
	14	18.0	17.9	17.8	18.3	18.2	18.1	18.5	18.4	18.3	18.7	18.6	18.5	
	16	18.8	18.8	18.7	19.0	18.9	18.9	19.2	19.1	19.1	19.3	19.3	19.2	
	18	19.7	19.6	19.6	19.8	19.7	19.7	19.9	19.8	19.8	20.0	19.9	19.9	
	20	20.5	20.5	20.5	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	
23	10	17.7	17.4	17.2	18.1	17.9	17.7	18.5	18.3	18.2	18.8	18.7	18.6	
	12	18.4	18.2	18.1	18.8	18.6	18.5	19.1	19.0	18.9	19.4	19.3	19.2	
	14	19.2	19.1	18.9	19.5	19.4	19.3	19.8	19.7	19.6	20.1	20.0	19.9	
	16	20.0	19.9	19.8	20.3	20.2	20.1	20.5	20.4	20.3	20.7	20.6	20.5	
	18	20.8	20.8	20.7	21.0	20.9	20.9	21.2	21.1	21.1	21.3	21.3	21.2	
	20	21.7	21.6	21.6	21.8	21.7	21.7	21.9	21.8	21.8	22.0	21.9	21.9	
25	10	18.9	18.6	18.4	19.4	19.2	19.0	19.8	19.6	19.5	20.2	20.1	19.9	
	12	19.7	19.4	19.2	20.1	19.9	19.7	20.5	20.3	20.2	20.8	20.7	20.6	
	14	20.4	20.2	20.1	20.8	20.6	20.5	21.1	21.0	20.9	21.4	21.3	21.2	
	16	21.2	21.1	20.9	21.5	21.4	21.3	21.8	21.7	21.6	22.1	22.0	21.9	
	18	22.0	21.9	21.8	22.3	22.2	22.1	22.5	22.4	22.3	22.7	22.6	22.5	
	20	22.8	22.8	22.7	23.0	22.9	22.9	23.2	23.1	23.1	23.3	23.3	23.2	
25	10	20.1	19.8	19.6	20.7	20.4	20.2	21.2	21.0	20.8	21.6	21.4	21.3	
	12	20.9	20.6	20.4	21.4	21.2	21.0	21.8	21.6	21.5	22.2	22.1	21.9	
	14	21.7	21.4	21.2	22.1	21.9	21.7	22.5	22.3	22.2	22.8	22.7	22.6	
	16	22.4	22.2	22.1	22.8	22.6	22.5	23.1	23.0	22.9	23.4	23.3	23.2	
	18	23.2	23.1	22.9	23.5	23.4	23.3	23.8	23.7	23.6	24.1	24.0	23.9	
	20	24.0	23.9	23.8	24.3	24.2	24.1	24.5	24.4	24.3	24.7	24.6	24.5	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	15.7	15.5	15.3										CASO 2: Losa asimétrica; espesor = 20 cm
	12	16.6	16.4	16.3										
	14	17.6	17.4	17.3										
	16	18.5	18.4	18.3										
	18	19.5	19.4	19.4										
23	20	20.5	20.5	20.4										
	10	16.8	16.5	16.3										
	12	17.7	17.5	17.3										
	14	18.6	18.4	18.3										
	16	19.6	19.4	19.3										
25	18	20.5	20.4	20.3										
	20	21.5	21.4	21.4										
	10	17.9	17.6	17.3										
	12	18.8	18.5	18.3										
	14	19.7	19.5	19.3										
25	16	20.6	20.4	20.3										
	18	21.6	21.4	21.3										
	20	22.5	22.4	22.3										
	10	19.0	18.6	18.3										
	12	19.9	19.6	19.3										
25	14	20.8	20.5	20.3										
	16	21.7	21.5	21.3										
	18	22.6	22.4	22.3										
	20	23.6	23.4	23.3										

