

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

Departamento de Física Atómica, Molecular y Nuclear



TESIS DOCTORAL

Evaluación teórica y experimental de una torre de viento evaporativa para acondicionamiento térmico de espacios abiertos

MEMORIA PARA OPTAR AL GRADO DE DOCTOR

PRESENTADA POR

Silvia Soutullo Castro

Directoras

M^a Cruz de Andrés García
M^a del Rosario Heras Celemín

Madrid, 2012

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID
DEPARTAMENTO DE FISICA ATOMICA MOLECULAR Y NUCLEAR



EVALUACIÓN TEÓRICA Y EXPERIMENTAL
DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA
PARA ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO DE ESPACIOS
ABIERTOS

Memoria para optar al Grado de Doctor.
Presentada por

SILVIA SOUTULLO CASTRO

Dirigida por:

M^a CRUZ DE ANDRÉS GARCÍA
M^a del ROSARIO HERAS CELEMÍN

Madrid, Diciembre de 2011

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a toda la gente que a lo largo de estos años, me ha apoyado, ayudado y aconsejado, sin los cuales la realización de este trabajo hubiera sido imposible.

Me gustaría destacar a mis dos directoras de tesis M^a Cruz de Andrés y M^a del Rosario Heras, por todo su trabajo, apoyo y ánimos en los tiempos más difíciles, que han sido varios, y por toda su dedicación que me ha permitido aprender y corregir innumerables cosas, gracias a lo cuál he podido seguir avanzando en mi trabajo y en mi carrera. En particular, me gustaría agradecer a Charo todos sus esfuerzos para que este proyecto llegue a buen puerto, tanto laboral como personalmente, ya que sin su ayuda y su apoyo esta tesis no hubiera sido posible. Gracias Charo por abrirme el camino en los momentos más difíciles.

Al CIEMAT que me ha permitido trabajar en proyectos de investigación, desarrollo e innovación, poniendo sus recursos e infraestructuras a mi disposición. Entre los cuales quiero resaltar, el llevado a cabo en colaboración con la EMVS que dio origen al trabajo objeto de esta Tesis, y cuyos resultados y trabajos futuros serán realizados dentro del PSE-ARFRISOL subvencionado por el MICINN y con Fondos FEDER.

A Cristina y Ricardo, mis compañeros de 'la pradera', por sus innumerables horas dedicadas, esfuerzo, trabajo y ánimos para la realización de esta investigación. La verdad es que me han servido de ayuda y apoyo en muchas ocasiones. A mis dos compañeros de proyecto Nuria y Rafa, con los cuales me he pasado horas y horas en Vallecas y en el CIEMAT, preparando equipos, analizando resultados, diseñando la nueva instalación y sus sensores, etc. Pero no puedo, ni quiero, olvidarme del resto de mis compañeros del CIEMAT, presentes y a los que cambiaron de aires: Manu, Julio, Toño, Esther, Roberto, Domingo, Oscar, Antonio, José Alberto, Carolina, Chus, Jesús, Alex, Luís, Jaime, Bea, Juande, Susana, Rocío, Lourdes y Esther, quien nos lo iba a decir hace 7 años!!...A M^a José por todas sus correcciones y lecturas, a pesar que siempre han sido con urgencia.

A todos mis amigos que me han aguantado en este largo recorrido, y que siempre han estado dispuestos a ayudarme en cualquier momento y a cualquier hora, Paquita, Kika, Álvaro, Inma, Marina, Montse, Dani, Juanes, Esther, Vero, Raquel, Irene, Carlos, Ana, Juan, Ana, Antonio, Merche, George, Laura, Julia...A todos ellos, mil gracias!!!.

A Trinita y Javier por su interés y sus ánimos, además de por toda la bibliografía facilitada. A mi familia por toda la ayuda prestada y su entusiasmo, en especial el de mis abuelos Josefina y Juan.

Finalmente, quiero agradecer a mis padres, a mi hermano y a Jesús, todo su apoyo, paciencia, comprensión, interés, ánimos y ayuda que me han dado antes y después de la realización de este trabajo y que por supuesto, siguen dándome. ¡¡¡ Gracias!!!

1.	INTRODUCCIÓN	1
2.	TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS	5
2.1.	TORRES DE VIENTO	7
2.1.1.	INTRODUCCIÓN.....	7
2.1.2.	TIPOS DE TORRES DE VIENTO	7
2.1.3.	FUNDAMENTOS FÍSICOS	10
2.2.	ANTECEDENTES	12
2.2.1.	TORRES DE VIENTO TRADICIONALES DEL MEDIO ORIENTE ASIÁTICO ...	12
2.2.2.	TORRES DE VIENTO TRADICIONALES EN EL SUR DE ASIA.....	14
2.2.3.	TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS DEL SUROESTE DE LOS ESTADOS UNIDOS DE AMÉRICA	15
2.2.4.	TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS DE LA EXPO´92 DE SEVILLA	17
2.2.5.	TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS DE LA UNIVERSIDAD DE BENGURION EN ISRAEL.....	21
2.2.6.	PROYECTO EUROPEO “PASSIVE AND HYBRID DOWNDRAUGHT COOLING (PHDC)”.....	24
2.2.7.	TORRES DE VIENTO DEL BULEVAR DE LA NATURALEZA EN EL NUEVO ENSANCHE DEL PAU DE VALLECAS (MADRID).....	26
2.2.8.	TORRES DE VIENTO EN DISTINTAS UBICACIONES GEOGRÁFICAS	27
3.	REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA Y CONFORT TÉRMICO. FUNDAMENTOS FÍSICOS ..	31
3.1.	REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA	33
3.1.1.	PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO.....	33
3.1.2.	DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS	41
3.1.3.	BALANCES DE MASA Y ENERGÍA EN UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA	43
3.1.4.	EFICIENCIA Y POTENCIA DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	44
3.2.	FUNDAMENTOS DE CONFORT TÉRMICO. APLICACIÓN A ESPACIOS ABIERTOS	44
3.2.1.	OBTENCIÓN DEL CONFORT TÉRMICO	45
3.2.2.	BALANCE ENERGÉTICO DEL CUERPO HUMANO.....	46
3.2.3.	VARIABLES PARA LA ESTIMACIÓN DEL NIVEL DEL CONFORT TÉRMICO.....	48
3.2.4.	ÍNDICES DE CONFORT.....	49
3.2.5.	DIAGRAMAS DE CONFORT	54

4.	ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR DEL NUEVO ENSANCHE DE VALLECAS	61
4.1.	“ÁRBOLES DE AIRE” DEL NUEVO ENSANCHE DE VALLECAS (MADRID)	63
4.2.	“ÁRBOL DE AIRE” SUR	64
4.2.1.	DESCRIPCIÓN GENERAL	64
4.2.2.	ELEMENTOS SOLARES PASIVOS Y ACTIVOS	65
4.3.	EVALUACIÓN ENERGÉTICA EXPERIMENTAL O MONITORIZACIÓN	67
4.3.1.	MONITORIZACIÓN DEL “ARBOL DE AIRE”	68
4.3.2.	EQUIPOS DE MEDIDA	69
4.4.	FILTRADO DE LAS MEDIDAS	77
4.5.	MEDIDAS EXPERIMENTALES	78
4.5.1.	CLIMATOLOGÍA DE VALLECAS	78
4.5.2.	INTERIOR DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR	79
4.5.3.	INTERIOR DE LA TORRE DE VIENTO	83
4.5.4.	EVOLUCIÓN TÉRMICA EN LOS ALREDEDORES DE LA INSTALACIÓN	86
4.5.5.	EFICIENCIA DE REFRIGERACIÓN DE LA TORRE DE VIENTO	87
4.5.6.	POTENCIA DE REFRIGERACIÓN DE LA TORRE DE VIENTO	88
4.5.7.	CONSUMOS ESTIMADOS	88
4.6.	REPRESENTATIVIDAD DE LA MUESTRA EXPERIMENTAL	89
4.7.	CONCLUSIONES DE LA MONITORIZACIÓN	91
5.	MODELO TÉRMICO DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR. ESTUDIO DE SOLEAMIENTO	93
5.1.	INTRODUCCIÓN	95
5.2.	MODELO TÉRMICO	95
5.2.1.	ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE MASA Y ENERGÍA	95
5.2.2.	IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO TÉRMICO EN SOFTWARES COMERCIALES	102
5.3.	RESULTADOS Y VALIDACIÓN DEL MODELO TÉRMICO DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA	103
5.3.1.	PROPAGACIÓN DE ERRORES	108
5.3.2.	ANÁLISIS ESTADÍSTICO	109
5.4.	ANÁLISIS PARAMÉTRICO DEL MODELO TÉRMICO	110
5.4.1.	INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSSICO DE AIRE	111
5.4.2.	INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSSICO DE AGUA	112
5.4.3.	INFLUENCIA DEL COEFICIENTE DE ABSORCIÓN DEL PLÁSTICO ENVOLVENTE	113
5.4.4.	INFLUENCIA DE LA RELACIÓN ALTURA Y DIÁMETRO DE LA TORRE	114
5.5.	ESTUDIO DE SOLEAMIENTO DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR	116
5.6.	CONCLUSIONES DE LA SIMULACION DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO	119

6. MODELO FLUIDO-DINÁMICO DE UNA TORRE DE VIENTO DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR	121
6.1. INTRODUCCIÓN.....	123
6.2. MODELIZACIÓN DE UNA TORRE DE VIENTO DEL “ÁRBOL DE AIRE”	123
6.2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL	123
6.2.2. GEOMETRÍA DE LA TORRE DE VIENTO EN FLUENT	125
6.2.3. MALLADO DE LA TORRE DE VIENTO	127
6.2.4. CONDICIONES DE CONTORNO	129
6.2.5. CONDICIONES INICIALES Y MODELOS DE TURBULENCIA.....	131
6.2.6. PARÁMETROS DE EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE VENTILACIÓN.....	132
6.2.7. RESULTADOS DEL MODELO CFD	132
6.3. VALIDACIÓN DEL MODELO FLUIDO-DINÁMICO.....	137
6.4. ANÁLISIS PARAMÉTRICO.....	139
6.4.1. INFLUENCIA DE LA LONGITUD DE LOS CANALES INTERNOS DEL CAPTADOR.....	140
6.4.2. INFLUENCIA DEL TAMAÑO Y DISPOSICIÓN DE LAS ABERTURAS DE ENTRADA Y SALIDA DE LA TORRE	141
6.5. CONCLUSIONES DEL MODELO	144
7. ANÁLISIS DE CONFORT TÉRMICO EN LA ZONA PEATONAL	147
7.1. INTRODUCCIÓN.....	149
7.2. NIVEL DE CONFORT DEL BULEVAR.....	149
7.3. CONFORT TÉRMICO EN LA ZONA PEATONAL BAJO EL “ÁRBOL DE AIRE” CON VENTILACIÓN FORZADA Y HUMIDIFICACIÓN.....	150
7.4. CONFORT TÉRMICO CON SÓLO VENTILACIÓN NATURAL.....	153
7.5. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS ESTRATEGIAS PASIVAS DEL “ÁRBOL DE AIRE” SOBRE EL CONFORT TÉRMICO	156
7.6. EVALUACIÓN DEL ÍNDICE DE CALOR EN LA ZONA PEATONAL.....	158
7.7. CONCLUSIONES.....	159
CONCLUSIONES Y PAUTAS DE DISEÑO	161
CONCLUSIONES.....	163
PAUTAS PARA EL DISEÑO DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA	166
ANEXO. CONSTRUCCIÓN DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA EN EL CIEMAT	169
NOMENCLATURA	175
SUBÍNDICES	177
ACRÓNIMOS	179
REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA	181

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.

El objetivo de la tesis cuya memoria se presenta, es el estudio teórico y experimental del comportamiento de un sistema de refrigeración evaporativa para el acondicionamiento térmico de espacios abiertos, utilizando estrategias pasivas adaptadas a la climatología de la zona y aprovechando los recursos naturales, el sol y el viento.

El análisis se lleva a cabo mediante la evaluación experimental y su posterior modelización teórica a través del estudio de los procesos térmicos y fluido-dinámicos que tienen lugar en el sistema. También se realiza la cuantificación del confort térmico alcanzado bajo la acción de las diferentes estrategias de refrigeración pasiva empleadas.

La instalación objeto de estudio es el conjunto de los tres “Árboles de Aire” construidos bajo el proyecto europeo ECO-Valle Mediterranean Verandahways, enmarcado dentro del Programa LIFE (LIFE02/ENV/E/000198) de la UE, promovido por la Empresa Municipal de la Vivienda y Suelo de Madrid (EMVS) y financiado por la Comisión Europea (C(2002)/2907FINAL/26DE02/08/200). Surge como resultado de un concurso de ideas planteado a diferentes equipos de arquitectura por la EMVS, con el objetivo de mejorar el confort térmico en espacios abiertos, promover el intercambio social y desarrollar un proyecto real de acondicionamiento bioclimático de un espacio público.

Los tres “Árboles de Aire” son diferentes y se han construido en el bulevar principal del Nuevo Ensanche de Vallecas en Madrid, conocido como ‘Bulevar Bioclimático’. El dispositivo evaluado, es una de las tres estructuras cilíndricas en la que se integran dieciséis torres de viento evaporativas, con una envolvente de plástico que rodea a todo el conjunto. El funcionamiento de la torre, ya sea por circulación natural o forzada, incrementa su acción refrigeradora cuando entra en funcionamiento el sistema de humidificación del que va provista. El flujo de aire generado en las dieciséis torres se dirige hacia la zona peatonal con el objetivo de incrementar sus niveles de confort térmico.

Una vez terminada la construcción de la instalación, y provista de los sistemas de toma y adquisición de datos, junto con los de control automático de humidificación y ventilación, se encargó a la Unidad de Eficiencia Energética en la Edificación (UiE3) del CIEMAT la evaluación energética experimental de la misma mediante un Acuerdo de Colaboración con la EMVS. Esta tarea fue llevada a cabo durante los veranos de 2008 y 2009.

El estudio evalúa la refrigeración evaporativa en las torres de viento y su influencia sobre la zona peatonal bajo el “Árbol de Aire” sur. A la hora de planificar la investigación que debía realizarse, hubo que diseñar la campaña experimental de toma de datos, considerando todas las características peculiares de tal instalación como son las derivadas de su ubicación un espacio urbano, público y abierto, con uso por los vecinos de esa zona, lo cual impuso numerosas restricciones que han complicado la toma de datos y su posterior análisis. Todo

esto ha dado lugar a numerosas incertidumbres que han dificultado enormemente la evaluación experimental y su modelización teórica.

Para resolver estas dificultades y poder llegar a cumplir el objetivo previsto, evaluar el comportamiento de una de las torres de viento, y tras las carencias observadas en las medidas llevadas a cabo en un primera fase, se procedió a la instalación de una serie de sensores inalámbricos para poder tener una serie de medidas representativas que permitieran validar los modelos teóricos del comportamiento térmico y fluido-dinámico de la torre. El modelo térmico permite calcular el descenso de temperatura y el aumento de humedad del aire en su recorrido por el interior de la torre bajo la hipótesis humidificación adiabática. El modelo fluido-dinámico caracteriza el régimen de circulación del aire por el interior de la torre cuando opera como sistema simple de ventilación natural, sin ventilador y sin humidificación. Ambos modelos, desarrollados 'ex profeso' para esta investigación, han sido validados con los valores de las variables medidas en la instalación durante el periodo de monitorización y toma de datos.

Tras esta validación, se ha realizado un estudio paramétrico con el fin de optimizar los parámetros constructivos y operacionales de la instalación, y poder elaborar las pautas de diseño para construcciones similares futuras. Como consecuencia del estudio, se dispone de dos herramientas teóricas para el prediseño de una torre, ya sea para optimizar las variables de operación de los sistemas evaporativos (modelo térmico) o para optimizar su diseño constructivo final (modelo fluido-dinámico).

Con el objetivo de evaluar la influencia térmica de la envolvente del "Árbol de Aire" sobre la zona peatonal, se ha realizado también un estudio del soleamiento sobre la estructura. Asimismo se ha realizado un estudio de confort en la zona peatonal, que permite cuantificar la sensación térmica alcanzada cuando la torre funciona con o sin humidificación.

Como resultado de esta investigación, se han extraído una serie de pautas de diseño para la construcción de sistemas de refrigeración evaporativos en aplicaciones similares. Estas pautas, expuestas al final de la memoria, ya han servido para el diseño y construcción de un prototipo experimental en las instalaciones del CIEMAT. El estudio de este prototipo permitirá profundizar en el conocimiento, desarrollo e innovación de las torres de viento evaporativas como sistemas pasivos para el acondicionamiento térmico de espacios abiertos en climas cálidos y secos.

CAPÍTULO 2. TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS.

2.1. TORRES DE VIENTO.

2.1.1. INTRODUCCIÓN.

Una de las técnicas pasivas empleadas para refrigeración, tanto de edificios como de espacios semiabiertos, es la llamada torre de viento. Este tipo de sistemas se construye mayoritariamente en climas cálidos y su principal objetivo es producir ventilación natural aprovechando los vientos de la zona donde están ubicadas. Constan de una torre elevada, con una o varias aberturas orientadas perpendicularmente a la dirección de los vientos predominantes. Con ello se pretende “capturar” el flujo preferente de aire a cierta altura del suelo e introducirlo en el lugar que se quiere refrigerar.

Aunque en capítulos posteriores se profundizará en los principios y fundamentos físicos que rigen el funcionamiento de estas estrategias pasivas de refrigeración, en este capítulo se hace una breve descripción de estos sistemas así como de los principales tipos que existen actualmente.

El funcionamiento de las torres de viento está basado en el aprovechamiento de las corrientes de aire, las cuales se generan como consecuencia de la distribución no homogénea de la presión. Esta aumenta con la altura, siendo el gradiente de presión el responsable del movimiento del aire en el interior de la torre. El gradiente de presión puede ser debido a diferentes temperaturas del aire, al contenido en humedad o a las pérdidas de carga por fricción en su avance. Así por ejemplo, el aire frío, más denso, provoca una corriente de aire descendente por la torre.

Cuando la velocidad del aire no es suficiente o el flujo másico no es constante, se puede forzar el movimiento al colocar un ventilador en la parte superior de la torre. Con ello se obtiene un caudal de aire lo suficientemente elevado como para asegurar el correcto funcionamiento del sistema. La Figura 2.1 muestra un esquema de este tipo de torres.

2.1.2. TIPOS DE TORRES DE VIENTO.

Dependiendo de la dirección y de la magnitud de la velocidad del aire en cada zona, las torres de viento se clasifican en tres categorías:

§ **Unidireccionales.** Tiene una sola abertura en la dirección de los vientos predominantes, tal y como se muestra en la Figura 2.2.

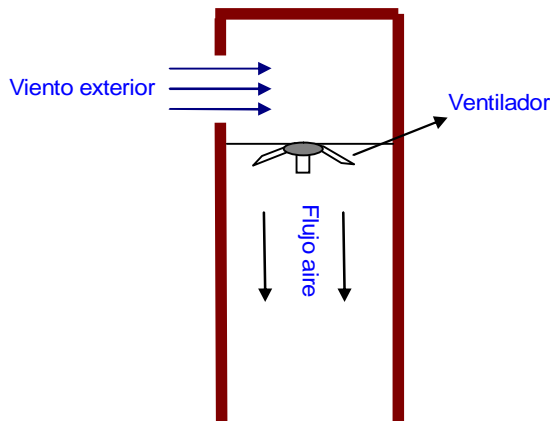


Figura 2.1. Esquema de una torre de viento con caudal forzado.

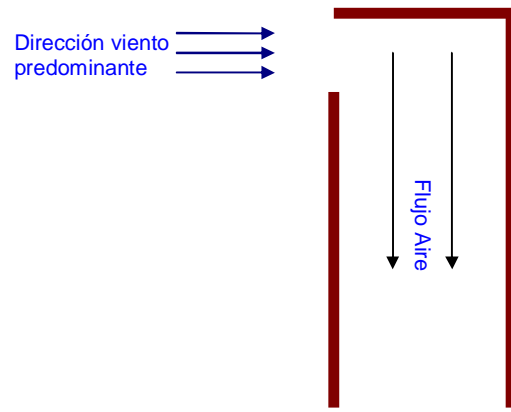


Figura 2.2. Esquema de una torre de viento unidireccional

§ **Bidireccionales.** Tiene dos aberturas en la dirección de los vientos predominantes, tal y como se observa en la Figura 2.3.

§ **Multidireccional.** Presenta múltiples aberturas perpendiculares a la dirección del viento. Tradicionalmente las torres de viento multidireccionales suelen tener cuatro aberturas (Figura 2.4), pero existen torres con más orificios de entrada, llegando a encontrarse algunas octogonales.

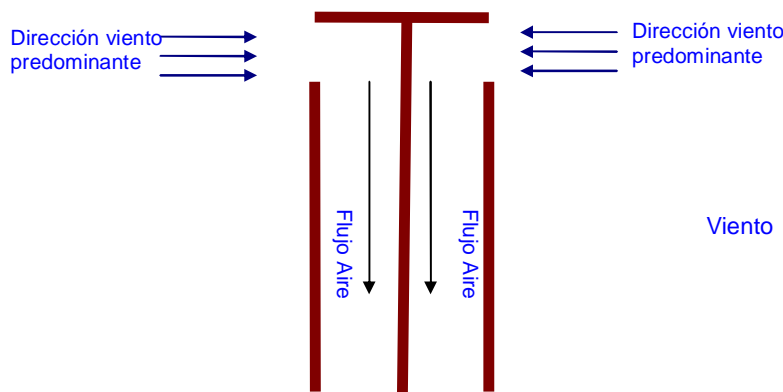


Figura 2.3. Esquema de una torre de viento bidireccional

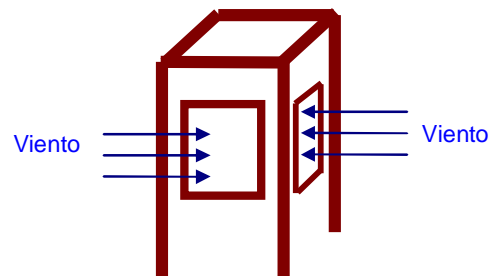


Figura 2.4. Esquema de una torre de viento multidireccional

Como toda tecnología de acondicionamiento térmico, las torres de viento presentan una serie de ventajas y desventajas. Su principal ventaja es que no precisan energía auxiliar para su funcionamiento, lo que reduce el consumo de energía convencional y las emisiones de CO₂ al ambiente. Por otro lado, dentro del paquete de desventajas destacan las siguientes:

§ Eficiencia limitada a los recursos naturales de las localidades donde están ubicadas, pues necesitan periodos de viento con velocidades lo suficientemente elevadas para producir ventilación natural.

- § Posible entrada de polvo, insectos e incluso pequeños pájaros por los orificios de entrada a la torre.
- § Pérdidas de carga en las aberturas de la torre, cuando éstas son bidireccionales o multidireccionales, lo que impide que todo el aire “captado” pueda ser introducido en el interior del recinto a refrigerar.
- § Consumo de energía auxiliar en las torres que necesitan un ventilador para incrementar y asegurar el flujo de aire.

En climas cálidos y secos donde la humedad relativa es baja, se puede aumentar el potencial de enfriamiento de estos sistemas colocando en el interior de la torre, sistemas de humidificación evaporativos. En estos casos, el aire ambiente a su paso por el humidificador cede parte de su energía al agua, que se evapora, pudiendo disminuir sensiblemente su temperatura. Este intercambio adiabático permite reducir la demanda de refrigeración activa, obteniendo un mayor ahorro energético que el alcanzado por las torres de viento convencionales.

El funcionamiento de las torres de viento evaporativas es similar al de las convencionales, aunque el proceso físico es más complejo porque añade el enfriamiento evaporativo a los mecanismos de transferencia aire-entorno, ya que el aire entra en contacto directo con la masa de agua inyectada (Figuras 2.5 y 2.6).

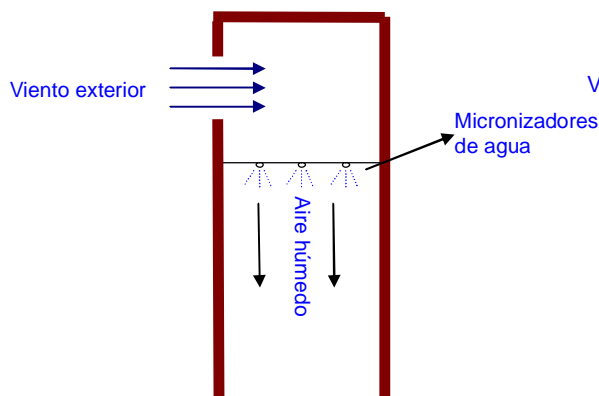


Figura 2.5. Esquema de una torre de viento con micronizadores de agua.

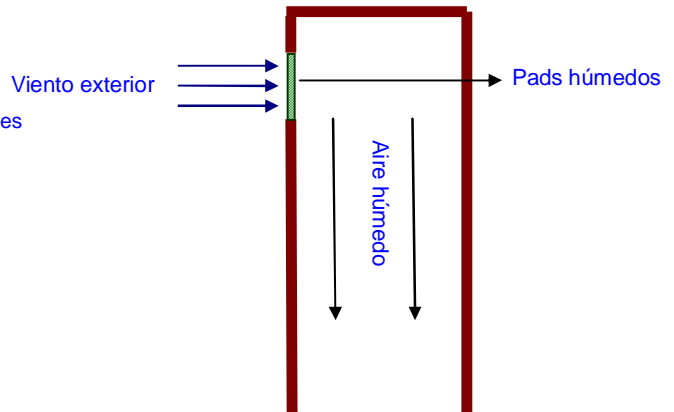


Figura 2.6. Esquema de una torre de viento con Pads húmedos.

También las torres de viento evaporativas presentan una serie de ventajas y desventajas. La principal ventaja con respecto a las torres convencionales, es el aumento del potencial de enfriamiento durante los meses de verano para climas de tipo continental. A las desventajas de una torre de viento convencional se deben añadir las limitaciones de los sistemas evaporativos, ya que su eficiencia depende no sólo de la localización sino también del diseño, las dimensiones y las características tanto de la torre como de los sistemas de evaporación.

Además es necesario un sistema de bombeo del agua, con el consiguiente consumo de energía, y un sistema de recogida del exceso de la misma.

La eficacia del sistema de refrigeración por humidificación del aire se puede cuantificar mediante su rendimiento adiabático, el cual depende de múltiples factores tales como:

- § La diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo o de saturación adiabática.
- § La velocidad del viento en el ambiente.
- § Las dimensiones de la torre: altura, diámetro, etc.
- § El área de intercambio entre la corriente de aire seco y la masa de agua, es decir, el área de transferencia de masa y calor.

2.1.3. FUNDAMENTOS FÍSICOS.

Para poder comprender el comportamiento físico de estos sistemas, se deben conocer las principales fuerzas que gobiernan el movimiento del aire en el interior de una torre de viento evaporativa. Existen tres fuerzas principales:

- § **La fuerza debida a la diferencia de presión entre la entrada y la salida.** Esta fuerza crea un caudal de aire que atraviesa la torre, producido por un gradiente de presión entre las aberturas superiores y las inferiores. La corriente de aire originada va a estar influenciada por la geometría de las aberturas y los efectos aerodinámicos sobre las estructuras, entre otros factores. La diferencia de presión existente se puede expresar mediante la siguiente ecuación (Erell et al, 2008):

$$\Delta p_{e,s} = (K_e - K_s) \frac{1}{2} r v_v^2 \quad (2.1)$$

En esta ecuación K_e y K_s son unos coeficientes adimensionales determinados experimentalmente en túneles de viento, y que permiten correlacionar la pérdida de carga del aire a lo largo de la torre (diferencia de presión entre la entrada y la salida), con la velocidad del viento en el interior. De ahora en adelante, nos referiremos a estos coeficientes como “coeficientes de presión” (Karakatsanis et al, 1986), r es la densidad del aire y v_v es la velocidad del viento exterior a la torre.

§ **La fuerza de flotación.** Esta fuerza está generada por la diferencia de densidad del aire, la cual da lugar a un flujo vertical del mismo en ausencia de viento exterior. En condiciones adiabáticas, la velocidad vertical del viento (v_z) que atraviesa la torre se puede determinar en función de la diferencia de densidades entre la entrada y la salida de la misma, tal y como se expresa en la ecuación 2.2 (Cunningham and Thompson, 1986):

$$v_z = \sqrt{\frac{2gH}{U_p} \left(1 - \frac{r_{a,e}}{r_{a,s}}\right)} \quad (2.2)$$

Donde g es la aceleración debida a la gravedad, H es la altura total de la torre y U_p es un coeficiente adimensional que se obtiene en función de las pérdidas de presión producidas por el movimiento de las partículas y su choque contra las paredes, el cual cambia con las dimensiones de la torre, los materiales de construcción y el flujo de aire

Cuando se incluye el enfriamiento del aire mediante un sistema evaporativo directo y la dependencia funcional de las densidades de agua y aire, bajo la hipótesis de evolución adiabática, la ecuación 2.2 puede escribirse de la siguiente forma:

$$V_z = \sqrt{2gHC_f(U_p) \frac{\Delta T_{ext,int}}{T}} \quad (2.3)$$

Donde C_f equivale a una constante de corrección obtenida experimentalmente al expresar la ecuación 2.2 en función de las temperaturas. Este valor se obtiene a partir de la cantidad de agua existente en el aire circulante por el interior de la torre en un proceso de refrigeración adiabática. Cunningham y Thompson calcularon esta constante a través de las ecuaciones psicrométricas ($C_f = 0.926$).

§ **Transferencia de calor y masa agua-aire.** Las medidas experimentales ponen de manifiesto que la mezcla agua-aire se produce principalmente a la entrada de la torre, alcanzándose la saturación del aire en humedad en un recorrido muy corto, por lo que la evaporación en las partes media y baja de la torre puede considerarse prácticamente nula.

El proceso de transferencia está regido por el principio de conservación del momento, cuya expresión matemática bajo las condiciones impuestas es (Erell et al, 2008):

$$m_g \frac{dv_g}{dt} = C_D r_a (v_v - v_g) |v_v - v_g| \frac{\rho \cdot d_g^2}{8} + m_g g \quad (2.4)$$

Siendo m_g la masa de la gota, C_D el coeficiente de arrastre entre la gota y sus alrededores, y v_g y d_g la velocidad y el diámetro de la gota respectivamente.

2.2. ANTECEDENTES.

2.2.1. TORRES DE VIENTO TRADICIONALES DEL MEDIO ORIENTE ASIÁTICO.

Desde hace varios siglos, en la arquitectura popular de las zonas cálidas y secas del Medio Oriente de Asia, se están utilizando torres de viento o Baud Geer (en persa) como técnica pasiva de refrigeración natural en edificios. Estos sistemas, conocidos como Badgir en Irán e Irak, Malqaf en Egipto, Badinge en Siria o simplemente torres de viento en Arabia Saudí, son torres de gran altura, diseñadas para introducir el viento en el interior de los edificios en los que están ubicados.

Los diseños de Baud Geers encontrados en edificios de esta zona del Medio Oriente, aparecen con una, dos, cuatro y hasta ocho aberturas, dependiendo de la dirección y la fuerza de los vientos, tal y como muestran las imágenes de la Figura 2.7.

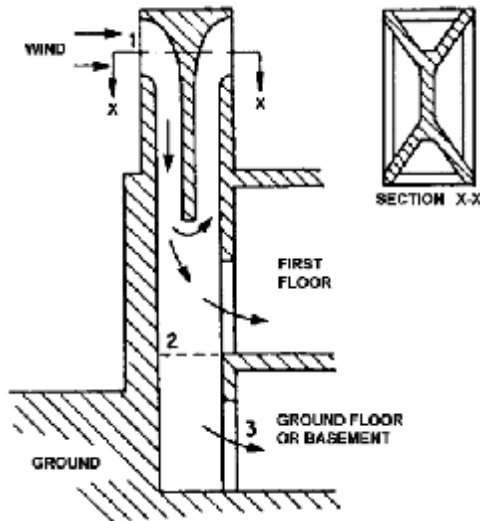


Figura 2.7. Baud Geers en Meybod y el Yazd (Irán) con una, cuatro y ocho aberturas.

Los canales de las aberturas pueden tener áreas iguales o diferentes, pero siempre deben estar colocadas entre 2 y 20 m por encima del tejado del edificio, dependiendo de las dimensiones de la torre. Hay que tener en cuenta que cuanto más alta sea la torre, “capturará” más viento con menos polvo, pero será un edificio mucho mayor y más caro.

Los Baud Geers son estructuras mágicas que sirven como acumuladores de energía. Si están correctamente refrigeradas durante la noche, pueden ser utilizadas para enfriar el aire que se introduce en el edificio durante el día. Cuando estas torres de viento se combinan con muros gruesos de adobe, lo que conlleva una alta resistencia a la transmisión del calor, se consigue una reducción significativa de las temperaturas en el interior de las zonas acondicionadas.

El esquema de la Figura 2.8 representa una torre de viento típica de Irán (Bahadori, 1985), en el que puede seguirse el recorrido del aire por el interior de la misma. El aire entra por la abertura 1, y debido al gradiente de presión existente entre este punto y el resto de las aberturas (2 y 3), la corriente se dirige hacia el interior del edificio. En su recorrido el aire se calienta y su densidad desciende, lo que genera un flujo ascendente que provoca que parte del flujo entrante sea expulsado por el orificio ubicado en la zona opuesta a 1.



En esta zona el clima es cálido y bastante seco, por lo que se puede aprovechar el enfriamiento evaporativo para aumentar la acción refrigeradora de estas torres de viento. El uso de estos sistemas no es ahora demasiado común, pero puede convertirse en una buena manera de refrigerar una vivienda y mejorar sus niveles de confort interiores, especialmente cuando no se dispone de suministro eléctrico. Actualmente, en el Medio Oriente asiático las torres de viento se están diseñando siguiendo dos patrones

Figura 2.8. Flujos de aire en una torre de viento (Bahadori, 1994):
(Bahadori, 1985).

a) Torres de viento con columnas de enfriamiento evaporativo. Estos diseños compuestos por varias columnas con sistemas humidificativos, presentan grandes ventajas, ya que admiten el viento de cualquier dirección y evitan que parte sea expulsado por las demás aberturas, lo que aumenta el área de transferencia de masa y calor. Este tipo de sistemas (Figura 2.9) funcionan mejor durante la época de verano, con velocidades de viento medias superiores a 4 m/s. Análisis realizados sobre torres de viento con inyección de agua en Jordania (Badran, 2003), han demostrado que no es necesario que las torres tengan una altura de 15 m, tal y como se han construido tradicionalmente. Con alturas de 4 m se consiguen efectos bastante importantes en la refrigeración del edificio.

b) Torres de viento con Pantallas húmedas ubicadas a la entrada de la torre (Figura 2.10). Este tipo de diseños es muy favorable para zonas con una sola dirección de viento predominante o zonas con vientos inferiores a 4 m/s. Las aperturas superiores de estas torres se cubren con pantallas humedecidas que producen la refrigeración adiabática.

Hace algunos años se planteó la posibilidad de refrigerar, mediante un enfriamiento evaporativo, las torres de los minaretes de las mezquitas, las torres de las iglesias u otro tipo de torres similares. En 2008 se llevó a cabo un estudio que analizaba el comportamiento térmico de la mezquita de la Universidad de Yazd (Bahadori et al, 2008), una vez colocados

tres tipos de torres: la convencional, con Pantallas evaporativas y con una columna de agua. El estudio concluyó, como era de esperar, que con los sistemas evaporativos se lograban temperaturas mucho más bajas que con las torres tradicionales. Se observó asimismo que para velocidades de viento elevadas, funcionaban mejor las torres con columnas de agua, mientras que para velocidades pequeñas eran mejores las de pantallas húmedas.

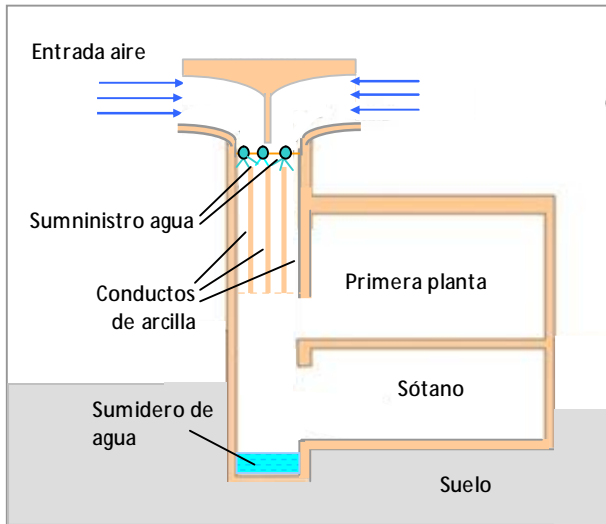


Figura 2.9. Esquema torre de viento con columnas de agua.

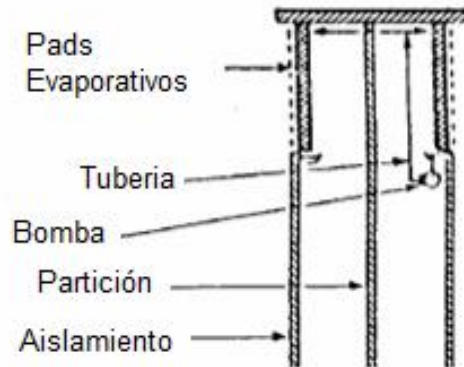


Figura 2.10. Esquema torre de viento con pantallas humidificadas (Bahadori, 1994).

2.2.2. TORRES DE VIENTO TRADICIONALES EN EL SUR DE ASIA.

Muchos de los edificios de la arquitectura popular tanto de la India como de Pakistán, han utilizado torres de viento, llamados mangh, como sistemas de refrigeración pasiva para edificios. Tradicionalmente, se han usado los balcones y los porches semiabiertos de piedra (llamados jaalis) como torres captadoras de vientos. Estos, combinados con estanques o aljibes de agua ubicados justo después del sistema de captación, actuarían como un fantástico sistema de ventilación natural evaporativa.

Uno de los pueblos donde aparecen estas construcciones como parte de la arquitectura popular es Hyderabad-Scinde (Figura 2.11), en Pakistán. Estas torres, construidas principalmente de madera, están ubicadas por encima de los tejados. Suelen disponer de una celosía operable en la parte superior para regular el funcionamiento de la torre según la época del año y las condiciones climáticas exteriores.



Figura 2.11. Hyderabad-Scinde (Pakistán, 1800).

Durante el periodo estival, estos sistemas producen una ventilación nocturna al abrir la celosía a la caída del sol, permitiendo la entrada de aire en las horas de menor radiación solar. Por el contrario, en invierno se realiza una ventilación diurna, permitiendo que los vientos más frescos del norte refrigeren la vivienda.

Con el paso del tiempo, estas viviendas han dado lugar a otras más modernas que no han considerado este tipo de sistemas pasivos, y por lo tanto su uso ha ido cayendo en el olvido. Actualmente, y como consecuencia del aumento de las demandas de acondicionamiento de los edificios, se está volviendo a usar este tipo de prácticas arquitectónicas. Dentro de esta línea, se encuentra el edificio del Centro de la Confederación Industrial India (CII-Sohrabji Godrej), ubicado en Hyderabad, en la India (Figura 2.12). Este edificio destaca por tener dos grandes torres de viento que han sido empleadas para producir una ventilación natural hacia el interior de las estancias (web Green Business Centre). También destacan las torres de viento construidas en el Tata Institute of Social Sciences (TISS) en el estado Indio de Maharashtra (Figura 2.13). Este edificio de tres bloques, diseñado bajo criterios arquitectónicos hindúes, fue construido como un lugar de alojamiento. Está dispuesto alrededor de un patio central, favoreciendo el efecto de la ventilación natural a través de torres de viento ubicadas en cada bloque (web TISS).



Figura 2.12. Edificio CII en Hyderabad de la India.



Figura 2.13. Torres de viento del TISS en Maharashtra.

2.2.3. TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS DEL SUROESTE DE LOS ESTADOS UNIDOS DE AMÉRICA.

Dado que la climatología del Suroeste de los Estados Unidos de América es bastante cálida y seca, hace que el uso de torres de viento evaporativas sea una estrategia viable económicamente, especialmente en zonas no electrificadas.

Uno de los primeros estudios realizados sobre el tema, fue la torre de viento experimental de un edificio construida por la Universidad de Arizona a finales de los años 70 (Moody et al, 1978). Su objetivo era analizar la posibilidad de sustituir refrigeradores evaporativos convencionales por este tipo de sistemas en zonas sin suministro eléctrico. La torre de la

Universidad de Arizona, de altura total de 4.9 m, se diseñó para captar el viento en la dirección predominante (norte-sur). En la parte superior de la torre se colocaron pantallas húmedas para realizar un enfriamiento evaporativo. Los resultados del análisis muestran diferencias en el comportamiento térmico entre días ventosos y no ventosos. Cuando hay viento suficiente, se genera una ventilación natural en el interior del edificio, mientras que en los días de calma, es el sistema quien produce una corriente de aire frío que refrigera al edificio. Este estudio concluye con la viabilidad económica y técnica de estos sistemas en zonas no electrificadas con climas cálidos y secos, tal y como ocurre en el Suroeste de los Estados Unidos de América. También remarca la necesidad de seguir estudiando el comportamiento de este tipo de estrategias constructivas.