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	16.8	16.7	16.5	17.2	17.0	16.9	17.4	17.3	17.2	17.7	17.6	17.5	CASO 3: Losa simétrica; espesor = 30 cm
	12	17.6	17.4	17.3	17.8	17.7	17.6	18.0	17.9	17.9	18.3	18.2	18.1	
	14	18.3	18.2	18.1	18.5	18.4	18.3	18.7	18.6	18.5	18.8	18.8	18.7	
	16	19.0	18.9	18.9	19.2	19.1	19.1	19.3	19.2	19.2	19.4	19.4	19.3	
	18	19.8	19.7	19.7	19.9	19.8	19.8	20.0	19.9	19.9	20.0	20.0	20.0	
23	20	20.6	20.6	20.5	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.7	20.7	20.6	
	10	18.1	17.9	17.8	18.5	18.3	18.2	18.8	18.7	18.6	19.1	19.0	18.9	
	12	18.8	18.7	18.5	19.2	19.0	18.9	19.4	19.3	19.2	19.7	19.6	19.5	
	14	19.6	19.4	19.3	19.8	19.7	19.6	20.0	19.9	19.9	20.3	20.2	20.1	
	16	20.3	20.2	20.1	20.5	20.4	20.3	20.7	20.6	20.5	20.8	20.8	20.7	
25	18	21.0	20.9	20.9	21.2	21.1	21.1	21.3	21.2	21.2	21.4	21.4	21.3	
	20	21.8	21.7	21.7	21.9	21.8	21.8	22.0	21.9	21.9	22.0	22.0	22.0	
	10	19.4	19.2	19.0	19.8	19.7	19.5	20.2	20.1	19.9	20.6	20.4	20.3	
	12	20.1	19.9	19.8	20.5	20.3	20.2	20.8	20.7	20.6	21.1	21.0	20.9	
	14	20.8	20.7	20.5	21.2	21.0	20.9	21.4	21.3	21.2	21.7	21.6	21.5	
25	16	21.6	21.4	21.3	21.8	21.7	21.6	22.0	21.9	21.9	22.3	22.2	22.1	
	18	22.3	22.2	22.1	22.5	22.4	22.3	22.7	22.6	22.5	22.8	22.8	22.7	
	20	23.0	22.9	22.9	23.2	23.1	23.1	23.3	23.2	23.2	23.4	23.4	23.3	
	10	20.7	20.5	20.3	21.2	21.0	20.8	21.6	21.4	21.3	22.0	21.9	21.7	
	12	21.4	21.2	21.0	21.8	21.7	21.5	22.2	22.1	21.9	22.6	22.4	22.3	
25	14	22.1	21.9	21.8	22.5	22.3	22.2	22.8	22.7	22.6	23.1	23.0	22.9	
	16	22.8	22.7	22.5	23.2	23.0	22.9	23.4	23.3	23.2	23.7	23.6	23.5	
	18	23.6	23.4	23.3	23.8	23.7	23.6	24.0	23.9	23.9	24.3	24.2	24.1	
	20	24.3	24.2	24.1	24.5	24.4	24.3	24.7	24.6	24.5	24.8	24.8	24.7	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	15.9	15.7	15.6	16.3	16.2	16.0	16.7	16.5	16.4	CASO 4: Losa asimétrica; espesor = 30 cm			
	12	16.8	16.6	16.5	17.1	17.0	16.9	17.4	17.3	17.2				
	14	17.7	17.6	17.5	18.0	17.8	17.8	18.2	18.1	18.0				
	16	18.6	18.5	18.4	18.8	18.7	18.7	19.0	18.9	18.8				
	18	19.5	19.5	19.4	19.7	19.6	19.6	19.8	19.7	19.7				
	20	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.6	20.6	20.5				
23	10	17.1	16.8	16.6	17.5	17.3	17.2	18.0	17.8	17.7				
	12	17.9	17.7	17.6	18.3	18.2	18.0	18.7	18.5	18.4				
	14	18.8	18.6	18.5	19.1	19.0	18.9	19.4	19.3	19.2				
	16	19.7	19.6	19.5	20.0	19.8	19.8	20.2	20.1	20.0				
	18	20.6	20.5	20.4	20.8	20.7	20.7	21.0	20.9	20.8				
	20	21.5	21.5	21.4	21.7	21.6	21.6	21.8	21.7	21.7				
25	10	18.2	17.9	17.7	18.8	18.5	18.3	19.2	19.0	18.9				
	12	19.1	18.8	18.6	19.5	19.3	19.2	20.0	19.8	19.7				
	14	19.9	19.7	19.6	20.3	20.2	20.0	20.7	20.5	20.4				
	16	20.8	20.6	20.5	21.1	21.0	20.9	21.4	21.3	21.2				
	18	21.7	21.6	21.5	22.0	21.8	21.8	22.2	22.1	22.0				
	20	22.6	22.5	22.4	22.8	22.7	22.7	23.0	22.9	22.8				
25	10	19.4	19.0	18.8	20.0	19.7	19.5	20.5	20.3	20.1				
	12	20.2	19.9	19.7	20.8	20.5	20.3	21.2	21.0	20.9				
	14	21.1	20.8	20.6	21.5	21.3	21.2	22.0	21.8	21.7				
	16	21.9	21.7	21.6	22.3	22.2	22.0	22.7	22.5	22.4				
	18	22.8	22.6	22.5	23.1	23.0	22.9	23.4	23.3	23.2				
	20	23.7	23.6	23.5	24.0	23.8	23.8	24.2	24.1	24.0				