Posteriormente, el Departamento de Energía de los Estados Unidos patrocinó varios estudios experimentales de edificios con este tipo de estrategias pasivas, entre los que destacan el realizado a mediados de los años 80 por la Universidad de Arizona (Cunningham and Mignon, 1986-2), en el cual se analizaba el comportamiento energético de un edificio con una torre de viento en un lado y una chimenea solar¹ en el contrario. El edificio analizado por Cunningham y Thompson, mostrado en la Figura 2.14, era un edificio de 93 m² de planta, bien aislado y con una torre de viento de 7.6 m de alto y 1.8x1.6 m² de sección. En la parte superior de la torre se instalaron pantallas húmedas de celulosa para enfriar el aire entrante. También en esa zona se instaló un baffle que captaba el viento predominante y lo reconducía hacia el interior. En la zona opuesta del edificio se instaló una chimenea solar sin aislamiento de 7.6 m de alto y 3.4x1.2 m² de sección, cuya función era forzar la expulsión del aire caliente interno al ambiente exterior. Esta corriente estaba favorecida por el tejado y el ático, ya que actuaban como captadores solares que dirigían el aire caliente hacia el interior de la chimenea.

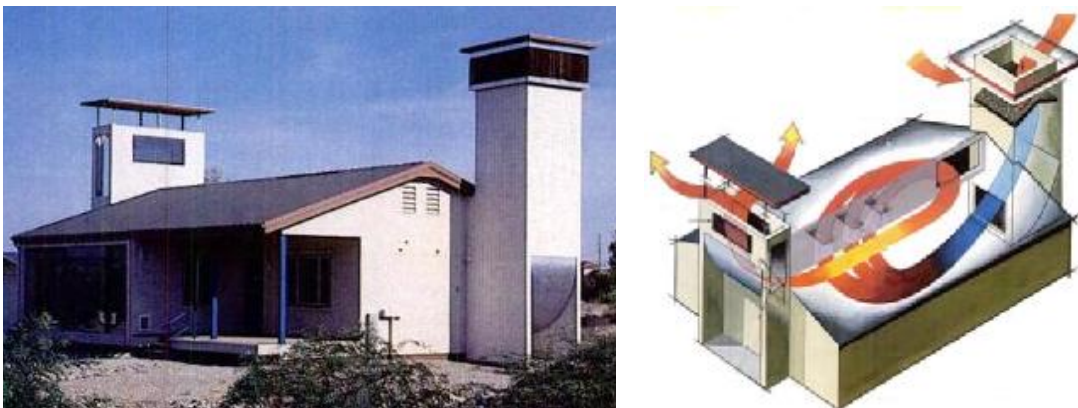


Figura 2.14. Esquema del edificio construido en Tucson (Arizona) con torre de viento y chimenea solar (Cunningham and Mignon, 1986-2).

¹ Chimenea solar es una estrategia arquitectónica que consiste en una torre con un muro de inercia que se calienta por la energía solar, dando lugar a una estrategia de ventilación natural basada en la convección del aire.

Se observó que este tipo de torres/chimeneas podían funcionar ya fuera de forma independiente o combinadas: la torre evaporativa puede funcionar sola durante la noche mientras que la chimenea puede funcionar sola en los días lluviosos o con gran contenido de humedad. En cualquier caso, el dimensionado de las torres se suele realizar para días sin viento.

Unos años más tarde Givoni (1993) realizó un estudio matemático-experimental sobre el mismo edificio diseñado por Cunningham y Thompson, construido con la combinación de torre y chimenea solar. Los resultados obtenidos mostraban una fuerte dependencia entre la temperatura del aire y la de saturación, la velocidad del viento y la temperatura de la chimenea solar. Para separar los efectos de cada variable realizó un análisis de sensibilidad de cada uno de ellos, evaluando como afectaban al comportamiento general del edificio. Finalmente validó el modelo con los resultados experimentales que se registraron a lo largo del verano de 1985. Como resultados finales, Givoni obtuvo las temperaturas interiores para edificios residenciales ligeros típicos de Estados Unidos.

2.2.4. TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS DE LA EXPO '92 DE SEVILLA.

Con motivo de la Exposición Universal de Sevilla de 1992, celebrada en la Isla de La Cartuja, y con el objetivo de mejorar las condiciones de confort térmico tanto de espacios abiertos como semiabiertos o cerrados, se implementaron varias tipologías de torres de viento así como numerosas técnicas evaporativas. Los análisis realizados posteriormente para evaluar el funcionamiento de estos sistemas fueron parcialmente financiados por el CIEMAT y la Junta de Andalucía (Álvarez et al, 1992; Guerra et al, 1994-1; Guerra et al, 1994-2).

La climatología de Sevilla durante los meses de verano, con temperaturas muy altas, humedades relativas medias, grandes oscilaciones térmicas noche-día y velocidades de viento considerables en la dirección Suroeste, es adecuada para la utilización de sistemas de refrigeración evaporativos. Entre ellos destacan los siguientes:

a) Láminas de agua. Se incorporaron de tres maneras diferentes:

§ **Paredes de agua o láminas de agua verticales** (Figura 2.15). Situadas en lugares de paso o zonas de estancia.

§ **Estanques o láminas de agua horizontales** (Figura 2.16). Situadas en lugares expuestos al Sol adyacentes a zonas de paso o zonas de estancia.

§ **Fuentes de agua fría.** Enfrían el aire ambiente mediante un intercambio indirecto con la masa de agua fría de las fuentes.



Figura 2.15. Pared de agua en la Avenida V.



Figura 2.16. Estanque en zona de estancia en la Avenida III.

b) Micronizadores en árboles y pérgolas vegetales. Generalmente se colocaron en el ramaje de los árboles y de las coberturas vegetales, proyectando un cono de agua micronizada que da lugar a un enfriamiento adiabático. Para el correcto funcionamiento de estos sistemas es necesario disponer del suficiente área de intercambio aire-agua para que se evapore todo el agua pulverizada, evitando crear una atmósfera de niebla molesta para los viandantes (Figura 2.17).

c) Torres de viento de la Avenida de Europa. Se construyeron diferentes estructuras para albergar doce torres de viento en la Avenida de Europa (Figura 2.18), diseñadas para realizar el acondicionamiento térmico de espacios abiertos mediante una “ventilación fría”. Cada una de estas torres estaba provista de micronizadores de agua en distintas alturas (Figura 2.19) y de un dispositivo fijo captador de los vientos² (Figura 2.20).



Figura 2.17. Micronizadores en una zona de estancia transversal.



Figura 2.18. Torres de viento de la Avenida de Europa.

² Un “Captador de vientos” es un recipiente ubicado en la parte superior de la torre y orientado en la dirección de los vientos predominantes, que dirige y orienta el viento hacia el interior, aumentando el caudal de aire circulante.

El comportamiento final de las torres de viento de la Avenida de Europa no obtuvo el resultado deseado por diferentes motivos, entre los que destacan:

- § Pérdida de eficiencia al hacer el estudio global sin analizar el comportamiento individualizado de las torres de viento.
- § Dificultad de acceso a la zona para realizar las pertinentes tareas de mantenimiento.
- § Existencia de barras en el interior de la torre que afectaban al funcionamiento de la nube micronizada, produciendo un goteo en la parte inferior.
- § Imposibilidad de actuar en el diseño de las torres para optimizar su funcionamiento, ya que fueron concebidas exclusivamente como elementos arquitectónicos y no como torres frías.

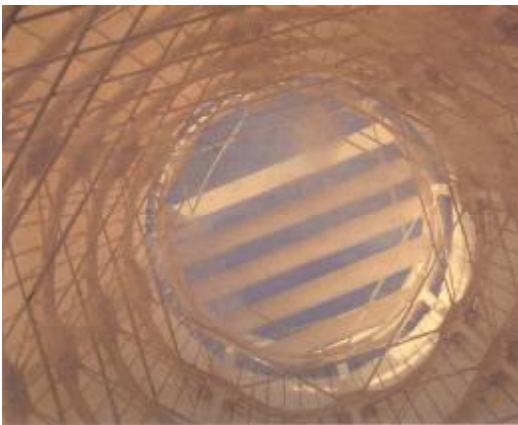


Figura 2.19. Micronizadores de la Torre de la Avenida de Europa.



Figura 2.20. Captador de vientos.

Las gráficas de las Figuras 2.21 y 2.22 muestran la evolución de la temperatura y la humedad relativa en las zonas de estancia de la Avenida. En ellas se observa una reducción máxima de 4 °C en la temperatura del aire, mientras que el aumento de la humedad relativa no es significativo, lo que indica que la eficiencia de saturación del sistema global es muy baja. La razón de la pobre influencia de estos sistemas sobre las condiciones ambientales, parece residir en el hecho que las corrientes de aire frío generadas por las torres se dispersaban en la dirección de las corrientes dominantes de aire, que por lo general no coincidían con las zonas de estancia.

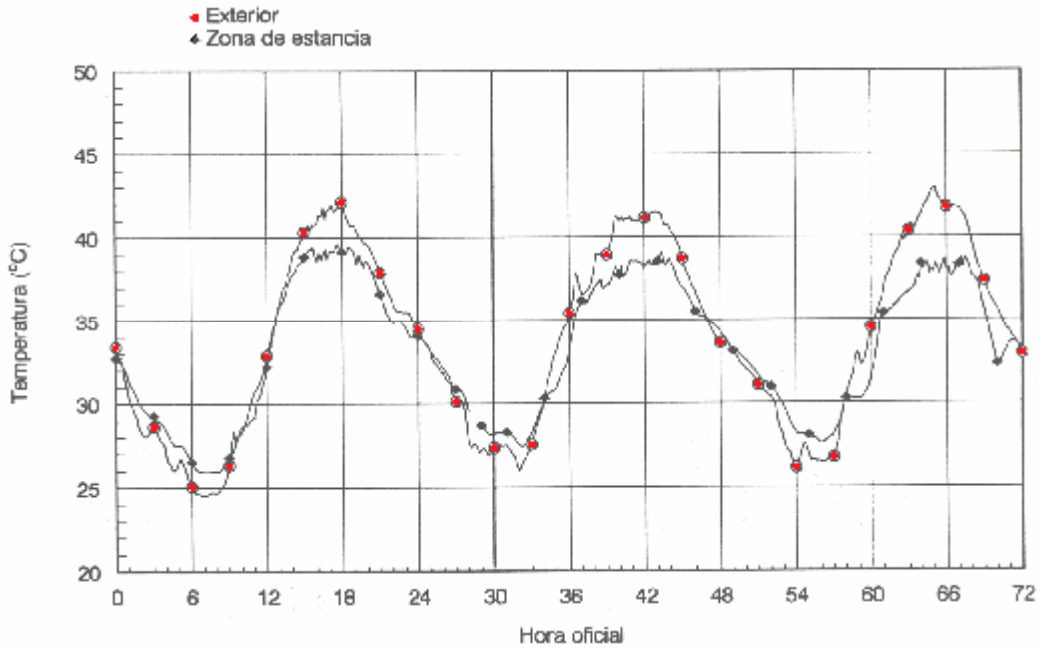


Figura 2.21. Temperaturas de la zona de estancia de la Avenida de Europa (Guerra et al, 1994-1).

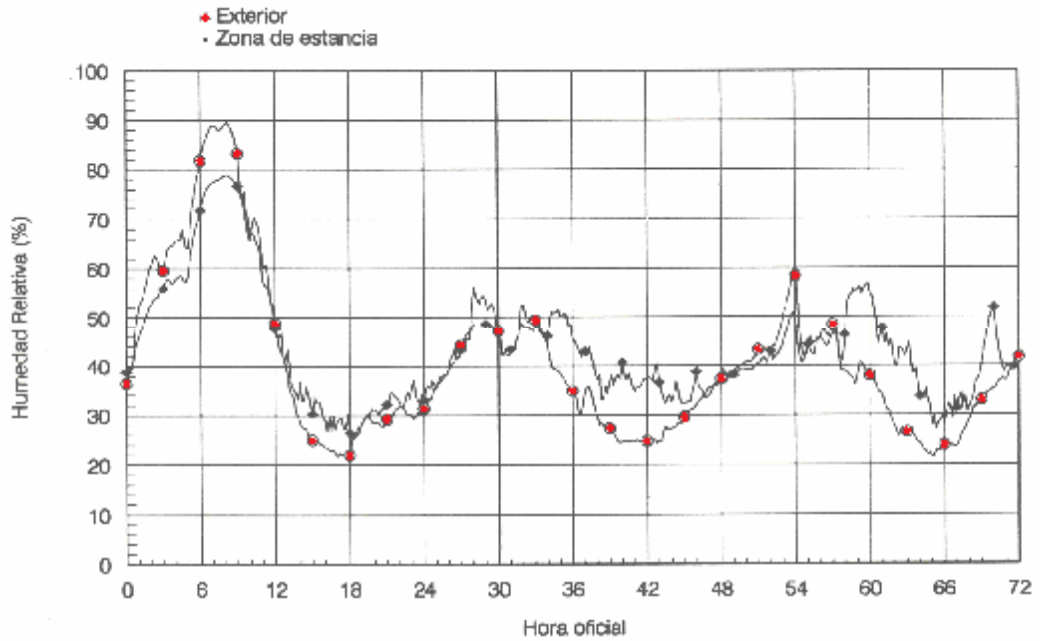


Figura 2.22. Humedades relativas de la zona de estancia de la Avenida de Europa (Guerra et al, 1994-1).

d) Torres de viento de la Rotonda Bioclimática (Figura 2.23). La Rotonda Bioclimática era un espacio semiabierto cubierto por lonas de PVC y soportadas por una estructura metálica. En el centro de la misma se instaló una torre de viento de plástico transparente, con micronizadores ubicados a diferentes alturas. En la parte superior de la torre se colocó un ventilador capaz de forzar el caudal de viento si las condiciones exteriores lo hacían necesario. Los problemas encontrados aquí fueron similares a los de las torres de la Avenida de Europa: pérdida de eficiencia de refrigeración del sistema, dificultad de mantenimiento, etc.



Figura 2.23. Torre de viento con ventilador en la Rotonda Bioclimática.

La eficiencia de enfriamiento de estas torres de viento evaporativas varía mucho con los parámetros geométricos y de operación. Un buen diseño de las mismas podría haber dado lugar a eficiencias superiores al 80 %, pero dada la complejidad en el control y la operación de las torres diseñadas, así como los problemas ocasionados por el mantenimiento, ocasionaron rendimientos no tan altos como los esperados, decayendo su valor con el paso del tiempo.

2.2.5. TORRES DE VIENTO EVAPORATIVAS DE LA UNIVERSIDAD DE BEN-GURION EN ISRAEL.

El Centro de Planificación Urbanística y Arquitectura del Desierto de la Universidad de Ben-Gurion en el Negev, Israel (web BGU) es uno de los Centros donde más se han estudiado las torres de viento evaporativas como sistemas de refrigeración pasiva, consecuencia de estar ubicados en una zona con una climatología bastante extrema: cálida y árida.

Uno de sus primeros trabajos realizados consistió en la construcción de una torre de viento evaporativa en el patio interior acristalado de un edificio en el Negev (Pearlmutter et al, 1996). El estudio inicial se hizo sobre un prototipo a escala de la torre real, situado en un pequeño patio semicerrado. Este prototipo, de estructura rígida cubierta de plástico, tenía 3.5 m de altura y 1 m² de sección. Los ensayos realizados sobre esta torre (Tabla 2.1), demostraron una fuerte dependencia de la eficiencia del sistema con la corriente forzada de aire. Aunque el suministro de un mayor volumen de aire no propició un mayor descenso de la temperatura, sí supuso, como es obvio, una mayor capacidad de enfriamiento. Como sistemas evaporativos se probaron diferentes tipos de agua micronizada.

Tabla 2.1. Resultados del prototipo analizado por la Universidad de Ben-Gurion.

Configuración	Suministro Agua	Flujo Aire (m ³ /h)	DT _{max} (°C)	Pot _{max} (kW)
1	Pulverización fina	100	7.0	0.2
2	Pulverización fina	745	10.9	2.4
3	Pulverización gruesa	1150	5.8	2.0
4	Pulverización fina	1150	8.0	2.8

Para intentar suprimir el ventilador y la influencia que la corriente de aire forzada ejerce sobre la eficiencia del sistema, se estudiaron diversas configuraciones de “captadores de viento”, tal y como se muestra en la Figura 2.24. En ella se representa la eficiencia de cada configuración y se observa que la colocación de los deflectores en el interior del “captador” aumenta el rendimiento global del sistema (configuraciones 4, 5, 6, y 7).

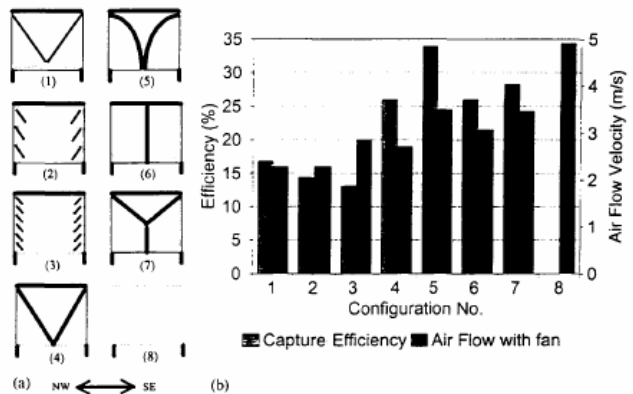


Figura 2.24. Configuraciones analizadas del “captador de vientos” y las eficiencias obtenidas por ellas (Pearlmutter et al, 1996).

Posteriormente, se construyó la torre de viento evaporativa en medio del patio acristalado del edificio del Centro Internacional para Estudios del Desierto del Negev, representado en las Figuras 2.25 y 2.26. Esta torre tiene una estructura de acero y una envolvente ligera y rígida, con una altura de 10 m y un diámetro de 3.75 m (Etzion et al, 1997), y esta provista de un ventilador y varios pulverizadores de agua en la parte superior. La Figura 2.27 muestra un esquema de la distribución de las temperaturas alcanzadas en el interior de la torre cuando entran en funcionamiento los sistemas evaporativos.



Figura 2.25. Torre de viento evaporativa en el patio interior (Erell et al, 2005).

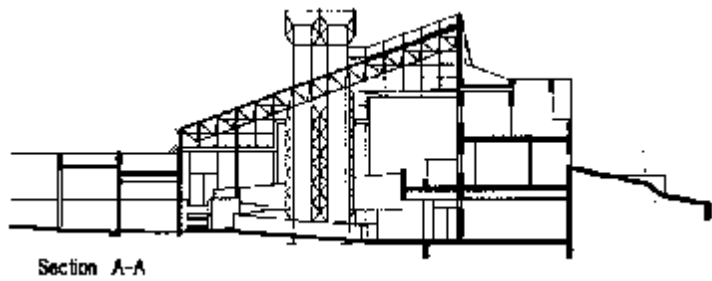


Figura 2.26. Sección del edificio y el patio interior analizado. (Etzion et al, 1997).

Las principales conclusiones del estudio experimental fueron las siguientes:

- § La reducción máxima de temperatura del aire en el interior de la torre con respecto a la ambiente fue de 10 °C a 15 °C (Figura 2.27).
- § La reducción media de temperatura registrada estaba entre 8 °C y 12 °C.
- § El 85 % del efecto de refrigeración se producía principalmente en los primeros 2 m de la torre.
- § La potencia de refrigeración alcanzada variaba entre 100-120 kW, bajo condiciones ambientales de T=36 °C y HR= 22 %.
- § No se observaron diferencias significativas en la eficiencia del sistema cuando se utilizaron gotas finas y gruesas, si bien con las primeras se lograba un mayor potencial de enfriamiento mientras que con las segundas se incrementaba el caudal de aire que desciende por el interior de la torre. Sin embargo se destacó la necesidad de seguir investigando en el tema.