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	17.2	17.0	16.9	17.4	17.3	17.2	17.7	17.6	17.5	17.9	17.8	17.7	CASO 5: Losa simétrica; espesor = 40 cm
	12	17.8	17.7	17.6	18.0	17.9	17.9	18.2	18.2	18.1	18.4	18.3	18.3	
	14	18.5	18.4	18.3	18.7	18.6	18.5	18.8	18.8	18.7	19.0	18.9	18.9	
	16	19.2	19.1	19.1	19.3	19.2	19.2	19.4	19.4	19.3	19.5	19.5	19.4	
	18	19.9	19.8	19.8	20.0	19.9	19.9	20.0	20.0	20.0	20.1	20.1	20.0	
	20	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.7	20.6	20.6	20.7	20.7	20.7	
23	10	18.5	18.3	18.2	18.8	18.7	18.6	19.1	19.0	18.9	19.4	19.3	19.2	
	12	19.2	19.0	18.9	19.4	19.3	19.2	19.7	19.6	19.5	19.9	19.8	19.7	
	14	19.8	19.7	19.6	20.0	19.9	19.9	20.2	20.2	20.1	20.4	20.3	20.3	
	16	20.5	20.4	20.3	20.7	20.6	20.5	20.8	20.8	20.7	21.0	20.9	20.9	
	18	21.2	21.1	21.1	21.3	21.2	21.2	21.4	21.4	21.3	21.5	21.5	21.4	
	20	21.9	21.8	21.8	22.0	21.9	21.9	22.0	22.0	22.0	22.1	22.1	22.0	
25	10	19.9	19.7	19.5	20.2	20.1	19.9	20.6	20.4	20.3	20.9	20.7	20.6	
	12	20.5	20.3	20.2	20.8	20.7	20.6	21.1	21.0	20.9	21.4	21.3	21.2	
	14	21.2	21.0	20.9	21.4	21.3	21.2	21.7	21.6	21.5	21.9	21.8	21.7	
	16	21.8	21.7	21.6	22.0	21.9	21.9	22.2	22.2	22.1	22.4	22.3	22.3	
	18	22.5	22.4	22.3	22.7	22.6	22.5	22.8	22.8	22.7	23.0	22.9	22.9	
	20	23.2	23.1	23.1	23.3	23.2	23.2	23.4	23.4	23.3	23.5	23.5	23.4	
25	10	21.2	21.0	20.9	21.6	21.4	21.3	22.0	21.8	21.7	22.3	22.2	22.1	
	12	21.9	21.7	21.5	22.2	22.1	21.9	22.6	22.4	22.3	22.9	22.7	22.6	
	14	22.5	22.3	22.2	22.8	22.7	22.6	23.1	23.0	22.9	23.4	23.3	23.2	
	16	23.2	23.0	22.9	23.4	23.3	23.2	23.7	23.6	23.5	23.9	23.8	23.7	
	18	23.8	23.7	23.6	24.0	23.9	23.9	24.2	24.2	24.1	24.4	24.3	24.3	
	20	24.5	24.4	24.3	24.7	24.6	24.5	24.8	24.8	24.7	25.0	24.9	24.9	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	0.15			0.20			0.25			0.30			m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	
21	10	16.2	16.0	15.8	16.5	16.4	16.2	16.8	16.7	16.6	17.1	17.0	16.9	CASO 6: Losa asimétrica; espesor = 40 cm
	12	17.0	16.8	16.7	17.3	17.2	17.1	17.6	17.4	17.4	17.8	17.7	17.6	
	14	17.8	17.7	17.6	18.1	18.0	17.9	18.3	18.2	18.1	18.5	18.4	18.3	
	16	18.7	18.6	18.6	18.9	18.8	18.7	19.0	19.0	18.9	19.2	19.1	19.1	
	18	19.6	19.5	19.5	19.7	19.7	19.6	19.8	19.8	19.7	19.9	19.8	19.8	
23	20	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	
	10	17.3	17.1	16.9	17.8	17.6	17.4	18.1	18.0	17.9	18.5	18.3	18.2	
	12	18.2	18.0	17.8	18.5	18.4	18.2	18.8	18.7	18.6	19.1	19.0	18.9	
	14	19.0	18.8	18.7	19.3	19.2	19.1	19.6	19.4	19.4	19.8	19.7	19.6	
	16	19.8	19.7	19.6	20.1	20.0	19.9	20.3	20.2	20.1	20.5	20.4	20.3	
25	18	20.7	20.6	20.6	20.9	20.8	20.7	21.0	21.0	20.9	21.2	21.1	21.1	
	20	21.6	21.5	21.5	21.7	21.7	21.6	21.8	21.8	21.7	21.9	21.8	21.8	
	10	18.5	18.2	18.1	19.0	18.8	18.6	19.4	19.2	19.1	19.8	19.7	19.6	
	12	19.3	19.1	18.9	19.8	19.6	19.4	20.1	20.0	19.9	20.5	20.3	20.2	
	14	20.2	20.0	19.8	20.5	20.4	20.2	20.8	20.7	20.6	21.1	21.0	20.9	
25	16	21.0	20.8	20.7	21.3	21.2	21.1	21.6	21.4	21.4	21.8	21.7	21.6	
	18	21.8	21.7	21.6	22.1	22.0	21.9	22.3	22.2	22.1	22.5	22.4	22.3	
	20	22.7	22.6	22.6	22.9	22.8	22.7	23.0	23.0	22.9	23.2	23.1	23.1	
	10	19.7	19.4	19.2	20.2	20.0	19.8	20.7	20.5	20.4	21.2	21.0	20.9	
	12	20.5	20.2	20.1	21.0	20.8	20.6	21.4	21.2	21.1	21.8	21.7	21.6	
25	14	21.3	21.1	20.9	21.8	21.6	21.4	22.1	22.0	21.9	22.5	22.3	22.2	
	16	22.2	22.0	21.8	22.5	22.4	22.2	22.8	22.7	22.6	23.1	23.0	22.9	
	18	23.0	22.8	22.7	23.3	23.2	23.1	23.6	23.4	23.4	23.8	23.7	23.6	
	20	23.8	23.7	23.6	24.1	24.0	23.9	24.3	24.2	24.1	24.5	24.4	24.3	