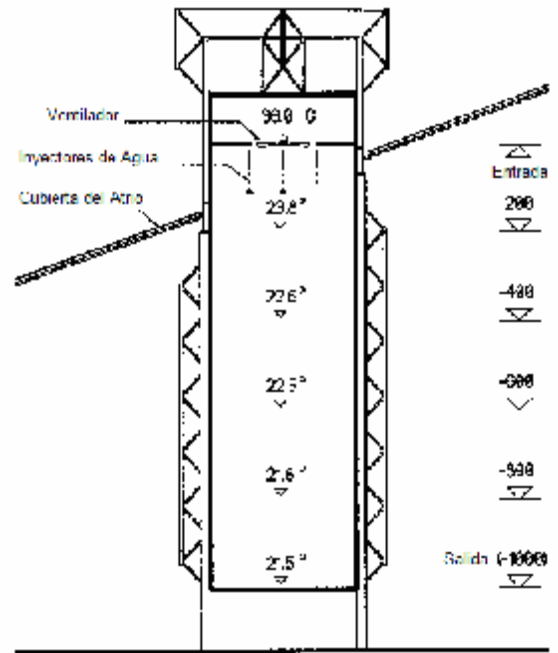


Figura 2.27. Sección esquemática del funcionamiento de la torre de viento evaporativa del patio (Pearlmutter et al, 1996).

Los investigadores de la Universidad Ben-Gurion del Negev, han realizado experimentos posteriores en torres de viento evaporativas como sistemas pasivos de refrigeración, destacando el realizado en la torre de viento evaporativa en Sde Boquer en Negev (Figura 2.28).



Figura 2.28. Torre de viento con dos aberturas (Erell et al, 2008).

Esta torre tiene dos entradas de aire: una en la parte más alta y otra a mitad de la misma, y sistemas de micronización de agua en ambas aberturas. La altura total es de 8 m y su diámetro máximo de 2.25 m (Erell et al, 2008). Para minimizar la acción de los vientos sobre la segunda entrada de aire se colocó una estructura de plástico alrededor de la torre. El caudal de aire se aseguró con un ventilador y un "captador de vientos" con dos deflectores, ambos instalados en la parte superior.

Se realizaron dos series de experimentos para caracterizar el flujo de aire a través de la torre: sin inyección de agua y con micronizadores. (Pearlmutter et al, 2008). Entre las conclusiones obtenidas destacan las siguientes:

- § El flujo de aire introducido en la segunda entrada era bastante homogéneo y representaba un 40 % del caudal total.
- § El deflector instalado en el “captador de vientos” sólo afectaba al comportamiento de la torre cuando la velocidad del viento era alta.
- § El flujo de aire en el interior de la torre estaba fuertemente influenciado por la velocidad del viento.
- § Se obtuvieron relaciones de dependencia entre la velocidad y la dirección del viento y el caudal de aire, aún cuando funcionaba el ventilador. Esta dependencia era especialmente marcada en la segunda abertura.
- § La temperatura de bulbo seco obtenida a la salida de la torre era unos 3 °C superior a la de bulbo húmedo, cuando el máximo potencial de enfriamiento alcanzable era de 10 °C.
- § Se obtuvieron reducciones importantes de la temperatura cuando la humedad relativa era baja.
- § El potencial de refrigeración aumentaba con el caudal de agua inyectado. A pesar de no tener optimizado el control de la inyección de agua, se alcanzaron potencias de refrigeración de 70 kW.
- § Se obtuvieron correlaciones entre el potencial de enfriamiento y diferentes parámetros de operación, como el caudal de aire y agua suministrados. Estas indicaban que el sistema de micronización de agua era capaz de producir una evaporación eficiente.

2.2.6. PROYECTO EUROPEO “PASSIVE AND HYBRID DOWNDRAUGHT COOLING (PHDC)”.

El gran aumento de los sistemas de aire acondicionado en el sur de Europa en los últimos años, ha originado un incremento considerable en la demanda energética. Las técnicas pasivas de enfriamiento ofrecen un potencial importante para reducir esta demanda sin recurrir a las energías convencionales. Para fomentar este tipo de estrategias, la Comisión Europea, a través del III programa Joule, financió el proyecto Passive and Hybrid Dwindraught Cooling (PHCD). En este proyecto (Julio 2007- Diciembre 2009) se estudió el comportamiento de torres

de viento en las cuales se inyectaban unas finas gotas de agua sobre una corriente de aire ambiente (web PHDC). Con la tecnología Passive Draught Evaporative Cooling (PDEC), es posible reducir la temperatura del aire en función de su humedad mediante la evaporación del agua, alcanzando un enorme potencial de enfriamiento para climas secos y cálidos.

Los principales objetivos que se perseguían en este proyecto fueron los siguientes:

- § Demostración de la viabilidad técnica y financiera de los PDEC.
- § Estimulación y fomento del uso de estos sistemas en edificios.
- § Estudio de la aplicabilidad de simulaciones detalladas de sistemas PDEC y predicción de su comportamiento energético en edificios reales.
- § Generación de mapas europeos sobre la aplicabilidad de este tipo de tecnología.
- § Elaboración de Guías de Diseño para arquitectos, consultores energéticos e ingenieros.
- § Publicidad de los grandes beneficios energéticos y medioambientales producidos por estos sistemas.

Con cargo al proyecto se realizaron una serie de mapas para dar una idea del potencial de los PDEC en Europa, y su aplicabilidad como técnica de refrigeración sustitutiva de los sistemas convencionales. Con ello se pretendía crear una serie de herramientas de ayuda no sólo a arquitectos, ingenieros o constructores, sino también a las Agencias Gubernamentales europeas responsables de las políticas energéticas. Estos mapas, basados en la metodología de grados día, incorporaban un índice del potencial de refrigeración obtenido con el programa de simulación dinámica Passport Plus, utilizando al menos 30 bases de datos climatológicas europeas. Según el Código Técnico de la Edificación española (Ministerio de Vivienda España, 2006), el método de grados día para calefacción se define como: *“el sumatorio de las diferencias entre una temperatura de referencia de los ‘grados día’ fija y la temperatura media del día, extendida para todos los días del periodo en que la temperatura media diaria es inferior a la temperatura de referencia”*. Los grados día de verano se obtienen de forma similar pero con el sumatorio extendido a los días en que la temperatura exterior es superior a la establecida como la de referencia.

Estos mapas proporcionan un índice del potencial de enfriamiento de las torres PDEC durante los meses de verano (de Junio a Septiembre). Aunque esta valoración también puede hacerse con los mapas que muestran la diferencia entre la temperatura seca y húmeda del aire.

El proyecto analizó en detalle, entre otros, dos edificios de oficinas ubicados en climas secos y cálidos de Europa, como es Catania (Italia) y Sevilla (España). Comparando los resultados obtenidos para ambos edificios se observan potenciales de ahorro energético considerables en ambos casos, siendo especialmente altos para Sevilla (66 %).

Los estudios realizados en una célula experimental, que representa la sección de un edificio real de oficinas en Catania, sobre el funcionamiento y operación de los micronizadores, han servido para verificar y validar los modelos de simulación empleados, y han puesto de manifiesto la gran dificultad existente a la hora de registrar buenos datos bajo condiciones de nebulización.

Las conclusiones principales de este proyecto han sido la viabilidad técnica y económica de los PDEC para el Sur de Europa, llegando a ser competitivas con los sistemas convencionales de aire acondicionado. Pero para su correcta aplicación e implantación, es necesario un alto grado de entendimiento por parte del arquitecto y de los ingenieros. A pesar de los grandes logros del proyecto se concluye también que es necesario seguir trabajando en este campo.

2.2.7. TORRES DE VIENTO DEL BULEVAR DE LA NATURALEZA EN EL NUEVO ENSANCHE DEL PAU DE VALLECAS (MADRID).

El bulevar principal del Nuevo Ensanche del PAU de Vallecas (Madrid) está formado por tres estructuras cilíndricas, llamadas “Árboles de Aire”, cuyo objetivo es reemplazar temporalmente la zona vegetal del emplazamiento hasta que esta crezca y se desarrolle de manera natural (Figura 2.29).



Figura 2.29. Bulevar de la Naturaleza del PAU de Vallecas [Fuente: ecococos.blogspot.com].

El “Árbol de Aire” sur, ubicado en la parte superior de la figura, va a ser objeto de estudio de este trabajo de tesis doctoral, por lo que será ampliamente descrito en capítulos posteriores.

2.2.8. TORRES DE VIENTO EN DISTINTAS UBICACIONES GEOGRÁFICAS.

Como complemento a los ejemplos mostrados anteriormente, en este apartado se incluyen diferentes tipos de instalaciones de torres de viento evaporativas distribuidas a lo largo de la geografía mundial.

a) Torre de viento evaporativa del Instituto de Investigación Técnica de la Corporación Yokohama en Japón (Yajima and Givoni, 1997).

Esta torre de 3 m de altura, está provista de un sistema de inyección de agua superior y de sistema de recogida del agua excedente en la parte inferior. (Figura 2.30).

La campaña experimental realizada así como el análisis de los resultados obtenidos siguiendo la metodología de Givoni, puso de manifiesto, entre otras cosas, la viabilidad de este tipo de sistemas para refrigeración en climas húmedos.

En este estudio se consiguió un descenso medio de la temperatura del aire a la salida de la torre, de casi 5 °C, cuando la temperatura ambiente superaba los 30 °C (entre las 10:00 h y las 17:00 h). La máxima diferencia térmica registrada entre la entrada y la salida fue de 7 °C para $T_a > 35$ °C.

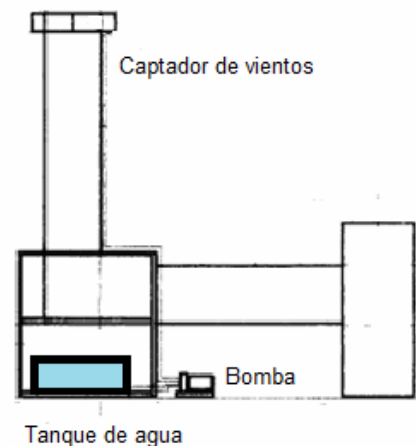


Figura 2.30. Torre de viento evaporativa en Yokohama (Yajima and Givoni, 1997).

b) Torre de viento evaporativa en las oficinas centrales de Miele en Johannesburgo, Sudáfrica (Carew and Jobert, 2006).

En la recepción principal de este edificio de oficinas se instalaron dos prototipos de torres de viento evaporativas con el objetivo de mejorar el grado de confort interior en los días más calurosos (Figura 2.31).

Las torres instaladas estaban formadas por sendos tubos de plástico con dos anillos metálicos en la parte superior e inferior, suspendidas del techo. Se colocaron micronizadores de agua en la parte superior y un recolector de agua en la parte inferior.



Figura 2.31. Torre de viento evaporativa interior edificio de oficinas (Carew and Jobert, 2006).

La principal diferencia de estas torres con las tradicionales es que no introducen aire fresco directamente en ellas, sino que recircula el aire de la habitación.

Los resultados de la experimentación realizada (de enero a marzo de 2006), muestran un descenso de las temperaturas interiores en los pocos días calurosos registrados. El estudio puso de manifiesto la importancia de controlar la humedad relativa máxima alcanzada, que provocó quejas por parte de algunos de los trabajadores.

c) Torre de viento evaporativa empleado en una chimenea convencional existente en un edificio en Moura, Portugal (Martins and Correia, 2006).

En un edificio de Moura compuesto por una chimenea de adobe de 4.8 m de altura y 0.9 m de diámetro (Figura 2.32), se instalaron micronizadores en la parte superior con el objetivo de evaluar su comportamiento. Para ello se efectuaron dos estudios: uno experimental y otro teórico. El primero analizaba el comportamiento térmico a partir de los registros experimentales mediante la metodología de Givoni, mientras que el segundo analizaba el comportamiento del aire mediante un modelo fluido-dinámico del sistema.



Figura 2.32. Torre de viento evaporativa en una chimenea existente (Martins and Correia, 2006).

Los resultados mostraron la necesidad de instalar un pequeño ventilador que impulsara y aumentara el caudal de aire, mejorando la longitud de actuación de las gotas de agua. En la zona opuesta se puso un extractor que expulsaba el aire caliente hacia el exterior. Ambos ventiladores podían ser alimentados por paneles fotovoltaicos.

d) Torres de viento evaporativas del Centro de Aprendizaje Interactivo de la Universidad Charles Sturt en Dubbo (Australia).

El Centro de Aprendizaje de la Universidad Charles Sturt (Web Centro Aprendizaje Universidad Charles Sturt), está compuesto por un conjunto de varias torres ubicadas en el atrio central del edificio, provistas todas ellas de micronizadores de agua en la parte superior, recipiente de recogida y reciclado en la inferior, y un “captador de vientos” con deflectores interiores (Figura 2.33). El centro está dotado además de sistemas de aprovechamiento y reciclado del agua de lluvia para reducir la demanda de agua.

El clima de Dubbo es templado, con veranos muy calientes y secos e inviernos suaves, aunque con grandes oscilaciones térmicas anuales. Los resultados obtenidos del seguimiento de

confort en este centro pusieron de manifiesto la conveniencia de utilizar las torres de viento evaporativas en climatologías tan cálidas y secas como lo son algunas de las regiones de Australia.



Figura 2.33. Torre de viento evaporativa del edificio de Aprendizaje.

**CAPÍTULO 3. REFRIGERACIÓN
EVAPORATIVA Y CONFORT TÉRMICO.
FUNDAMENTOS FÍSICOS.**

3.1. REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA.

La refrigeración evaporativa es un proceso que combina la evaporación del agua líquida con el enfriamiento del aire no saturado en humedad. En este proceso, de transferencia de masa y energía, el aire, directa o indirectamente, cede calor al agua que se evapora, por lo que se enfría y aumenta su contenido en humedad.

Dependiendo de la existencia o no de contacto físico entre la corriente de aire y la masa de agua pulverizada, los sistemas evaporativos se pueden agrupar en tres categorías: directos, indirectos y mixtos. (ASHRAE, 1999). En esta tesis se ha evaluado una torre de viento evaporativa, donde la corriente de aire entrante al sistema se pone en contacto con el agua pulverizada que se inyecta en la parte superior de la torre, siendo por lo tanto un sistema de tipo directo, esquematizado en la Figura 3.1.

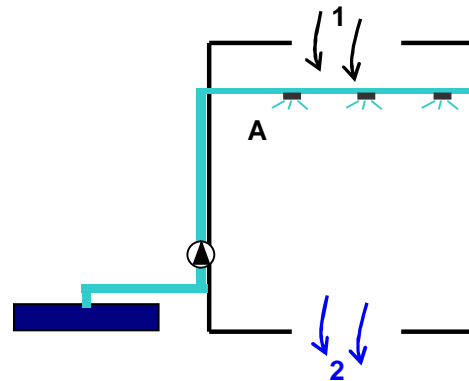


Figura 3.1. Esquema de un sistema evaporativo directo. 1) Flujo de aire entrante en la torre, 2) flujo saliente, A) sistema pulverizador de agua.

Para la comprensión del proceso de refrigeración evaporativa, es necesario conocer las propiedades del aire húmedo y la representación gráfica de su estado, o de los procesos que experimenta, mediante los diagramas psicrométricos, así como las ecuaciones de transferencia de masa y energía entre agua y aire.

3.1.1. PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO.

La psicrometría es la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas de las mezclas de vapor-gas, a partir de los procesos físico-químicos que intervienen en ellas, evaluando la influencia que ejercen sobre el confort humano. En la mayoría de las aplicaciones el componente empleado es aire húmedo, considerado como una mezcla de aire seco y vapor de agua. El estudio de estos sistemas se conoce como higrometría (Palacios, 1961).

El aire seco es un gas formado por numerosos componentes cuya composición aproximada en peso es nitrógeno (75 %), oxígeno (23 %), argón (1 %), y pequeñas cantidades de dióxido de carbono, neón, helio o hidrógeno (todos ellos con porcentajes inferiores al 1 %). El aire húmedo es una mezcla binaria (aire y vapor de agua), cuyo comportamiento a presiones inferiores a 3 atmósferas puede aproximarse al comportamiento de una mezcla de gases ideales, que cumple las leyes de Dalton.

3.1.1.1. Variables Higrométricas.

Cuando se trabaja con aire húmedo bajo condiciones de presión y temperatura cercanas a las condiciones normales, tanto el vapor de agua como el aire pueden ser tratados como gases perfectos, por lo que es aplicable la ecuación de estado de los mismos. Las variables más importantes que caracterizan el aire húmedo son:

§ **Presión de vapor, p_{vp} .** Es la presión parcial del vapor en el aire de la mezcla. Puede determinarse a partir de la ecuación:

$$p_{vp}V = \frac{m_{vp}}{M_w}RT \quad (3.1)$$

Donde m_{vp} es la masa del vapor de agua contenida en un volumen (V) para una temperatura dada (T), M_w es la masa molar del agua y R es la constante universal de los gases.

§ **Presión del vapor en saturación, p_{sat} .** Es una magnitud que se define como la presión parcial que ejerce el vapor sobre el agua líquida cuando se alcanza el equilibrio termodinámico entre ambos, y coincide con la presión parcial del vapor de agua en el aire saturado en humedad.

$$p_{sat}V = \frac{m_{vp,sat}}{M_w}RT \quad (3.2)$$

Siendo $m_{vp,sat}$ la masa del vapor de agua en el aire saturado en humedad.

La presión de saturación depende de la temperatura a la que se alcanza el equilibrio, y su valor se determina experimentalmente. Para calcularla existen diversas expresiones matemáticas de ajuste mediante valores experimentales, siendo una de ellas la desarrollada en el ASHRAE, la cual va a ser empleada en este trabajo: (ASHRAE, 1999).

$$\ln p_{sat} = \frac{K_1}{T} + K_2 + K_3T + K_4T^2 + K_5T^3 + K_6T^4 + K_7 \ln T \quad (3.3)$$

En esta ecuación T es la temperatura absoluta y K_i son los coeficientes de ajuste, cuyos valores dependen del rango de temperaturas de trabajo (Tabla 3.1).

Tabla 3.1. Valores de los coeficientes de ajuste de la presión de saturación según ASHRAE.

	-100 °C<T<0 °C	0 °C<T<200 °C
K1	-5.674359E+3	-5.8002206E3
K2	6.3925247	1.3914993
K3	-9.6778430E-3	-4.8640239E-2
K4	6.2215701E-7	4.1764768E-5
K5	2.0747825E-9	-1.4452093E-8
K6	-9.4840240E-13	0
K7	4.1635019	6.5459673

El **contenido de vapor de agua** en el aire puede expresarse en términos de diferentes índices:

§ **Humedad absoluta**, q_{vp} . Es la masa de vapor de agua por unidad de volumen de aire. Matemáticamente se expresa como:

$$q_{vp} = m_{vp} / V \quad (3.4)$$

§ **Razón de humedad de la mezcla**, w . Es un parámetro adimensional que indica la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco, m_a .

$$w = \frac{m_{vp}}{m_a} \quad (3.5)$$

§ **Humedad específica**, X . Es la masa de vapor por unidad de masa de aire húmedo, m_{ah} .

$$X = \frac{m_{vp}}{m_{ah}} = \frac{m_{vp}}{m_a + m_{vp}} \quad (3.6)$$

§ **Humedad relativa**, HR . Se define como el cociente entre la masa de vapor de agua contenida en un volumen dado de aire, y la que debería contener para estar saturado en humedad a la misma temperatura $m_{vp,sat}$. Se expresa como:

$$HR = \frac{m_{vp}}{m_{vp,sat}} \quad (3.7)$$

La humedad relativa también puede escribirse en términos de la presión de vapor. Dividiendo miembro a miembro las ecuaciones 3.1 y 3.2, se obtiene:

$$HR = \frac{m_{vp}}{m_{vp,sat}} = \frac{P_{vp}}{P_{sat}} \quad (3.8)$$

3.1.1.2. Variables Energéticas.

Las principales variables energéticas que caracterizan el aire húmedo son:

§ **Calor específico del aire húmedo a presión constante, c_p^* :**

$$c_p^* = c_p (1 + w) = c_p + c_{pv} w \quad (3.9)$$

Siendo c_p y c_{pv} los calores específicos del aire y del vapor de agua respectivamente.

§ **Entalpía específica del aire húmedo, h .** Puede expresarse como:

$$h = h_a (1 + w) = h_a + w h_w \quad (3.10)$$

Donde h_a es la entalpía específica del aire seco, definida por la ecuación 3.11, y h_w es la entalpía específica del agua que incluye los términos de calor sensible y de calor latente de vaporización (L_v), definida por la ecuación 3.12.

$$h_a = c_p T \quad (3.11)$$

$$h_w = c_{pw} T + L_v \quad (3.12)$$

El calor sensible es la cantidad de calor que recibe o pierde un cuerpo, provocando un aumento o disminución en su temperatura, mientras que el calor latente es el que se aplica o elimina en los procesos donde tiene lugar un cambio de estado.