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	0.15			0.20			0.25			0.30			m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	
21	10	17.4	17.3	17.2	17.7	17.6	17.5	17.9	17.8	17.7	18.1	18.0	17.9	CASO 7: Losa simétrica; espesor = 50 cm
	12	18.0	17.9	17.9	18.2	18.1	18.1	18.4	18.3	18.3	18.6	18.5	18.5	
	14	18.7	18.6	18.5	18.8	18.7	18.7	19.0	18.9	18.8	19.1	19.0	19.0	
	16	19.3	19.2	19.2	19.4	19.4	19.3	19.5	19.5	19.4	19.6	19.6	19.5	
	18	20.0	19.9	19.9	20.0	20.0	20.0	20.1	20.1	20.0	20.1	20.1	20.1	
23	20	20.6	20.6	20.6	20.7	20.6	20.6	20.7	20.7	20.7	20.7	20.7	20.7	
	10	18.8	18.7	18.6	19.1	19.0	18.9	19.4	19.2	19.2	19.6	19.5	19.4	
	12	19.4	19.3	19.2	19.7	19.6	19.5	19.9	19.8	19.7	20.1	20.0	19.9	
	14	20.0	19.9	19.9	20.2	20.1	20.1	20.4	20.3	20.3	20.6	20.5	20.5	
	16	20.7	20.6	20.5	20.8	20.7	20.7	21.0	20.9	20.8	21.1	21.0	21.0	
25	18	21.3	21.2	21.2	21.4	21.4	21.3	21.5	21.5	21.4	21.6	21.6	21.5	
	20	22.0	21.9	21.9	22.0	22.0	22.0	22.1	22.1	22.0	22.1	22.1	22.1	
	10	20.2	20.1	20.0	20.5	20.4	20.3	20.8	20.7	20.6	21.1	21.0	20.9	
	12	20.8	20.7	20.6	21.1	21.0	20.9	21.4	21.2	21.2	21.6	21.5	21.4	
	14	21.4	21.3	21.2	21.7	21.6	21.5	21.9	21.8	21.7	22.1	22.0	21.9	
25	16	22.0	21.9	21.9	22.2	22.1	22.1	22.4	22.3	22.3	22.6	22.5	22.5	
	18	22.7	22.6	22.5	22.8	22.7	22.7	23.0	22.9	22.8	23.1	23.0	23.0	
	20	23.3	23.2	23.2	23.4	23.4	23.3	23.5	23.5	23.4	23.6	23.6	23.5	
	10	21.7	21.5	21.3	22.0	21.8	21.7	22.3	22.2	22.1	22.6	22.5	22.4	
	12	22.2	22.1	22.0	22.5	22.4	22.3	22.8	22.7	22.6	23.1	23.0	22.9	
25	14	22.8	22.7	22.6	23.1	23.0	22.9	23.3	23.2	23.2	23.6	23.5	23.4	
	16	23.4	23.3	23.2	23.7	23.6	23.5	23.9	23.8	23.7	24.1	24.0	23.9	
	18	24.0	23.9	23.9	24.2	24.1	24.1	24.4	24.3	24.3	24.6	24.5	24.5	
	20	24.7	24.6	24.5	24.8	24.7	24.7	25.0	24.9	24.8	25.1	25.0	25.0	

Anexo D: Tablas de diseño de un sistema TABS: Resultados completos en régimen estacionario

T <sub>aire</sub> (°C)	T <sub>w,in</sub> (°C)	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	10	12.5	15	m <sub>sp</sub> (kg·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ) d <sub>x</sub> (m)
		0.15			0.20			0.25			0.30			
21	10	16.4	16.2	16.1	16.7	16.5	16.4	17.0	16.9	16.8	17.3	17.1	17.1	CASO 8: Losa asimétrica; espesor = 50 cm
	12	17.2	17.0	16.9	17.4	17.3	17.2	17.7	17.6	17.5	17.9	17.8	17.7	
	14	18.0	17.9	17.8	18.2	18.1	18.0	18.4	18.3	18.2	18.6	18.5	18.4	
	16	18.8	18.7	18.7	19.0	18.9	18.8	19.1	19.0	19.0	19.2	19.2	19.1	
	18	19.6	19.6	19.6	19.7	19.7	19.7	19.8	19.8	19.8	19.9	19.9	19.8	
23	20	20.5	20.5	20.5	20.6	20.5	20.5	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	20.6	
	10	17.6	17.4	17.2	18.0	17.8	17.7	18.3	18.2	18.0	18.6	18.5	18.4	
	12	18.4	18.2	18.1	18.7	18.5	18.4	19.0	18.9	18.8	19.3	19.1	19.1	
	14	19.2	19.0	18.9	19.4	19.3	19.2	19.7	19.6	19.5	19.9	19.8	19.7	
	16	20.0	19.9	19.8	20.2	20.1	20.0	20.4	20.3	20.2	20.6	20.5	20.4	
25	18	20.8	20.7	20.7	21.0	20.9	20.8	21.1	21.0	21.0	21.2	21.2	21.1	
	20	21.6	21.6	21.6	21.7	21.7	21.7	21.8	21.8	21.8	21.9	21.9	21.8	
	10	18.8	18.6	18.4	19.2	19.0	18.9	19.6	19.5	19.3	20.0	19.8	19.7	
	12	19.6	19.4	19.2	20.0	19.8	19.7	20.3	20.2	20.0	20.6	20.5	20.4	
	14	20.4	20.2	20.1	20.7	20.5	20.4	21.0	20.9	20.8	21.3	21.1	21.1	
25	16	21.2	21.0	20.9	21.4	21.3	21.2	21.7	21.6	21.5	21.9	21.8	21.7	
	18	22.0	21.9	21.8	22.2	22.1	22.0	22.4	22.3	22.2	22.6	22.5	22.4	
	20	22.8	22.7	22.7	23.0	22.9	22.8	23.1	23.0	23.0	23.2	23.2	23.1	
	10	20.0	19.8	19.6	20.5	20.3	20.1	21.0	20.8	20.6	21.4	21.2	21.1	
	12	20.8	20.6	20.4	21.2	21.0	20.9	21.6	21.5	21.3	22.0	21.8	21.7	
25	14	21.6	21.4	21.2	22.0	21.8	21.7	22.3	22.1	22.0	22.6	22.5	22.4	
	16	22.4	22.2	22.1	22.7	22.5	22.4	23.0	22.9	22.8	23.3	23.1	23.1	
	18	23.2	23.0	22.9	23.4	23.3	23.2	23.7	23.6	23.5	23.9	23.8	23.7	
	20	24.0	23.9	23.8	24.2	24.1	24.0	24.4	24.3	24.2	24.5	24.5	24.4	



# ANEXO E

## MAPA DE CAPACIDADES Y RENDIMIENTOS DE LAS MÁQUINAS ENFRIADORAS

E.1.	Enfriadora condensada por aire .....	xlii
E.1.1.	Funcionamiento a plena carga.....	xlii
E.1.2.	Funcionamiento a carga parcial.....	xliii
E.2.	Enfriadora condensada por agua .....	xliv
E.2.1.	Funcionamiento a plena carga.....	xliv
E.2.2.	Funcionamiento a carga parcial.....	xlvi
E.3.	Referencias .....	xlvi

El objetivo de este anexo consiste en presentar las características técnicas de las enfriadoras tenidas en cuenta en el estudio de simulación del capítulo VII. Estos datos están extraídos directamente de la documentación facilitada por un fabricante comercial y muestran la capacidad y rendimiento de las máquinas en distintas condiciones de operación, haciendo posible la determinación del consumo de energía eléctrica asociado a su funcionamiento.

## E.1. ENFRIADORA CONDENSADA POR AIRE

A continuación se muestran las características de una gama de enfriadoras condensadas por aire. Primeramente se incluyen los datos relativos al funcionamiento a plena carga, especificando la capacidad (en kW) y el rendimiento (EER o *Energy Efficiency Ratio*) para distintos valores de la temperatura del agua de impulsión (LWT, *Leaving Water Temperature*) y la temperatura del aire de entrada al condensador. Seguidamente se incluye la información relativa al funcionamiento a carga parcial.

### E.1.1. Funcionamiento a plena carga

Tabla E.1. Datos de funcionamiento a plena carga de la enfriadora condensada por aire