Si en la ecuación 3.10 se sustituye la entalpía específica del aire seco y del agua por las expresiones 3.11 y 3.12, la entalpía específica del aire húmedo será:

$$h = c_p T + w (c_{pw} T + L_v) \quad (3.13)$$

La entalpía del cambio de fase depende de la temperatura y de la presión a la que tenga lugar el proceso de vaporización. Si la presión es de 1 atmósferas, y se toma como origen para la

medida de entalpías $h=0$ para $T=273\text{ K}$ (0 °C), el valor de L_v puede calcularse utilizando la ecuación:

$$L_v = 2255.7 + 2.486(373 - T) \quad (3.14)$$

Donde T es la temperatura absoluta.

3.1.1.3. Temperaturas de bulbo seco, de saturación adiabática y de rocío.

A la hora de analizar las propiedades del aire húmedo en los procesos psicrométricos, se utilizan diferentes medidas de la temperatura, según las condiciones en que se efectúa la medida. Estas temperaturas son:

§ **Temperatura de bulbo seco, T (Dry bulb).** Es la temperatura del aire sin tener en cuenta los efectos de la humedad, los movimientos del aire o la radiación emitida por los objetos.

§ **Temperatura de rocío, T_r (Dew point).** Es la temperatura a la que habría que enfriar el aire, manteniendo constante la presión total y su contenido en humedad, para que su humedad específica fuera la de saturación. Si el enfriamiento continuara, el exceso de vapor de agua condensaría en forma de rocío (si $T_r > 0\text{ °C}$) o escarcha (si $T_r < 0\text{ °C}$).

§ **Temperatura de saturación adiabática, T_{sat} .** Si en un sistema térmicamente aislado como el que se muestra en el esquema de la Figura 3.2, un caudal de aire seco entra en contacto con agua líquida, la entalpía del conjunto permanece constante, mientras que parte del agua se evapora extrayendo calor del aire. Si el recorrido es suficientemente largo, el aire se enfría y se satura en humedad a la temperatura del líquido. En este proceso de *refrigeración evaporativa adiabática*, la temperatura de equilibrio termodinámico entre el aire saturado en humedad y el agua líquida, se conoce como *Temperatura de saturación adiabática*.

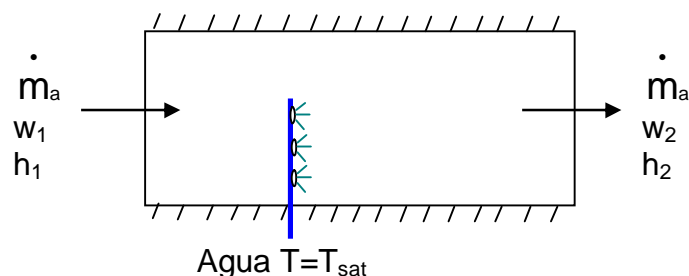


Figura 3.2. Esquema de un sistema evaporativo directo donde se inyecta agua en un caudal de aire entrante [Fuente: ASHRAE].

La diferencia entre las temperaturas de bulbo seco y húmedo se conoce como “*Temperatura de Depresión de Bulbo Húmedo*” (WBD en ingles), y es empleado como indicador del potencial evaporativo del aire ambiente.

Las ecuaciones de balance de masa y energía para este proceso son las siguientes:

– Balance de masa:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \text{constante} && \text{El flujo másico de aire seco a la entrada es igual al de salida.} \\ \dot{m}_a w_1 + \dot{m}_w &= \dot{m}_a w_2 && (3.15) \end{aligned}$$

En esta ecuación \dot{m}_w y \dot{m}_a son los flujos másicos de agua y aire respectivamente, y w es la razón de humedad. Los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones de entrada y de salida al sistema.

– Balance de energía:

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_a h_2 \quad (3.16)$$

Con h es la entalpía específica.

En el proceso de saturación adiabática, y bajo la hipótesis que la temperatura del agua se mantiene constante e igual a la de saturación, el balance entálpico del sistema se expresa como:

$$\Delta H = m_{ah} \Delta h_{ah} + m_w \Delta h_w = 0 \quad (3.17)$$

Y por lo tanto:

$$c_p^* (T - T_{sat}) = (w_2 - w_1) L_v \quad (3.18)$$

En la práctica, el calor específico del aire seco es prácticamente el mismo que el del aire húmedo (dada la baja proporción de vapor de agua en la atmósfera), por lo que tomando la aproximación $c_p^* \cong c_p$ y despejando la diferencia de temperaturas se obtiene:

$$(T - T_{sat}) \cong \frac{L_v}{c_p} (w_2 - w_1) \quad (3.19)$$

La temperatura de saturación adiabática depende de la humedad que contenga el aire, por lo que en sí misma es otro índice de humedad. Cuanto mayor sea la humedad del aire menor es la cantidad de agua requerida para el proceso de saturación adiabática y por tanto, menor será la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de saturación. Cuando el aire se satura en humedad, ambas temperaturas coinciden.

La principal utilidad de la temperatura de saturación adiabática es su uso como posible índice de humedad. La obtención de esta temperatura requiere de un proceso altamente iterativo que no resulta útil en la práctica. Sin embargo, esta temperatura puede obtenerse experimentalmente de forma más sencilla, ya que coincide prácticamente con la *temperatura de bulbo húmedo*, descrita a continuación, y cuya medida es más fácil

§ **Temperatura de bulbo húmedo, T_h (Wet bulb).** Es la temperatura que alcanza un termómetro cubierto con un tejido húmedo que se expone a una corriente de aire no saturado y que circula a velocidades cercanas a 5 m/s (Figura 3.3).

Cuando el tejido húmedo entra en contacto con la corriente de aire, parte del agua se evapora y se enfría al ceder calor para el proceso de evaporación, lo que provoca un descenso de la temperatura del termómetro. Posteriormente, es el aire en contacto con el tejido quien suministra calor para evaporar más agua. Finalmente llega un momento en que el calor cedido por el aire en contacto con el tejido es igual al calor tomado por el agua para la evaporación. A partir de dicho instante, la temperatura del aire en contacto con el termómetro se mantiene fija. Esta temperatura recibe el nombre de *temperatura de bulbo húmedo*, T_h .

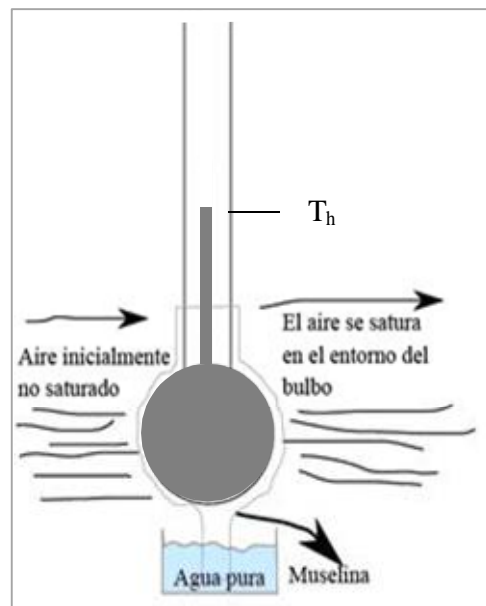


Figura 3.3 Esquema de determinación de la temperatura de bulbo húmedo.

En este proceso hay que tener en cuenta varios aspectos fundamentales:

- La temperatura de bulbo húmedo no es una magnitud de equilibrio termodinámico, sino que es el valor estacionario de un proceso dinámico de intercambio de calor y masa, y su valor depende de las velocidades con las que se transfieren la masa y la energía.
- La cantidad de líquido que se evapora es tan pequeña, en comparación con la masa de aire, que las variaciones que se producen en las propiedades de éste último son despreciables, por lo que los efectos del proceso se manifiestan únicamente en el líquido.

c) La temperatura que alcanza el termómetro húmedo depende de los flujos de calor y masa entre el tejido húmedo y el aire. Puesto que dichas transferencias dependen, a su vez, de la geometría del termómetro, la velocidad del aire, la temperatura del agua suministrada, y de otros factores, la temperatura de termómetro húmedo no puede considerarse como una propiedad de la mezcla.

Las ecuaciones que describen este proceso son:

- **Balance de energía:** en estado estacionario, el flujo de calor sensible que transmite el aire por convección al termómetro húmedo debe igualar al que requiere el agua para evaporarse, es decir:

$$h_c (T - T_{ah}) = h_m L_v (w_{ah} - w) \quad (3.20)$$

Siendo h_c el coeficiente de convección, h_m el coeficiente de transferencia de masa, y w_{ah} la razón de mezcla en el estado estacionario.

La ecuación 3.20 puede escribirse de la siguiente forma:

$$(T - T_h) = \frac{h_m L_v}{h_c} (w_h - w) \quad (3.21)$$

De la comparación de las ecuaciones 3.19 y 3.21 se deduce que las temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo coinciden siempre que se cumple:

$$\frac{L_v}{c_p^*} \cong \frac{L_v}{c_p} = \frac{h_m L_v}{h_c} \quad (3.22)$$

O lo que es lo mismo:

$$\frac{h_m}{h_c c_p} \cong 1 \quad (3.23)$$

La ecuación 3.23 es conocida como relación de Lewis, la cual se cumple únicamente para el aire húmedo con moderados contenidos de humedad, ya que en esta situación la relación psicrométrica h_c/h_m , es del orden de 0.95 kJ/(kg °C). Por lo tanto, para estas condiciones de medida de la temperatura de bulbo húmedo, su valor coincidirá prácticamente con el de la temperatura saturación adiabática pudiendo utilizarse indistintamente en las ecuaciones de balance calorimétrico.

3.1.2. DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS.

Las variables que describen los estados higrométricos del aire húmedo están relacionadas entre sí, de tal forma que es posible obtener el valor de cualquiera de ellas siempre que se conozcan las demás. La representación gráfica de las propiedades del aire húmedo da lugar a los diagramas psicrométricos. En ellos, cada estado del aire se representa por un punto y cada proceso psicrométrico por una línea. Se consigue así una estimación rápida y suficientemente precisa de la información necesaria para el estudio y diseño de equipos o procesos relacionados con la psicrometría. Su principal inconveniente radica en la necesidad de construir un diagrama para cada valor de la presión total del aire, por lo que serán diferentes según la altitud geográfica del lugar estudiado.

Los diagramas psicrométricos más comunes para la presión atmosférica ($1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$) son los desarrollados por Carrier, Mollier y ASHRAE. Actualmente el diagrama más empleado es de Mollier modificado por ASHRAE, siendo similar al de Carrier salvo por que incluye la representación de la entalpía del aire húmedo en lugar de la entalpía de saturación, y elimina la hipótesis de considerar como iguales las líneas isoentálpicas y las de temperatura de bulbo húmedo (Figura 3.4).

En el diagrama ASHRAE, las líneas verticales son isotermas y las horizontales isolíneas de contenido de humedad o presión parcial de vapor. Las líneas más inclinadas con pendiente negativa corresponden a las isoentálpicas (trazo continuo) y de temperatura de bulbo húmedo (trazo discontinuo), mientras que las líneas curvas son las líneas de humedad relativa constante. A veces, a las líneas anteriores se superponen las líneas de volumen específico del aire seco (líneas con pendiente negativa casi verticales).

Para el análisis y el proceso de nuestros datos, se utilizará la carta psicrométrica 1 de ASHRAE, correspondiente a la presión total de $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ y rango de temperaturas entre $0 \text{ }^\circ\text{C}$ y $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

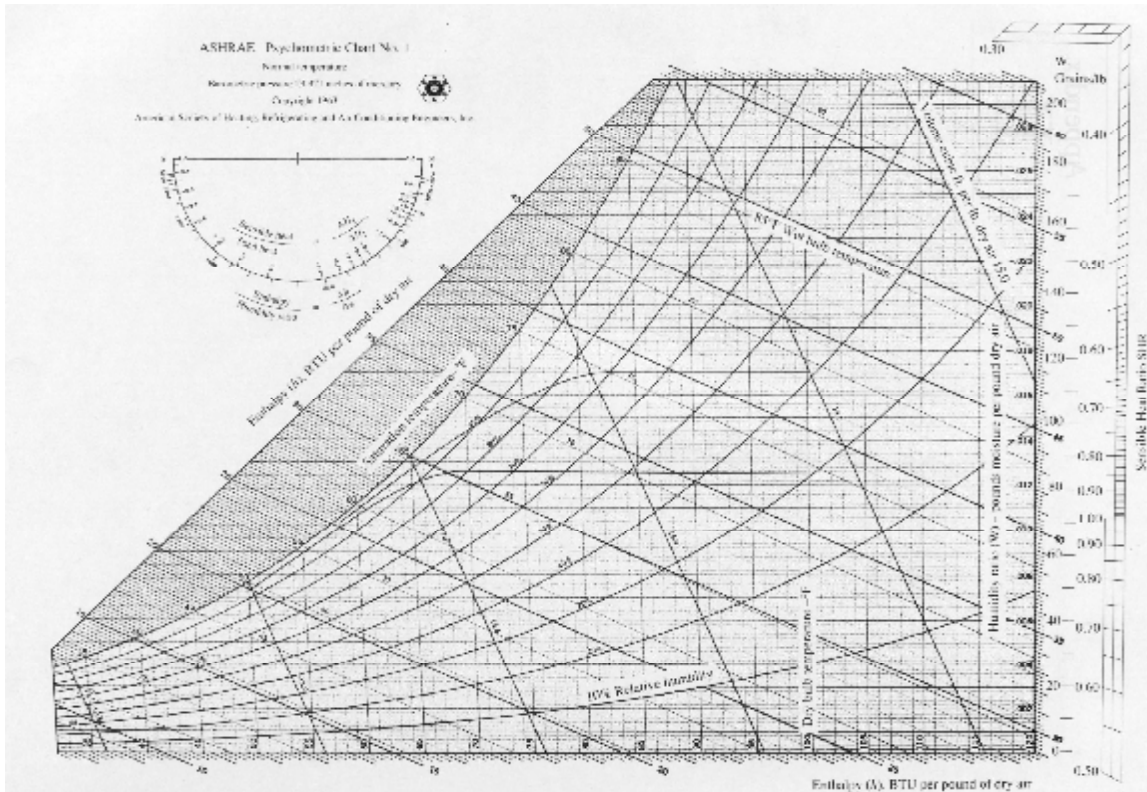


Figura 3.4. Diagrama psicrométrico ASHRAE. ($P_t=1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$).

El diagrama de la Figura 3.5 ilustra, a modo de ejemplo, cómo a partir de un estado del aire húmedo, representado por un punto en el diagrama (punto A), se pueden obtener las propiedades del mismo.

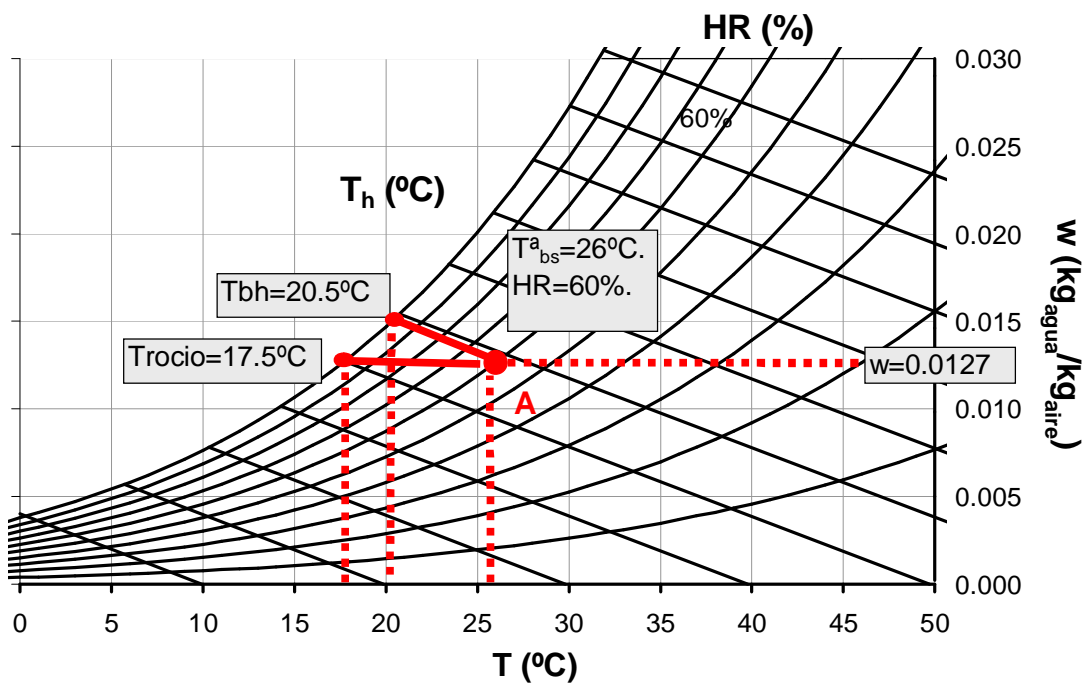


Figura 3.5. Ejemplo de cálculo de las propiedades físicas a partir del diagrama psicrométrico.

Partiendo de la medida de la temperatura seca (26 °C) y la humedad relativa del aire (60 %), se puede determinar que la humedad específica es $w=0.0127$, la temperatura de bulbo húmedo es 20.5 °C, la temperatura de rocío es 17.5 °C, y la entalpía total es de 58.3 kJ/kg.

Los diagramas psicrométricos sirven también para representar los diferentes procesos que pueden producirse cuando se tiene aire húmedo. En el diagrama de la Figura 3.6, aparecen representados los procesos con razón de humedad constante, para enfriamiento (proceso AB) o calentamiento (proceso AC). El proceso AD es un enfriamiento por saturación adiabática (el aire se enfría a la vez que se satura en humedad) y sería el correspondiente a la refrigeración evaporativa, mientras que el AE es un proceso de enfriamiento con deshumidificación, en el que se mantiene constante la humedad relativa.

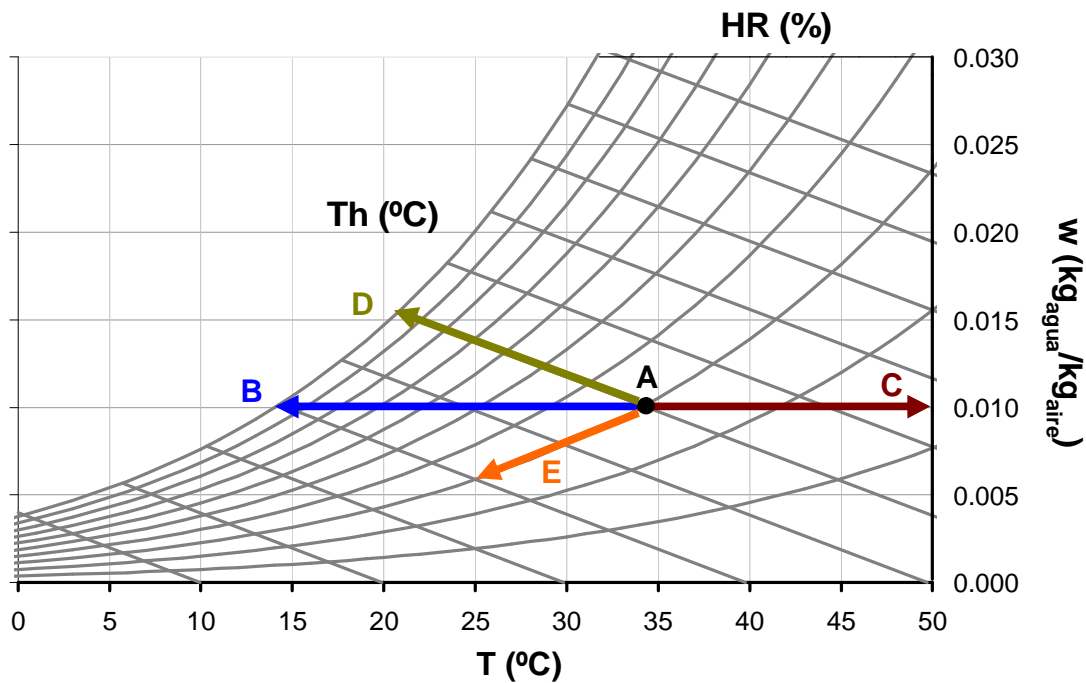


Figura 3.6. Procesos psicrométricos del aire húmedo representados en el diagrama ASHRAE.

3.1.3. BALANCES DE MASA Y ENERGÍA EN UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA

Los sistemas analizados en esta tesis son las torres de viento evaporativas del “Árbol de Aire” sur de Vallecas. Cada una de estas torres tiene un sistema de micronización de agua que da lugar a un proceso de refrigeración evaporativa adiabática, por lo que se son aplicables las ecuaciones de balance de masa y energía:

$$\dot{d}m_a + \dot{d}m_w = 0 \quad (3.24)$$

$$dh_a + dh_w = 0 \quad (3.25)$$

Los flujos máscicos a su vez pueden expresarse como:

$$\dot{m} = rAv \quad (3.26)$$

Siendo r la densidad del fluido, v su velocidad y A el área transversal del tubo.