		Temperatura del aire de entrada al condensador (°C)											
		20		25		30		35		40		46	
Modelo	LWT (°C)	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER
039	7	42.3	4.40	40.8	3.92	39.1	3.47	37.1	3.03	34.7	2.58	31.4	2.06
045		49.1	4.41	47.5	3.89	45.8	3.39	43.3	2.90	39.9	2.44	35.5	1.95
050		57.5	4.27	55.2	3.76	52.6	3.26	49.6	2.80	46.1	2.36	41.4	1.88
060		65.8	4.37	63.5	3.87	60.8	3.39	57.5	2.91	53.2	2.46	47.5	1.96
070		72.3	4.17	69.5	3.71	66.4	3.25	62.5	2.81	58.0	2.38	51.7	1.90
078		84.6	3.90	80.9	3.46	76.8	3.03	72.3	2.63	67.3	2.25	60.5	1.82
080		90.0	4.05	86.2	3.62	82.0	3.20	77.3	2.81	72.3	2.42	65.5	1.99
090		98.4	4.24	94.8	3.77	90.7	3.29	85.2	2.82	78.8	2.38	70.3	1.90
100		111.9	4.22	107.3	3.75	102.0	3.28	95.5	2.82	88.4	2.39	78.6	1.92
120		132.2	4.17	126.2	3.69	119.8	3.24	112.7	2.82	105.0	2.41	94.7	1.96
140		149.7	4.25	143.9	3.78	137.3	3.31	129.1	2.85	119.9	2.41	107.2	1.93
160		172.2	3.93	164.4	3.48	155.9	3.05	146.5	2.64	136.3	2.26	122.8	1.83
039	10	46.2	4.63	44.5	4.13	42.7	3.67	40.5	3.21	37.9	2.74	34.3	2.20
045		53.7	4.68	51.9	4.13	50.2	3.61	47.5	3.10	43.9	2.62	39.1	2.11
050		62.4	4.47	59.9	3.94	57.2	3.44	54.0	2.96	50.3	2.50	45.2	2.01
060		71.8	4.58	69.4	4.07	66.5	3.57	62.9	3.08	58.3	2.61	52.2	2.09
070		79.1	4.37	76.1	3.91	72.6	3.44	68.4	2.97	63.5	2.52	56.7	2.03
078		92.6	4.11	88.6	3.64	84.1	3.20	79.2	2.78	73.7	2.39	66.4	1.94
080		98.4	4.27	94.2	3.82	89.7	3.38	84.6	2.96	79.1	2.57	71.7	2.12
090		107.6	4.47	103.8	3.99	99.4	3.49	93.5	3.00	86.6	2.54	77.5	2.04
100		122.9	4.48	117.8	3.98	111.9	3.48	104.5	2.98	96.7	2.53	86.1	2.04
120		144.3	4.38	137.9	3.89	130.9	3.41	123.1	2.97	114.8	2.55	103.6	2.09
140		163.6	4.45	157.3	3.98	150.1	3.50	141.2	3.02	131.2	2.56	117.3	2.06
160		188.0	4.11	179.5	3.64	170.3	3.20	160.1	2.78	149.1	2.38	134.4	1.94

Tabla E.1. (cont.) Datos de funcionamiento a plena carga de la enfriadora condensada por aire

Modelo	LWT (°C)	Temperatura del aire de entrada al condensador (°C)											
		20		25		30		35		40		46	
		Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER
15	039	53.3	4.97	51.4	4.46	49.3	3.98	46.5	3.49	43.2	2.98	38.5	2.39
	045	61.9	5.09	59.9	4.51	57.8	3.95	54.4	3.39	49.8	2.86	44.0	2.30
	050	71.2	4.78	68.6	4.25	65.7	3.73	62.1	3.23	58.0	2.74	51.8	2.20
	060	81.3	4.84	78.2	4.33	74.6	3.80	70.1	3.28	64.6	2.78	57.4	2.23
	070	91.5	4.66	87.5	4.18	82.9	3.69	77.5	3.20	71.4	2.71	63.1	2.18
	078	107.0	4.45	102.4	3.95	97.3	3.47	91.4	3.03	84.4	2.59	75.3	2.11
	080	113.2	4.62	108.4	4.13	103.2	3.66	97.3	3.22	90.3	2.78	81.1	2.30
	090	124.3	4.81	120.0	4.32	115.0	3.80	107.8	3.28	99.2	2.78	88.0	2.23
	100	139.6	4.82	133.4	4.31	126.3	3.79	117.5	3.25	107.9	2.73	94.7	2.16
	120	166.1	4.71	158.7	4.19	150.7	3.69	141.9	3.23	132.3	2.78	118.6	2.28
	140	188.6	4.76	180.4	4.27	171.4	3.77	160.3	3.26	147.9	2.77	131.0	2.22
	160	216.3	4.38	206.5	3.88	195.9	3.42	183.5	2.99	169.8	2.57	151.8	2.10
18	039	53.8	4.99	51.7	4.47	49.3	3.98	46.5	3.48	43.2	2.98	38.6	2.39
	045	62.1	5.10	59.9	4.50	57.8	3.95	54.4	3.39	49.9	2.86	44.1	2.30
	050	74.2	4.88	71.1	4.33	67.6	3.79	63.3	3.26	58.5	2.75	51.9	2.20
	060	81.2	4.84	78.1	4.32	74.5	3.80	70.1	3.27	64.7	2.77	57.6	2.23
	070	91.4	4.66	87.4	4.18	82.9	3.69	77.5	3.20	71.5	2.71	63.3	2.18
	078	109.2	4.49	103.7	3.98	97.8	3.48	91.4	3.03	84.6	2.59	75.5	2.11
	080	115.4	4.66	109.8	4.15	103.8	3.66	97.3	3.21	-	-	81.3	2.30
	090	126.0	4.84	121.0	4.34	115.3	3.80	107.9	3.28	99.4	2.78	88.2	2.23
	100	139.5	4.82	133.3	4.31	126.4	3.78	117.7	3.25	108.1	2.73	95.0	2.16
	120	170.3	4.77	161.9	4.23	152.9	3.72	143.1	3.24	132.6	2.78	118.9	2.28
	140	188.4	4.75	180.4	4.27	171.3	3.76	160.3	3.26	148.1	2.77	131.3	2.22
	160	218.9	4.40	208.1	3.90	196.3	3.43	183.6	2.98	170.0	2.57	152.2	2.10

Dada la aplicación particular de estos equipos de generación para la operación con sistemas radiantes a temperatura moderada, como condiciones de operación estándar (definidas por Eurovent (2015)) se han tomado las correspondientes a 18 °C de impulsión y 35 °C de temperatura del aire de condensación. A partir de ello, es inmediato obtener el ratio de capacidades en cualesquiera condiciones de operación y proveer al software con el archivo de datos de entrada requerido.

### E.1.2. Funcionamiento a carga parcial

A continuación se muestra la relación entre la fracción de la potencia consumida respecto a las condiciones de plena carga (FFLP) y el grado de carga (PLR) de la máquina. Los valores presentados se han obtenido de forma aproximada de acuerdo a una expresión propuesta por [Madonna y Bazzochi 2013] según:

$$Ratio_{EER} = \frac{PLR}{(1 - \beta + PLR \cdot \beta)} \quad Eq. E. 1$$

El coeficiente beta se ha ajustado a partir del EER nominal de la máquina y el ESEER calculado según los criterios de [Eurovent 2015] (ambos dados por el fabricante).

Tabla E.2. Datos de funcionamiento a carga parcial de la enfriadora condensada por aire

PLR (%)	Ratio <sub>EER</sub>	FFLP
100	1	1
75	1.0733	0.9317
50	1.2579	0.7950
25	2.5974	0.3850
0	0	0

## E.2. ENFRIADORA CONDENSADA POR AGUA

De forma análoga a lo presentado anteriormente, a continuación se muestran las características de una gama de enfriadoras condensadas por agua. Primeramente se incluyen los datos relativos al funcionamiento a plena carga, especificando la capacidad (en kW) y el rendimiento (EER) para distintos valores de la temperatura del agua de impulsión (LWT) y la temperatura del agua de entrada al condensador. Seguidamente se incluye la información relativa al funcionamiento a carga parcial.

### E.2.1. Funcionamiento a plena carga

Tabla E.3. Datos de funcionamiento a plena carga de la enfriadora condensada por agua

		Temperatura del agua de entrada al condensador (°C)											
		25		30		35		40		45		50	
Modelo	LWT (°C)	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER
020	5	23.9	5.14	22.9	4.42	21.9	3.78	20.8	3.22	19.8	2.73	18.6	2.31
025		28.1	5.16	26.8	4.44	25.5	3.81	24.4	3.27	23.2	2.80	22.1	2.39
030		30.0	5.00	28.8	4.34	27.4	3.73	26.0	3.19	24.5	2.71	22.8	2.28
035		35.9	5.14	34.4	4.46	32.8	3.83	31.2	3.27	29.5	2.77	27.7	2.33
040		40.8	5.11	39.3	4.45	37.8	3.86	36.3	3.33	34.1	2.84	31.6	2.40
045		45.0	5.09	43.0	4.40	40.8	3.77	38.5	3.21	36.7	2.75	35.0	2.35
050		56.7	5.17	54.5	4.45	52.4	3.82	49.6	3.26	46.6	2.76	43.4	2.33
060		62.1	5.09	59.6	4.39	57.0	3.77	54.4	3.23	51.8	2.75	48.6	2.35
070		72.1	5.15	68.9	4.40	65.2	3.74	61.3	3.16	57.4	2.66	53.3	2.23
080		81.9	5.10	78.5	4.41	74.6	3.82	70.6	3.29	66.5	2.84	62.3	2.44
090	92.4	5.17	88.2	4.41	83.4	3.76	78.3	3.19	73.2	2.69	67.9	2.27	
020	7	25.6	5.44	24.5	4.69	23.4	4.01	22.2	3.42	21.1	2.91	19.9	2.46
025		29.9	5.44	28.5	4.69	27.1	4.02	25.9	3.45	24.6	2.96	23.4	2.53
030		32.7	5.36	31.3	4.65	29.8	4.02	28.3	3.44	26.7	2.93	25.0	2.49
035		38.1	5.40	36.5	4.69	34.9	4.04	33.1	3.45	31.3	2.93	29.4	2.48
040		43.3	5.35	41.6	4.66	40.0	4.04	38.3	3.50	36.5	3.02	33.9	2.55
045		48.5	5.39	46.3	4.67	44.0	4.02	41.5	3.43	39.0	2.91	37.3	2.50
050		60.2	5.44	57.9	4.69	55.6	4.04	53.0	3.46	49.9	2.94	46.6	2.49
060		65.8	5.33	63.1	4.62	60.5	3.98	57.7	3.42	55.0	2.93	52.0	2.51
070		76.6	5.42	73.4	4.65	69.6	3.98	65.6	3.38	61.5	2.86	57.3	2.42
080		86.6	5.33	83.5	4.62	79.5	4.02	75.3	3.48	71.1	3.02	66.8	2.61
090	97.9	5.44	94.1	4.65	89.0	3.98	83.9	3.40	78.5	2.89	73.1	2.45	

Tabla E.3. (cont.) Datos de funcionamiento a plena carga de la enfriadora condensada por agua