Cuando los micronizadores comienzan a inyectar agua, se produce un intercambio de calor y masa a lo largo de cada torre que da lugar a un proceso de saturación adiabática, permaneciendo constante la temperatura del agua durante todo el proceso.

3.1.4. EFICIENCIA Y POTENCIA DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

La eficiencia de refrigeración de los sistemas evaporativos viene dada por el cociente entre el enfriamiento real producido por el sistema y el enfriamiento máximo posible, y se calcula utilizando la ecuación:

$$h = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{sat}} \quad (3.27)$$

Donde η es la eficiencia de refrigeración, y T_e , T_s y T_{sat} son las temperaturas de entrada, salida y saturación adiabática, alcanzadas durante los procesos de transferencia. El valor real de la esta eficiencia depende de factores tales como el área de contacto entre agua y aire, el tamaño de la gota pulverizada o las condiciones climáticas exteriores.

La potencia de refrigeración de un sistema evaporativo, P_{ot} , es la energía calorífica que se extrae, por unidad de tiempo, de la corriente de aire. Se calcula mediante la expresión:

$$P_{ot} = Av(T_s - T_{amb}) c_p r \quad (3.28)$$

Donde T_{amb} es la temperatura ambiente.

3.2. FUNDAMENTOS DE CONFORT TÉRMICO. APLICACIÓN A ESPACIOS ABIERTOS.

La Organización Mundial de la Salud define al confort como “un estado de completo bienestar físico, mental y social”. Esta frase da una idea de lo complicado y subjetivo que resulta cuantificar este valor, ya que depende de multitud de factores como las condiciones térmicas y las características fisicoquímicas del propio individuo. Según la Norma Internacional ISO 7730 (ISO 7730, 1994), el confort térmico se define como “*aquella condición mental que expresa*

satisfacción con el ambiente térmico”, considerando ambiente térmico como el estado higrotérmico de un determinado lugar.

3.2.1. OBTENCIÓN DEL CONFORT TÉRMICO.

Desde un punto de vista práctico, el nivel de confort térmico aceptable para un individuo se consigue cuando se cumplen al menos dos consideraciones:

- § La combinación de la temperatura de la piel y la corporal proporcionan una sensación térmica neutra.
- § El calor producido por el metabolismo es igual al calor disipado por el cuerpo, es decir, el balance calorífico neto del cuerpo debe ser nulo.

El cuerpo humano es un generador constante de calor ya que por el siempre hecho de estar vivo genera entre 65 y 100 W de calor, dependiendo del sexo, la edad y la superficie corporal, proveniente del metabolismo de los alimentos ingeridos. Además el ser humano es homeotermo, lo que significa que su temperatura debe mantenerse aproximadamente constante (entre 36 °C y 37 °C aproximadamente). Auliciems y Szokolay (1997) establecieron las temperaturas críticas del cuerpo humano (Tabla 3.2), las cuales están reguladas por un sistema de control que tiene a la piel y al hipotálamo como elementos destacados. Los sensores corporales son capaces de detectar variaciones en las temperaturas establecidas como referencia, regulando el flujo sanguíneo para compensarlas. La sudoración, la fiebre o la estimulación de los músculos son mecanismos que actúan con este fin.

Tabla 3.2. Respuesta corporal a diferentes temperaturas de piel, según Auliciems.

Temperatura de la piel	Temperatura interna	Zona regulatoria
45 °C	42 °C	Muerte
	40 °C	Hipertermia Zona Evaporativa Vasodilatación
31 °C-34 °C	37 °C	Confort
	35 °C	Vasoconstricción Termogénesis Hipotermia
10 °C	25 °C	Muerte

Se han realizado numerosos experimentos sobre diferentes grupos de personas con el objetivo de establecer correlaciones entre el tipo y el nivel de actividad, las condiciones ambientales, las

características fisiológicas del individuo y la sensación térmica. El estudio estadístico de los resultados permite catalogar el nivel confort térmico aunque afectado por un nivel de subjetividad más o menos alto, de ahí la dificultad a la hora de evaluar el confort de un determinado ambiente. Casi todos los estudios de confort térmico para acondicionamiento de edificios han sido realizados en los países nórdicos, donde la climatología es bastante fría durante todo el año, por lo que sus conclusiones pueden no ser extrapolables a los países mediterráneos.

3.2.2. BALANCE ENERGÉTICO DEL CUERPO HUMANO.

Los procesos de transferencia energética entre el cuerpo humano y el aire exterior, están gobernados por la ecuación de balance energético o Ecuación de Comodidad. Cuando el resultado de este balance entre la cantidad de energía producida por el ser humano y la perdida al ambiente circundante es nula, se puede decir que se alcanza una situación de confort térmico o de neutralidad térmica, en la que el cuerpo no siente ni frío ni calor. La expresión matemática de esta condición de neutralidad térmica fue desarrollada por Fanger (ASHRAE, 1999).

$$\dot{M}_e - \dot{W} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{cv} + \dot{Q}_{cnd} + \dot{Q}_{sk} + \dot{Q}_{res} + \dot{S} \quad (3.29)$$

Cuya representación esquemática se muestra en la Figura 3.7. En esta ecuación \dot{M}_e es la potencia metabólica, \dot{W} es la potencia mecánica, \dot{Q}_{rad} , \dot{Q}_{cv} , \dot{Q}_{cnd} , \dot{Q}_{sk} , \dot{Q}_{res} son los flujos unitarios de pérdidas de calor por radiación, convección, conducción, sudoración y respiración respectivamente, y \dot{S} es la energía que por unidad de tiempo que se almacena en el cuerpo.

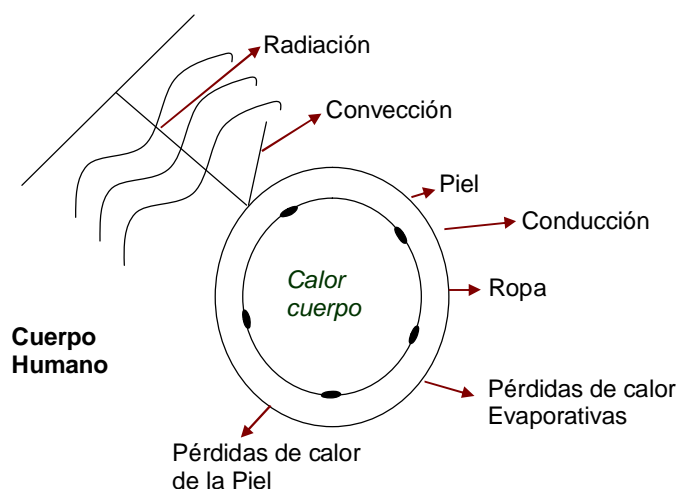


Figura 3.7. Interacciones térmicas entre el cuerpo humano y el medio ambiente que lo rodea.

El intercambio energético por convección entre el cuerpo y el aire exterior, se ve afectado por el movimiento del aire en torno al cuerpo, el tipo y grado de vestimenta y las temperaturas corporal y ambiente. El intercambio energético por radiación entre el ser humano y todo lo que le rodea depende del tipo de actividad realizada, la emisividad del cuerpo humano, el factor de forma, la temperatura superficial de la ropa y la media ponderada de todas las temperaturas superficiales del entorno (temperatura media radiante). En el intercambio energético por conducción desde la piel al ambiente, la vestimenta actúa como un aislamiento térmico, cuya resistividad se mide en CLO ($0.155 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$). En la Tabla 3.3 se muestra algunos de los valores característicos de esta variable según el tipo de vestimenta.

La eliminación del agua a través de la piel (sudoración) y su evaporación conlleva una pérdida de energía en forma de calor latente. En el proceso respiratorio, hay un intercambio de energía calorífica asociado a la inhalación de aire y la expulsión de CO_2 y vapor de agua.

Tabla 3.3. Valores del Nivel Ropa y su resistencia térmica en CLO. (ASHRAE, 1999).

Descripción	I_{cl} (CLO)
Desnudo	0
Pantalón corto	0.1
Pantalón corto y camiseta	0.3-0.4
Pantalón largo ligero y camiseta	0.5
Pantalón largo ligero y camisa	0.7
Chándal / ropa deportiva	0.6
Traje con ropa interior ligera	1.0
Traje con ropa interior ligera y gabardina	1.5
Traje con ropa interior "pesada"	1.5
Traje con ropa interior "pesada", abrigo y gorro	1.5-2
Vestimenta polar	3-4

El ritmo metabólico depende del tipo de actividad realizada y de la propia persona (Nivel Metabólico, edad, sexo y características fisiológicas). Se establece como unidad de medida el Met, que equivale a una pérdida de energía de 58 W/m^2 para una persona con una actividad sedentaria y una superficie corporal estándar de 1.8 m^2 . En la Tabla 3.4 se recogen algunos valores del ritmo metabólico según la actividad que se realice, extraído de la norma ISO 7730 o Norma Técnica de Prevención española NTP 323 (Nogareda y Luna, 2004).

Tabla 3.4. Valores del Nivel Metabólico según actividad.

Actividad	W/m ²	Met
Acostado	46	0.8
Sentado relajado	60	1.0
De pie relajado	70	1.2
Comprando, industria ligera	93	1.6
Caminando a 2 km/h	110	1.9
Caminando a 5 km/h	200	3.4
Leyendo sentado	55	1.0
Escribiendo	60	1.0
Presentación, sentado	70	1.2
Profesor	85-100	1.5-1.7
Secretaría	70-85	1.2-1.5
Jardinero	115-190	2.0-3.3
Vendedor	100-120	1.7-2.1
Hacer limpieza	100-200	1.7-3.4
Lavando a mano y planchando	120-220	2.1-3.8
Afeitarse, lavarse, vestirse	100	1.7

3.2.3. VARIABLES PARA LA ESTIMACIÓN DEL NIVEL DEL CONFORT TÉRMICO.

La ecuación de balance permite evaluar el nivel de confort térmico alcanzado en un espacio determinado, partiendo de la medida y estimación de ciertas variables físicas. Mientras que algunas de ellas son obtenidas de manera experimental, variables simples, otras se obtienen mediante su combinación, son las variables integradas.

Las *variables simples* son aquellas variables físicas que intervienen en el balance energético del cuerpo humano y que pueden ser registradas experimentalmente. Estas son: temperatura del aire, temperatura radiante media, velocidad del aire, humedad relativa y presión de vapor. Las *variables integradas* son aquellas que engloban varias variables físicas, evitando la medida experimental de algunas ellas que resultan muy difíciles de registrar, tales como la temperatura radiante. Las variables integradas son: temperatura operativa (temperatura del aire y radiante), temperatura equivalente (velocidad del viento, temperatura del aire y radiante) y temperatura efectiva (presión del aire, temperatura del aire y radiante).

§ **Temperatura media radiante.** Se define como la temperatura uniforme que debería tener un local negro para producir la misma pérdida de calor por radiación en las personas que un local real.

§ **Temperatura de globo.** Es la temperatura radiante media obtenida por un termómetro introducido en una esfera de metal hueca pintada exteriormente de negro.

3.2.4. ÍNDICES DE CONFORT.

Uno de los principales objetivos perseguidos al implementar cualquier tipo de sistema pasivo o activo, tanto en espacios abiertos como en el interior de las edificaciones, es lograr un alto nivel de confort térmico. Al tratarse de un concepto subjetivo, ya que depende de las características físico-químicas, situaciones y estados de cada persona, es muy complicado de cuantificar. Por ello es necesario recurrir a métodos que permitan evaluar en qué medida se alcanza un grado de confort térmico aceptable (Zarzalejo, 2004). En la bibliografía se encuentran numerosos índices para cuantificar el nivel de confort térmico en el interior de los edificios, tales como: temperatura efectiva estándar (ET*), índices PMV-PPD de Fanger o métodos adaptativos. Sin embargo el número de metodologías disponibles para cuantificar el nivel de confort térmico en un espacio exterior es más reducido, destacando el índice de calor (HI), el índice de congelación (WTCl), el índice Wet Bulb Globe Temperature, el Actual Sensation Vote (ASV) o el índice TS desarrollado por Givoni. Las mayores diferencias entre los índices de confort para espacios interiores y exteriores, radican en las medidas climáticas, el tipo de vestimenta y el tiempo de exposición a dichas condiciones.

- **Índice de calor (Heat Index - HI).**

Numerosos estudios han identificado cambios fisiológicos severos en los seres humanos cuando se ven sometidos a fuertes variaciones de temperatura y humedad, por lo que ambas variables deben ser consideradas para analizar la respuesta térmica del ser humano a determinadas situaciones ambientales.

Uno de los índices de confort empleados bajo estas características es el índice de calor (HI - Heat Index), propuesto para caracterizar el confort térmico en ambientes exteriores para climas cálidos, y utilizado desde 1970 para predecir el estrés térmico y sus posibles riesgos sobre la salud. (web National Weather Service). Físicamente representa la temperatura que debería tener el aire seco para producir la misma sensación térmica que el aire húmedo de la situación real.

Este índice, formulado por primera vez por Steadman (1979), se obtuvo mediante un método de regresión aplicado a los estudios empíricos biometeorológicos previamente realizados. Se basa en medidas de temperatura y humedad del aire, pero se realizan ciertas hipótesis relativas a la masa y altura corporal, la ropa y la velocidad del aire. Una de las ecuaciones más básicas, en unidades internacionales, para el índice de calor se expresa:

$$HI = T_{amb} - 0.55(1 - HR)(T_{amb} - 14.5) \quad (3.30)$$

En esta expresión, los coeficientes son dimensionales (unidades SI) y surgen como consecuencia del ajuste de los datos de humedad relativa y temperatura a una función polinómica.

Las condiciones ambientales que delimitan el empleo de este índice son: temperatura del aire superior a 27 °C y humedad relativa superior al 40 %. En la Tabla 3.5 se muestran los valores de este índice, que a su vez, permiten delimitar cuatro zonas con diferentes efectos biológicos:

- § *Zona Verde*: posible fatiga con exposiciones prolongadas y con actividad.
- § *Zona Amarilla*: posibles quemaduras solares, calambres musculares y agotamiento físico.
- § *Zona Naranja*: agotamiento y posible insolación.
- § *Zona Roja*: alto riesgo de golpe de calor y quemaduras solares.

Teniendo en cuenta estos límites y la termorregulación del cuerpo humano, las cuatro franjas diferenciadas para el índice de calor se muestran en la Tabla 3.5.

Existen formulaciones más complejas para caracterizar este índice de confort, como las correlaciones exponenciales de Schoen (2005), las cuales tienen también en cuenta el efecto de la humedad a través de la temperatura de rocío como variable de entrada.

Tabla 3.5. Índice de calor (HI).

		Temperatura																
		27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43
Humedad Relativa (%)	100	33.4	36.3	39.6	43.2	47.3	51.7	56.5	61.7	67.2	73.1	79.4	86.0	93.0	100.3	107.9	116.0	124.3
	90	31.6	34.1	36.9	40.0	43.5	47.2	51.3	55.8	60.5	65.6	71.0	76.7	82.8	89.1	95.7	102.7	110.0
	80	30.3	32.3	34.7	37.3	40.2	43.4	46.8	50.6	54.6	59.0	63.6	68.4	73.6	79.0	84.7	90.6	96.8
	70	29.2	30.9	32.8	35.0	37.4	40.1	43.0	46.1	49.5	53.1	56.9	61.0	65.4	69.9	74.7	79.7	85.0
	60	28.4	29.7	31.3	33.1	35.1	37.3	39.6	42.2	45.0	48.0	51.2	54.6	58.1	61.9	65.9	70.0	74.4
	50	27.6	28.7	30.0	31.5	33.1	34.9	36.8	38.9	41.2	43.6	46.2	48.9	51.8	54.9	58.1	61.5	65.0
	40	26.9	27.8	28.9	30.1	31.4	32.9	34.5	36.2	38.0	39.9	42.0	44.2	46.5	48.9	51.5	54.1	56.9

- **Índice de congelación (Wind Chill Temperature Index - WTCI).**

El índice de congelación WTCI, es una temperatura aparente obtenida a partir de los valores de la temperatura ambiente y la velocidad del viento, para evaluar las pérdidas de calor producidas en el ser humano debido a los intercambios de calor por convección y evaporación en un ambiente exterior. Es por lo tanto, la temperatura que debería tener el aire en ausencia de viento para producir el mismo efecto refrigerativo. Partiendo de los resultados obtenidos con los algoritmos iterativos desarrollados para el cálculo de este índice, se realizó un análisis de regresión que dio lugar a la siguiente expresión (U.S. Department of Commerce, 2003):

$$WTCI = 13.12 + 0.6215 T_{amb} - 11.37 v_v^{0.16} + 0.3965 T_{amb} v_v^{0.16} \quad (3.31)$$

Donde los coeficientes de la ecuación son dimensionales (unidades SI) y se obtienen al ajustar las variables climáticas de este índice de confort a una función polinómica.

Este índice es aplicable cuando la temperatura del aire es igual o inferior a 10 °C y velocidad es superior a 1.4 m/s. Pero si se quiere evaluar el índice de congelación al nivel de la cara, el valor de la velocidad del viento debe multiplicarse por 1.5 para poder emplear la ecuación 3.31. En la Tabla 3.6 se muestran los valores de este índice, y la delimitación por zonas según su efecto biológico, donde:

- § Zona Azul claro: sensación de frío o mucho frío.
- § Zona Azul oscuro: alto riesgo de congelación (tiempo de congelación aproximado de 30 min).

Tabla 3.6. Índice de congelación (WTCI).

		Temperatura (°C)																										
		-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V a i r e (m / s)	5.6	-25.4	-24.2	-22.9	-21.6	-20.4	-19.1	-17.9	-16.6	-15.3	-14.1	-12.8	-11.6	-10.3	-9.0	-7.8	-6.5	-5.2	-4.0	-2.7	-1.5	-0.2	1.1	2.3	3.6	4.9	6.1	7.4
	8.3	-27.3	-26.0	-24.7	-23.4	-22.1	-20.8	-19.5	-18.2	-16.9	-15.6	-14.3	-13.0	-11.7	-10.4	-9.1	-7.8	-6.5	-5.2	-3.9	-2.6	-1.3	0.1	1.4	2.7	4.0	5.3	6.6
	11.1	-28.8	-27.4	-26.1	-24.8	-23.4	-22.1	-20.8	-19.4	-18.1	-16.8	-15.4	-14.1	-12.7	-11.4	-10.1	-8.7	-7.4	-6.1	-4.7	-3.4	-2.0	-0.7	0.6	2.0	3.3	4.6	6.0
	13.9	-29.9	-28.6	-27.2	-25.9	-24.5	-23.1	-21.8	-20.4	-19.0	-17.7	-16.3	-15.0	-13.6	-12.2	-10.9	-9.5	-8.1	-6.8	-5.4	-4.1	-2.7	-1.3	0.0	1.4	2.8	4.1	5.5
	16.7	-30.9	-29.5	-28.2	-26.8	-25.4	-24.0	-22.6	-21.2	-19.9	-18.5	-17.1	-15.7	-14.3	-12.9	-11.5	-10.2	-8.8	-7.4	-6.0	-4.6	-3.2	-1.8	-0.5	0.9	2.3	3.7	5.1
	19.4	-31.8	-30.4	-29.0	-27.6	-26.2	-24.8	-23.4	-22.0	-20.5	-19.1	-17.7	-16.3	-14.9	-13.5	-12.1	-10.7	-9.3	-7.9	-6.5	-5.1	-3.7	-2.3	-0.9	0.5	1.9	3.3	4.7

- Índice Wet Bulb Globe Temperature (WBGT).

El índice de confort exterior Wet Bulb Globe Temperature (WBGT) fue desarrollado por Yaglou y Minard en 1950 (1956), a petición del gobierno de Estados Unidos, para evaluar como influían las condiciones ambientales en los golpes de calor sufridos por los marines sometidos a una actividad física. Este índice, que equivale a una temperatura aparente, se obtuvo de manera empírica en base a los resultados proporcionados por estos estudios, aunque sin aportar ninguna correlación fisiológica. Se obtuvieron ecuaciones para ambientes interiores y para exteriores, donde esta última viene expresada por la siguiente ecuación:

$$WBGT = 0.7 T_h + 0.2 T_{gb} + 0.1 T_{amb} \quad (3.32)$$

Donde T_{gb} es la temperatura de globo y los coeficientes de la expresión son adimensionales.

Actualmente, el índice WBGT todavía es empleado para calcular el estrés térmico de personas sometidas a una actividad física en lugares exteriores y en puestos de trabajo interiores.

- **Voto de sensación real (Actual Sensation Vote - ASV).**

Debido a la escasez de estudios de investigación sobre el análisis de confort de espacios abiertos en Europa, la Unión Europea organizó durante los primeros años del 2000 el proyecto RUROS (Rediscovering the Urban Realm and Open Spaces). Dicho proyecto tenía entre sus objetivos, evaluar las diferentes condiciones de confort térmico en diversas ciudades para mejorar sus características urbanísticas y medioambientales, fomentando el uso de sus espacios abiertos (Nikolopoulou and Lykoudis, 2006). Las ciudades evaluadas fueron Atenas y Tesalónica (Grecia), Milán (Italia), Friburgo y Kassel (Alemania), Cambridge y Sheffield (Reino Unido).

A lo largo del año que duró la campaña experimental, se registraron las condiciones climáticas de dichas ciudades y se analizaron los niveles de confort térmico ambiental a partir de la información procedente de más de 10000 encuestas realizadas en diferentes épocas del año. Las respuestas se agruparon en cinco categorías a las que se asignó arbitrariamente los números que se muestra la Tabla 3.7 (valores de ASV), tratándose estadísticamente como votos.

Este proyecto proporcionó información muy útil sobre las correlaciones existentes entre las variables climáticas y el nivel de confort térmico, permitiendo concluir que la radiación solar y la temperatura son los parámetros más importantes para evaluar dicho confort, aunque por si solas no bastaría para cuantificarlo. Valores altos de la velocidad del aire influyen de manera diferente según la temperatura del aire, con un efecto positivo para elevadas temperaturas y muy negativo para bajas temperaturas. La humedad es una de las variables más difíciles de sentir por las personas, ya que únicamente notan variaciones cuando los valores son muy altos o muy bajos, los cuales influyen notablemente en el nivel de confort térmico final. Por último, hay que destacar que este estudio detectó una fuerte adaptación física y psicológica de las personas al medio ambiente que las rodea, modificando su vestimenta o el tipo de actividad en función de los valores ambientales, y cambiando su percepción de frío o calor en función de los valores esperados.

Tabla 3.7. Nivel de sensación térmica ASV.

Valor	Ambiente Térmico	Sensación
-2	Muy Frío	Disconfort
-1	Fresco	Ligero Disconfort
0	Neutro	Confort
1	Templado	Ligero Disconfort
2	Muy Caliente	Disconfort

- **Índice de sensación térmica, TS.**

Entre 1994 y 1995 Givoni et al (2003) llevaron a cabo un estudio de campo, contratado por la corporación Fujita, cuyo principal objetivo era la evaluación de la sensación térmica y el nivel de confort alcanzado en varios parques japoneses de la ciudad de Yokohama durante distintos periodos del año. Básicamente consistió en la correlación entre el nivel de confort manifestado por el conjunto de sujetos encuestados, y los valores de las variables climatológicas medidas, tales como temperatura ambiente, radiación solar global, velocidad del aire y humedad relativa. Para ello se catalogaron las respuestas dadas sobre la sensación térmica TS (Thermal Sensation) en categorías de 1 a 6, en base a los niveles de confort y el ambiente térmico real, tal y como muestra la Tabla 3.8.

Tabla 3.8. Nivel de sensación térmica del índice TS.

TS	AMBIENTE TÉRMICO	SENSACIÓN
1	Muy Frío	Fuerte Disconfort
2	Frío	Disconfort
3	Fresco	Ligero Disconfort
4	Neutro	Confort
5	Templado	Ligero Disconfort
6	Caliente	Disconfort
7	Muy Caliente	Fuerte Disconfort

El estudio estadístico de las respuestas dadas en función de las medidas climatológicas, permitió obtener una ecuación para predecir el grado de satisfacción térmica en un ambiente exterior:

$$TS = 1.7 + 0.1118 T + 0.0019 I_g - 0.322 v_v - 0.0073 HR + 0.0054 T_{sl} \quad (3.33)$$

Donde T_{sl} es la temperatura superficial del suelo, I_g es la irradiancia solar sobre plano horizontal y los coeficientes de la expresión son dimensionales (unidades SI) obtenidos al ajustar las variables climáticas a una ecuación polinómica.

Esta ecuación se ha obtenido teniendo en cuenta la vestimenta típica de los japoneses según la época del año (1.1 CLO en primavera y otoño, 0.65 CLO en verano, 1.67 CLO en invierno).

También se encontró una relación para determinar el grado de satisfacción en función de la accesibilidad a la radiación solar, la temperatura y la velocidad del aire exclusivamente:

$$TS = 1.2 + 0.1115 T + 0.0019 I_g - 0.3185 v_v \quad (3.34)$$

Este índice ha sido utilizado para evaluar el nivel de confort térmico alcanzado en espacios abiertos en distintas zonas del mundo, entre las que destacan Israel (Givoni et al, 2003), Atenas (Gaitani et al, 2007) o Madrid (Soutullo et al, 2011-2).

3.2.5. DIAGRAMAS DE CONFORT.

Una de las herramientas utilizadas para evaluar los niveles de confort logrados en una determinada zona, es la llamada carta bioclimática. Su construcción se hace a partir de los valores de las variables climatológicas del lugar estudiado, tales como temperatura del aire o la humedad relativa ambiente. Con estas cartas se obtiene una primera evaluación de la severidad térmica de la zona, e indicaciones sobre las medidas correctoras que se deberían adoptar para optimizar el nivel de confort en el interior de un edificio o en espacios abiertos. Las principales cartas bioclimáticas utilizadas son las creadas por Olgay y Givoni (1998).

- **Carta bioclimática de Olgay.**

La carta bioclimática definida por Olgay (Figura 3.8), construida a partir de datos climáticos del emplazamiento en estudio, da una idea de la severidad de la climatología del lugar y permite obtener unos índices de las necesidades de calefacción y refrigeración de un edificio ubicado en dicha zona.

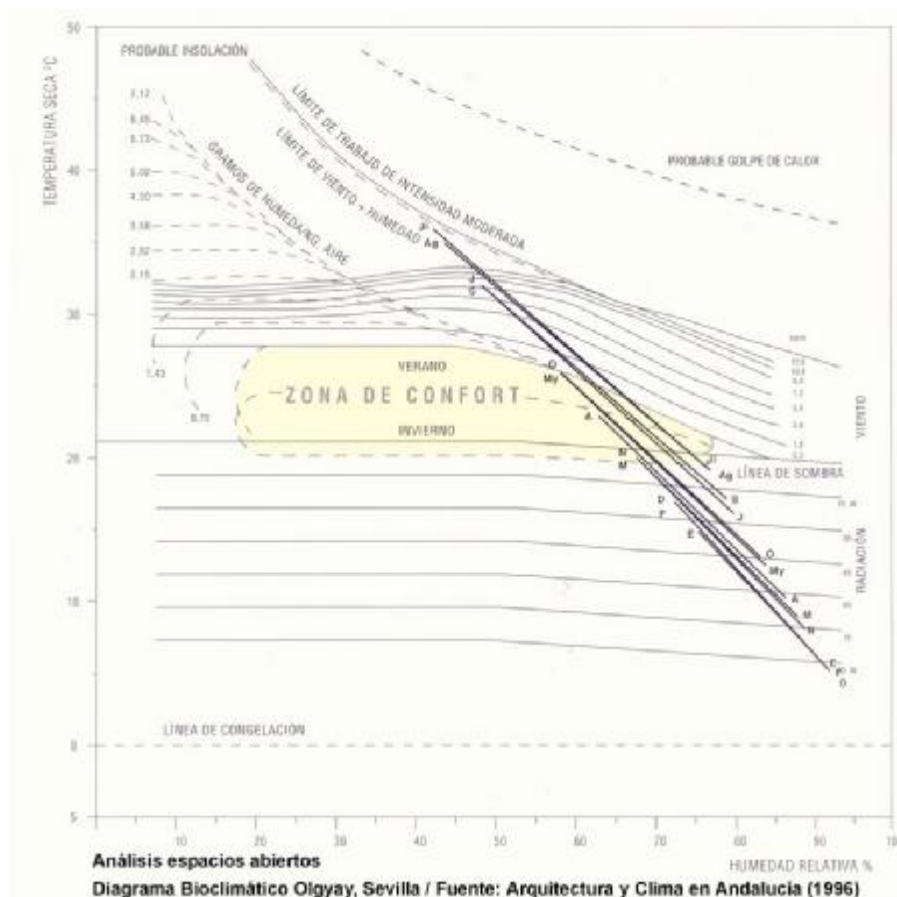


Figura 3.8. Diagrama de confort de Olgay.

La zona de confort se construye para temperaturas entre 21.1 °C y 26.7 °C, humedades relativas entre el 30 % y el 65 %, grado de vestimenta entre 0.5 y 1.0 CLO, nivel de actividad

entre 1 y 1.2 Met y velocidades del aire inferiores a 0.23 m/s. El rango de estas variables incluye las situaciones climatológicas que pueden darse a lo largo de un año. Construido para un emplazamiento específico, facilita la optimización del prediseño de un edificio. Esta carta está especialmente diseñada para evaluar lugares exteriores y edificios ligeros en climas suaves, y el cumplimiento de sus indicaciones permite reducir su consumo energético.

- **Carta bioclimática de Givoni.**

La carta Bioclimática de Givoni (1998) se representa sobre un diagrama psicrométrico, y muestra las directrices generales para maximizar las condiciones de confort térmico mediante la aplicación de las estrategias pasivas y activas más adecuadas a la climatología del lugar (Figura 3.9). Se construye representando sobre el diagrama psicrométrico los pares de (T,HR) correspondientes a los valores mínimos, medios y máximos en base horaria, diaria o mensual, de un lugar determinado. Sobre el diagrama de la Figura 3.9 y a título de ejemplo, se han representado tres puntos negros correspondiente a los tres pares mencionados, con la línea negra que da una idea de la máxima amplitud de la temperatura y de la humedad relativa del lugar, durante el periodo de estudio.

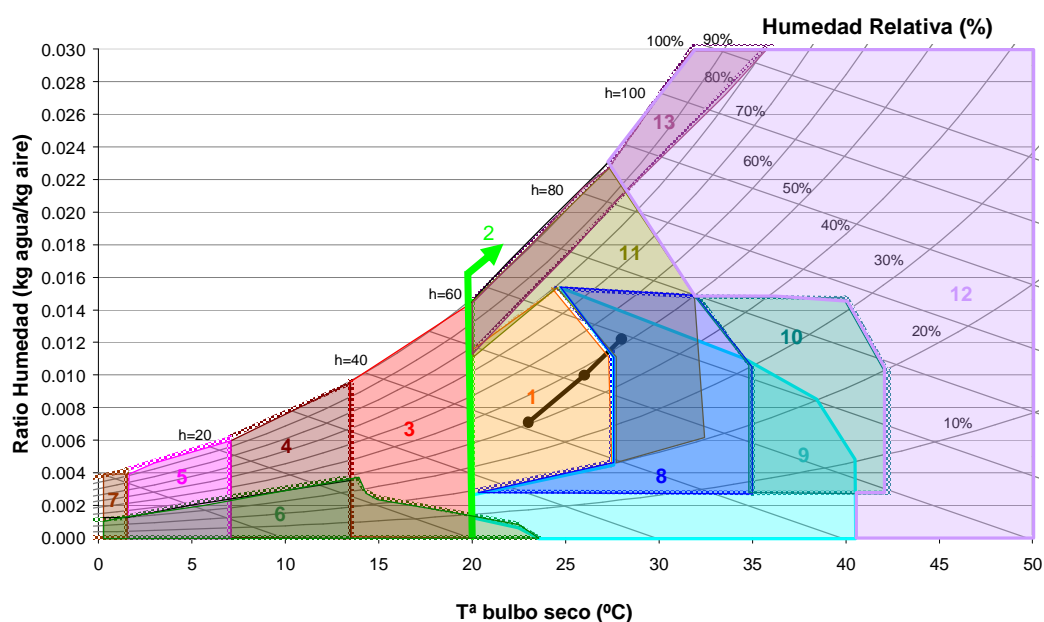















Figura 3.9. Diagrama de confort de Givoni.

En función de las variables climáticas, este diagrama muestra los límites de varias estrategias pasivas y sistemas de calefacción y refrigeración para mejorar los niveles de confort térmico y reducir el consumo energético convencional. Se aplica para estudios de climatización de edificios pero puede ser tomado como ayuda en la climatización de espacios abiertos. La Tabla 3.9 muestra la correlación entre los colores del diagrama, sus números indicativos y la estrategia pasivo/activa correspondiente.

El objetivo perseguido con la aplicación de diferentes estrategias pasivas para el acondicionamiento de un edificio, es alcanzar la zona de confort térmico (color naranja, número 1 de la Tabla 3.9), comprendida entre 20 °C y 27 °C para la temperatura y 20 % y 80 % para la humedad relativa, exceptuando el triángulo con $T > 27$ °C y $HR > 50\%$.

Tabla 3.9. Diagrama de colores de estrategias recomendadas en el diagrama de Givoni.

Color	Número	Estrategia
	1	Confort
	2	Protección solar
	3	Calefacción por ganancias internas
	4	Calefacción aprovechamiento pasivo de la energía solar
	5	Calefacción aprovechamiento activo de la energía solar
	6	Humidificación
	7	Calefacción convencional
	8	Refrigeración por alta masa térmica
	9	Enfriamiento por evaporación
	10	Refrigeración alta masa térmica renovación nocturna
	11	Refrigeración mediante ventilación natural o forzada
	12	Aire acondicionado convencional
	13	Deshumidificación

Con el objetivo de alcanzar la zona confort térmico, se analizan las doce estrategias pasivas y activas definidas en la Tabla 3.9.

§ *Protección solar por sombreado* (Zona 2, línea verde). Reduce las ganancias solares y su representación gráfica se muestra en la Figura 3.10.

§ *Ventilación natural o forzada* (zona 11, verde oscuro). Reduce las cargas de refrigeración de un edificio (Figura 3.10).

§ *Calefacción por ganancias internas* (zona 3, roja). Cuando la temperatura oscila entre 13 °C y 20 °C, el simple hecho de tener una casa habitada produce una serie de cargas internas (debidas a personas, ordenadores, equipos electrónicos, iluminación,...), que aumentan la temperatura acercándola a la zona de confort (Figura 3.10).

§ *Aprovechamiento pasivo de la energía solar* (zona 4, marrón oscuro). Para temperaturas entre 7 °C y 13 °C, el aprovechamiento pasivo de la energía solar permite reducir las demandas de calefacción, acercando las condiciones térmicas del edificio a la zona de confort (Figura 3.11). Este tipo de estrategias engloba tecnologías como acristalamientos, muros Trombe, invernaderos, etc.

- § *Aprovechamiento activo de la energía solar* (zona 5, rosa). Para temperaturas inferiores a 7 °C, el aprovechamiento activo de la energía mediante captadores solares térmicos permite reducir las demandas convencionales de calefacción (Figura 3.11).
- § *Calefacción convencional* (zona 7, marrón claro). Cuando las temperaturas exteriores son muy bajas, es necesario el uso de calefacción convencional para cubrir las demandas del edificio (Figura 3.11). En este caso se podría recurrir a otro tipo de energías renovables como la biomasa.
- § *Refrigeración por alta masa térmica* (zona 8, azul). Para temperaturas elevadas y humedades relativas no demasiado altas, se puede alcanzar la zona de confort térmico con edificios dotados de gran inercia (Figura 3.11), retardando y amortiguando la entrada de la onda térmica durante las horas de máxima radiación.
- § *Refrigeración por alta masa térmica y renovación nocturna* (zona 10, azul verdoso). Si además de tener un edificio inercial se produce una ventilación durante la noche, se puede enfriar el edificio durante este periodo, retardando la entrada en funcionamiento de los sistemas de refrigeración (Figura 3.11).
- § *Aire acondicionado* (zona 12, color lavanda). Cuando las temperaturas son muy elevadas, es necesario recurrir a sistemas convencionales de aire acondicionado para disminuir las demandas de refrigeración (Figura 3.11). En este caso y para reducir o eliminar el uso de sistemas convencionales, se podrían emplear sistemas de refrigeración por absorción alimentados por energía solar.
- § *Humidificación* (zona 6, verde claro). Mejora las condiciones de confort térmico durante el periodo de invierno inyectando agua al aire ambiente (Figura 3.12).
- § *Sistemas evaporativos* (zona 9, azul claro). Reduce las demandas de refrigeración aumentando el contenido en agua del aire, aproximándose a la zona de confort (Figura 3.12).
- § *Sistemas deshumidificativos* (zona 13, morada). Reduce las demandas de refrigeración disminuyendo el contenido en agua del aire, acercando los valores a la banda de confort (Figura 3.12).

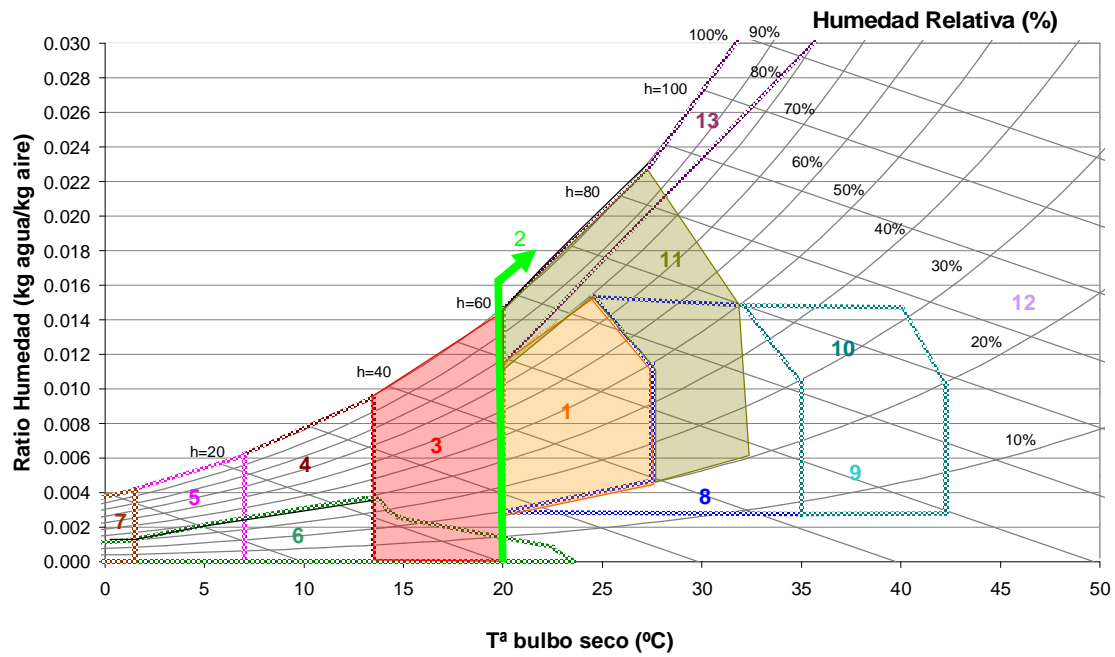


Figura 3.10. Diagrama de Givoni. Zonas de confort, ganancias internas, sombreado y ventilación.

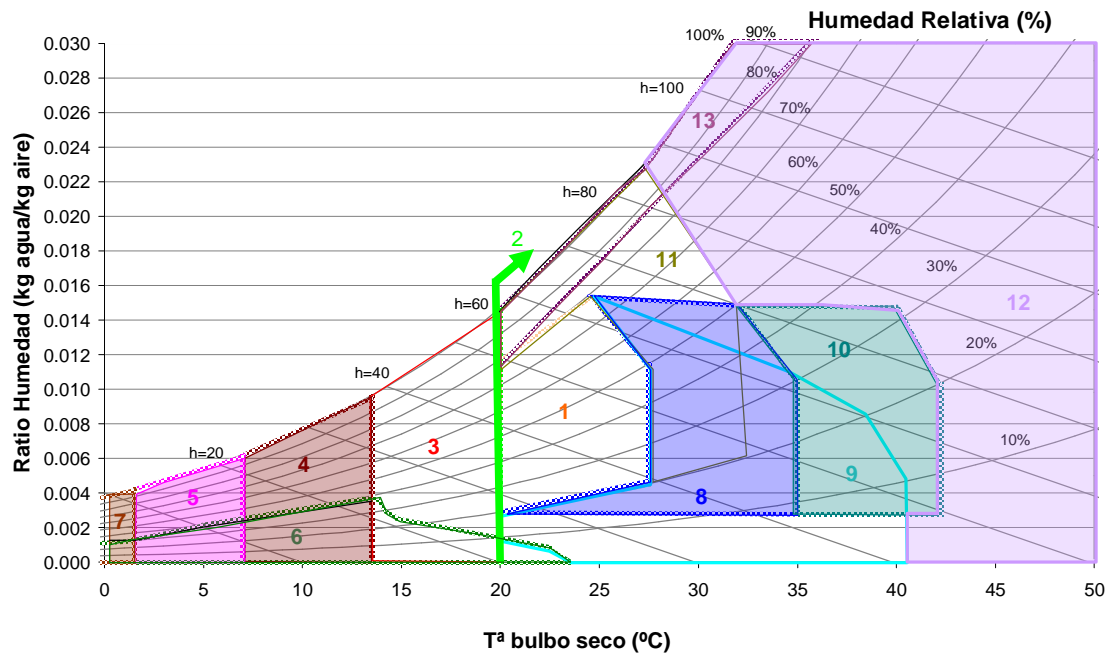


Figura 3.11. Diagrama de Givoni. Zonas de calefacción pasiva, activa y convencional. Zona de refrigeración de alta masa térmica, refrigeración de alta masa térmica y renovación nocturna y aire acondicionado.