Modelo	LWT (°C)	Temperatura del agua de entrada al condensador (°C)											
		25		30		35		40		45		50	
		Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER	Q <sub>cap.</sub> (kW)	EER
020	10	28.2	5.89	27.0	5.12	25.7	4.39	24.5	3.75	23.2	3.19	21.9	2.71
025		32.8	5.84	31.3	5.07	29.8	4.36	28.3	3.74	26.9	3.20	25.4	2.74
030		36.0	5.77	34.4	5.03	32.8	4.36	31.2	3.75	29.5	3.21	27.7	2.74
035		41.7	5.78	39.9	5.05	38.1	4.37	36.2	3.74	34.2	3.19	32.1	2.70
040		47.3	5.70	45.4	4.98	43.5	4.33	41.6	3.76	39.7	3.25	37.5	2.79
045		54.1	5.83	51.5	5.08	48.9	4.39	46.2	3.76	43.3	3.20	40.4	2.71
050		65.7	5.86	63.2	5.07	60.7	4.37	58.2	3.76	55.1	3.22	51.6	2.74
060		71.9	5.69	68.8	4.98	65.9	4.32	63.0	3.74	60.1	3.23	57.1	2.79
070		83.8	5.82	80.3	5.05	76.6	4.35	72.5	3.73	68.2	3.19	63.7	2.72
080		94.0	5.68	90.9	4.95	87.1	4.32	82.8	3.78	78.4	3.30	73.9	2.87
090	106.7	5.84	102.7	5.04	98.1	4.33	92.7	3.73	87.1	3.20	81.5	2.74	
020	15	32.9	6.69	31.4	5.97	30.0	5.17	28.5	4.44	27.0	3.80	25.5	3.24
025		38.2	6.44	36.4	5.72	34.6	4.94	32.8	4.25	30.9	3.64	29.2	3.12
030		41.7	6.34	39.7	5.63	37.8	4.90	35.9	4.24	33.9	3.65	31.8	3.12
035		48.3	6.34	46.1	5.66	44.0	4.93	41.8	4.25	39.4	3.64	37.0	3.10
040		54.5	6.25	52.1	5.53	49.8	4.84	47.5	4.21	45.2	3.65	42.9	3.16
045		62.8	6.39	59.9	5.67	56.8	4.94	53.7	4.27	50.5	3.66	47.0	3.12
050		75.9	6.44	72.9	5.73	70.0	4.96	67.0	4.29	64.1	3.70	60.8	3.19
060		83.1	6.24	79.6	5.59	76.0	4.94	72.8	4.33	69.5	3.78	66.2	3.31
070		97.3	6.37	93.0	5.76	89.1	5.03	85.0	4.36	80.4	3.78	75.8	3.28
080		108.2	6.19	103.9	5.55	100.2	4.88	96.3	4.29	91.6	3.80	86.8	3.35
090	123.8	6.34	118.3	5.73	113.7	4.99	108.8	4.32	102.9	3.77	96.9	3.28	
020	18	35.6	7.04	33.8	6.38	32.1	5.52	30.4	4.75	28.7	4.07	27.0	3.46
025		41.3	6.75	39.2	6.07	37.1	5.24	35.1	4.50	-	-	30.9	3.28
030		45.3	6.66	42.9	5.99	40.7	5.20	38.4	4.50	36.2	3.87	33.8	3.30
035		52.7	6.64	50.0	6.01	47.4	5.23	44.8	4.52	42.1	3.87	39.3	3.29
040		59.3	6.52	56.5	5.86	53.7	5.12	50.9	4.46	48.2	3.87	45.6	3.34
045		68.5	6.65	65.3	6.01	61.8	5.26	58.1	4.55	54.4	3.91	50.5	3.33
050		82.4	6.77	78.5	6.09	75.1	5.27	71.7	4.56	68.3	3.93	64.9	3.39
060		89.9	6.53	85.9	5.93	81.8	5.25	77.9	4.63	74.2	4.06	70.5	3.55
070		106.2	6.68	101.5	6.16	96.6	5.43	92.0	4.73	87.2	4.10	82.0	3.57
080		117.6	6.45	112.9	5.90	108.2	5.24	103.9	4.62	99.3	4.07	93.9	3.61
090	135.1	6.60	129.2	6.11	123.0	5.39	117.7	4.69	111.9	4.07	105.2	3.55	

## E.2.2. Funcionamiento a carga parcial

Tabla E.2. Datos de funcionamiento a carga parcial de la enfriadora condensada por aire

PLR (%)	Ratio <sub>EER</sub>	FFLP
100	1	1
75	1.0183	0.982
50	1.0571	0.946
25	1.1933	0.838
0	0	0

## E.3. REFERENCIAS

[Eurovent 2015] European Committee of Air Handling and Refrigeration Equipment Manufacturers, EUROVENT. 2015. Eurovent Certified Performance. Disponible en: <http://www.eurovent-certification.com>

[Madonna y Bazzochi 2013] Francesco Madonna, Francesca Bazzochi. 2013. *Annual performances of reversible air-to-water heat pumps in small residential buildings*. Energy and Buildings, 65, 299-309.