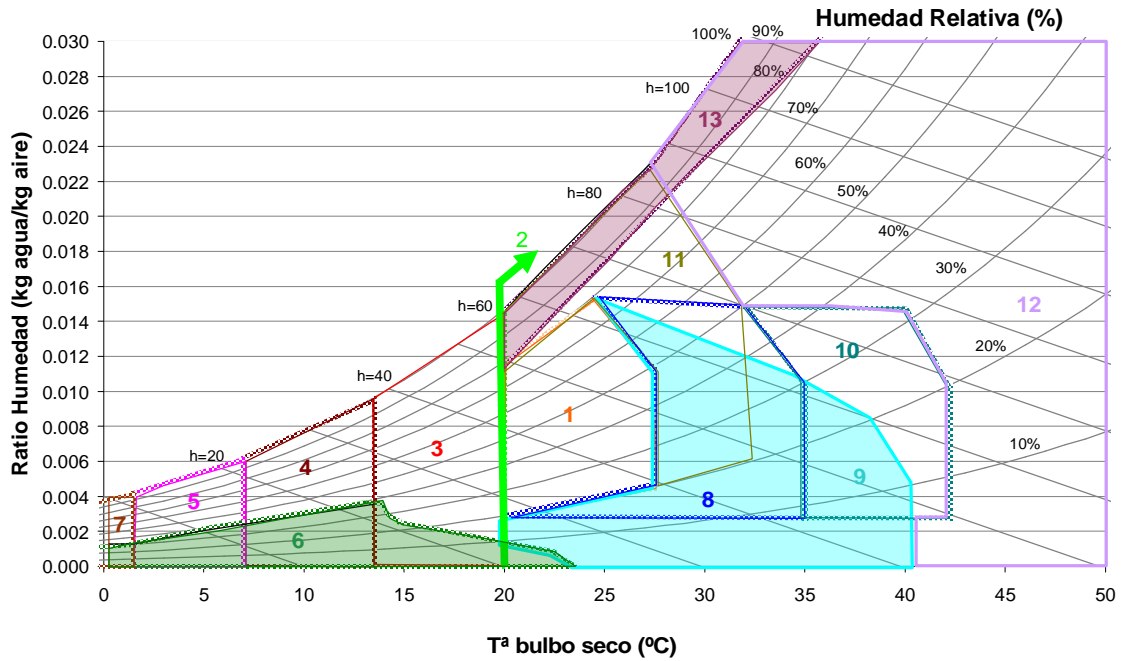


Figura 3.12. Diagrama de Givoni. Zonas de humidificación, refrigeración evaporativa y refrigeración con sistemas deshumidificativos.

A modo de ejemplo se ha construido la carta psicrométrica de Madrid desde junio hasta septiembre (Figura 3.13), donde los valores medios de temperatura ambiente son elevados y la humedad relativa es baja (web AEMET).

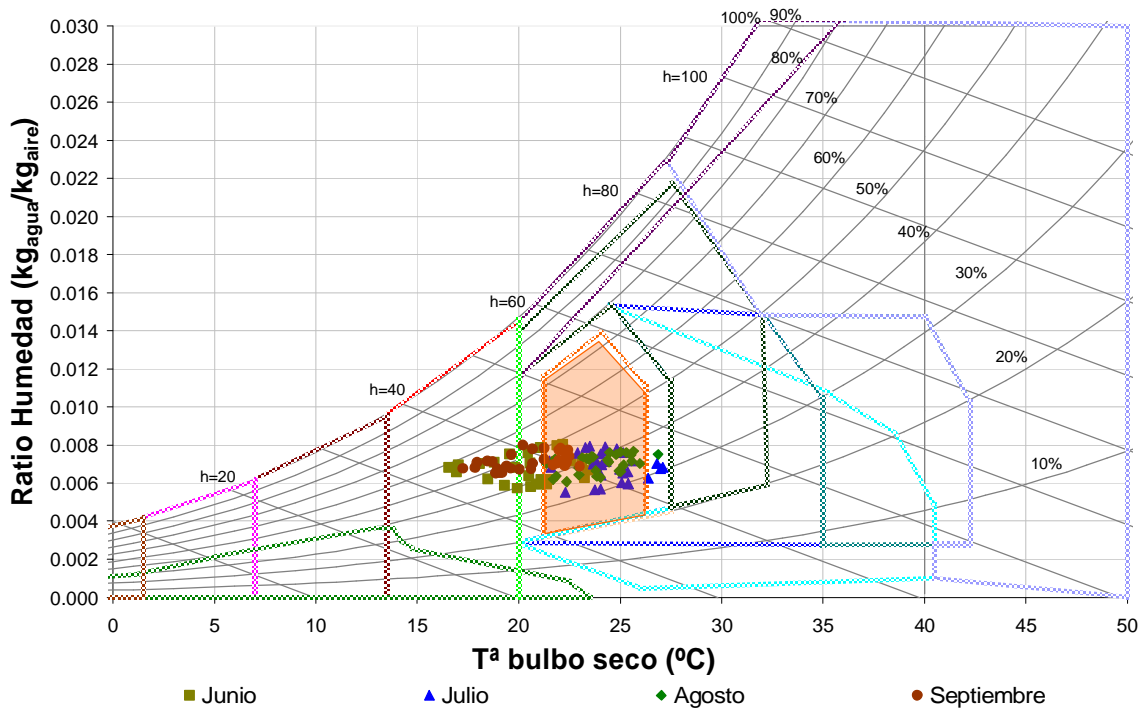


Figura 3.13. Diagrama de Givoni diario para los valores medios de los meses de verano para Madrid.

La carta de Givoni de Madrid, muestra que gran parte de los registros están dentro de la zona de confort térmico o de confort permisible (zonas 1 y 2). Cuando los valores ambientales están fuera de estas dos zonas y los valores de temperatura son elevados, las estrategias pasivas recomendadas son el uso de elementos de protección solar (zona 8), el enfriamiento por evaporación (zona 10) y la refrigeración por ventilación natural o mecánica (zona 12).

El diagrama de confort correspondiente a Madrid da una idea del alto potencial de aplicación que tienen las estrategias pasivas de sombreado, ventilación y evaporación para acondicionar térmicamente espacios abiertos en zonas urbanas de esta ciudad. Este hecho está en concordancia con el estudio de los recursos energéticos naturales existentes en el emplazamiento de la instalación analizada, (Heras et al, 2003), los cuales muestran elevadas temperaturas medias mensuales (en torno a 25 °C), bajos porcentajes de humedad relativa media mensual (en torno al 40 %), alta insolación (en torno a 6000 W/m²) y velocidades medias entre 1 y 5 m/s, durante el periodo estival.

**CAPÍTULO 4. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE
UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA DEL
“ÁRBOL DE AIRE” SUR DEL NUEVO
ENSANCHE DE VALLECAS.**

4.1. “ÁRBOLES DE AIRE” DEL NUEVO ENSANCHE DE VALLECAS (MADRID).

El bulevar principal del Nuevo Ensanche de Vallecas, de dirección N-S, dispone de tres estructuras metálicas cilíndricas que se han llamado “Árboles de Aire”, y que están destinadas a mejorar el confort ambiental de espacios abiertos mediante el acondicionamiento térmico de la zona peatonal durante los meses de verano. Se pretende con ello fomentar el intercambio social de la zona.

La Figura 4.1 muestra una fotografía de los tres “Árboles de Aire” diseñados por el Estudio de Arquitectos Ecosistema Urbano (web Ecosistema Urbano). Son estructuras compuestas por diferentes elementos pasivos que pretenden mejorar el confort ambiental de la zona. Aunque cada una de estas estructuras tiene una configuración y funcionalidad diferente, todas ellas disponen de micronizadores de agua dirigidos hacia el interior, así como un conjunto de paneles fotovoltaicos que suministran la energía necesaria para un funcionamiento autónomo.

La torre situada más al sur (Figura 4.1a) cuenta con 16 estructuras cilíndricas, montadas sobre un armazón cilíndrico de mayor tamaño, que actúan como torres de viento evaporativas. La estructura ubicada en el centro (Figura 4.1b) tiene una cubierta vegetal para atemperar la temperatura en el “Árbol de Aire” central. Por último, el “Árbol de Aire” situado en el extremo Norte (Figura 4.1c) dispone de una pantalla que sirve de televisión a la vez que sombrea el interior del recinto y favorece el flujo vertical de aire por efecto chimenea.

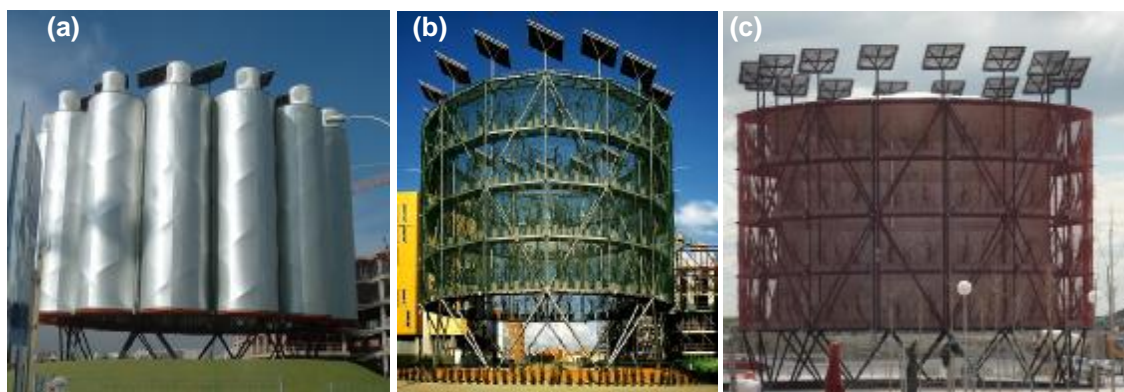


Figura 4.1. “Árboles de Aire” del Bulevar de Vallecas: (a) Evaporativo; (b) Con cubierta vegetal; (c) Pantalla TV.

El trabajo que se presenta en esta memoria se centra en el estudio teórico – experimental del comportamiento térmico del “Árbol de Aire” sur del Nuevo Ensanche de Vallecas, en base a las medidas efectuadas durante el verano de 2008.

4.2. “ÁRBOL DE AIRE” SUR.

4.2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL.

La estructura metálica cilíndrica hueca del “Árbol de Aire” sur tiene 18 m de altura y diámetros interno y externo de 18 m y 25 m respectivamente, y está envuelta por una doble cubierta de plástico como puede verse en la Figura 4.2. La cubierta interna (color blanco) es de polietileno reforzado con gran resistencia a la torsión y al desgarre, y la externa (color verde) de polietileno de alta densidad.

Sobre esta estructura se apoyan las 16 torres de viento anteriormente mencionadas, y cada una de ellas tiene: un captador de viento, una corona de micronizadores de agua para producir una refrigeración evaporativa y un ventilador en la parte superior (Figura 4.3). Cuando los diferentes elementos entran en funcionamiento se obtiene un flujo de aire frío descendente por el interior de las torres, el cuál sale por los difusores ubicados en la zona inferior de cada una de ellas. La estructura global se apoya sobre una elevación artificial del terreno, compuesta por una base de caucho reciclado, cuya finalidad es confinar el confort térmico en el interior del recinto peatonal (Figura 4.4).



Figura 4.2. Lonas de plástico del “Árbol de Aire” sur.



Figura 4.3. Componentes del “Árbol de Aire” sur.

La corona de paneles solares fotovoltaicos, colocados en la parte superior del “Árbol de Aire” (Figura 4.5), es capaz de suministrar la energía eléctrica necesaria a todos los elementos y equipos de la instalación, y de generar un excedente que se vende a la Red Eléctrica de España (REE).



Figura 4.4. Talud sintético y salida de los difusores de las torres del “Árbol de Aire”.

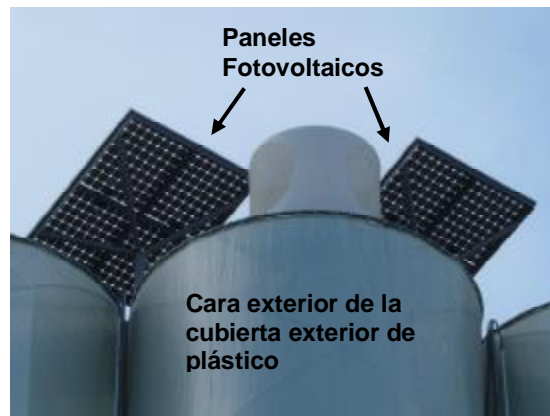


Figura 4.5. Corona de paneles fotovoltaicos y cara exterior de la cubierta exterior de plástico.

4.2.2. ELEMENTOS SOLARES PASIVOS Y ACTIVOS.

El “Árbol de Aire” sur se ha diseñado y construido combinando varias tecnologías pasivas de refrigeración natural para los meses de calor (Tato et al, 2004), aprovechando fundamentalmente, los mecanismos de ventilación natural y de refrigeración evaporativa por humidificación del aire. Los principales elementos solares (pasivos y activos) de la instalación son:

§ **Elementos para ventilación natural.** Son las 16 torres de viento mencionadas, de 12 m de altura y 1.25 m de diámetro (Figura 4.6). El captador de vientos situado en la parte superior es cilíndrico, con 1.8 m de longitud y 1.5 m de diámetro, dotado de tres aberturas de 1 m de diámetro, protegidas con una malla anti pájaros (Figura 4.7). La orientación de estas aberturas es diferente para cada torre, siendo la de la torre de viento utilizada en el estudio la que permite la captación de los vientos preferentes del bulevar (SO-NE).

§ **Elementos de sombra.** Dos lonas de polietileno, con una transmitancia global del 25 % para la radiación directa, cubren lateralmente la estructura global.

§ **Sistemas de humidificación.** La humidificación para generar una refrigeración evaporativa se efectúa por medio de 6 micronizadores de agua, con 96 boquillas capaces de inyectar, cada una de ellas, un caudal nominal de $1.58 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ en forma de gotas de $0.2 \times 10^{-6} \text{ m}$ de diámetro cuando trabajan con una presión de 70 bares. Un ventilador de 6 palas de acero con diámetro de 0.975 m y potencia de 0.4 kW a 1400 r.p.m. puede suministrar un caudal de aire de $2.22 \text{ m}^3/\text{s}$. Humidificadores y ventiladores entran simultáneamente en funcionamiento cuando se satisfacen las condiciones de temperatura y humedad relativa ambiente

impuestas por el sistema de control de la instalación. Los ensayos realizados muestran que se consigue una refrigeración casi adiabática y un flujo de aire en la parte superior de la torre prácticamente constante.



Figura 4.6. Torres de viento del “Árbol de Aire”.



Figura 4.7. Captador de vientos de cada torre.

§ **Difusores del aire saliente.** El flujo de aire forzado por el ventilador y enfriado por la evaporación del agua suministrada, desciende por el interior de la torre hasta la zona más baja en la que se han instalado siete toberas orientables (difusores troncocónicos) giradas 30° (Figura 4.8). Estas toberas tienen como función dirigir el aire frío hacia el interior del recinto peatonal.



Figura 4.8. Difusores troncocónicos a la salida de cada torre de viento.

§ **Sistema de bombeo de agua.** El agua, que alimenta tanto a los micronizadores como al sistema de riego de las plantas, proviene de la Red de Abastecimiento de la ciudad. Es impulsado hasta la parte superior de la estructura por una bomba de alta presión, de 3 pistones sumergidos y motor trifásico de 2.2 kW y caudal nominal de $25 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ a 58.84 bares.

§ **Vegetación en la cubierta interior.** La colocación de vegetación de hoja perenne en la parte interior del “Árbol de Aire” (Figura 4.9), tiene como función principal la refrigeración natural por la evapotranspiración que producen las plantas. Esta cubierta vegetal también sombrea una de las caras de las torres de viento, por lo que se reduce la ganancia solar y el consiguiente calentamiento del aire.

§ **Paneles solares Fotovoltaicos.** Se han instalado 16 unidades de 4 módulos I-165, con una superficie de captación total de 80 m². Los paneles empleados son de ISOFOTÓN, con células de silicio monocristalino, texturadas y con una capa antirreflexiva. La cara de exposición al Sol está protegida del exterior por un vidrio templado de alta transmisividad, y la posterior con varias capas de Tedlar. Los paneles, orientados al Sur con una inclinación de 20° sobre la horizontal (Figura 4.10), suministran la energía necesaria a todos los elementos de la instalación.



Figura 4.9. Detalle de la vegetación interior.



Figura 4.10. Detalle de la instalación solar fotovoltaica.

4.3. EVALUACIÓN ENERGÉTICA EXPERIMENTAL O MONITORIZACIÓN.

El seguimiento y la evaluación experimental en condiciones reales de uso del Bulevar de la Naturaleza en el Nuevo Ensanche del PAU de Vallecas (Madrid), ha sido realizado por la Unidad de Investigación de Eficiencia Energética en Edificación del CIEMAT (UiE3) (Soutullo et al, 2005). En la práctica, el estudio en profundidad se efectuó únicamente sobre el “Árbol de Aire” sur, no sólo por la escasez de los recursos económicos del proyecto, sino también por que “a priori” era la instalación de mayor interés científico.

Los objetivos principales de la evaluación energética del “Árbol de Aire” sur, eran analizar su comportamiento en condiciones reales de uso, y obtener unas primeras pautas de diseño para el dimensionado y construcción de este tipo de torres de viento evaporativas. Inicialmente se planteó la evaluación experimental, con el fin de conocer tanto la evolución térmica registrada en el interior del recinto como su influencia sobre el entorno cercano, por lo que los escenarios de estudio han sido tres: interior del “Árbol de Aire”, interior de una de las torres de viento y entorno cercano a la instalación. Una estación meteorológica ubicada en las inmediaciones, ha permitido obtener valores reales de la temperatura del aire, la humedad relativa, la radiación solar global, la velocidad y dirección del viento en la zona durante la campaña de ensayos. Los valores de estas variables climatológicas se usan como datos de entrada tanto a los modelos

teóricos desarrollados en capítulos posteriores, como para el cálculo del nivel de sensación térmica, TS, que evalúa el confort ambiental exterior.

4.3.1. MONITORIZACIÓN DEL ARBOL DE AIRE.

La monitorización del “Árbol de Aire” sur se llevó a cabo durante un periodo de tiempo bastante prolongado: desde julio de 2008 hasta septiembre de 2009, lo que corresponde a dos campañas de medidas experimentales durante el periodo estival. Desafortunadamente y debido a numerosas incidencias ajenas a la investigación, únicamente la primera parte del verano de 2008 ha proporcionado datos fiables para el análisis, como revela el estudio realizado por Soutullo et al (2010).

Ya en los inicios de la campaña experimental, se detectaron numerosos problemas con la Red Eléctrica, la accesibilidad al Sistema de Adquisición de Datos y la regulación de las señales de control de los sistemas evaporativos, hechos que dificultaron enormemente el proceso de toma de datos experimentales y el seguimiento de los equipos. Para tratar de solventar este problema, el CIEMAT instaló sendos pares de sensores inalámbricos en el interior y en el exterior de una de las torres de viento evaporativas, que eliminaron la necesidad de cableado pero obligaron a una descarga de datos más frecuente.

En previsión de posibles problemas de vandalismo, que lamentablemente se presentan con cierta frecuencia en instalaciones accesibles a cualquier viandante, prácticamente todos los sensores tuvieron que colocarse a una altura superior a 4 m. A pesar de ello, se han tenido numerosos problemas de roturas y hurtos en algunos de los equipos ubicados en las posiciones inferiores, que han imposibilitado la obtención de datos de algunos de los sensores ubicados en esta zona. La Figura 4.11 muestra la ubicación inicial de todos los sensores instalados.

Todos los sensores empleados fueron previamente calibrados y elegidos de forma que la incertidumbre en las medidas fuera inferior al 3 %.

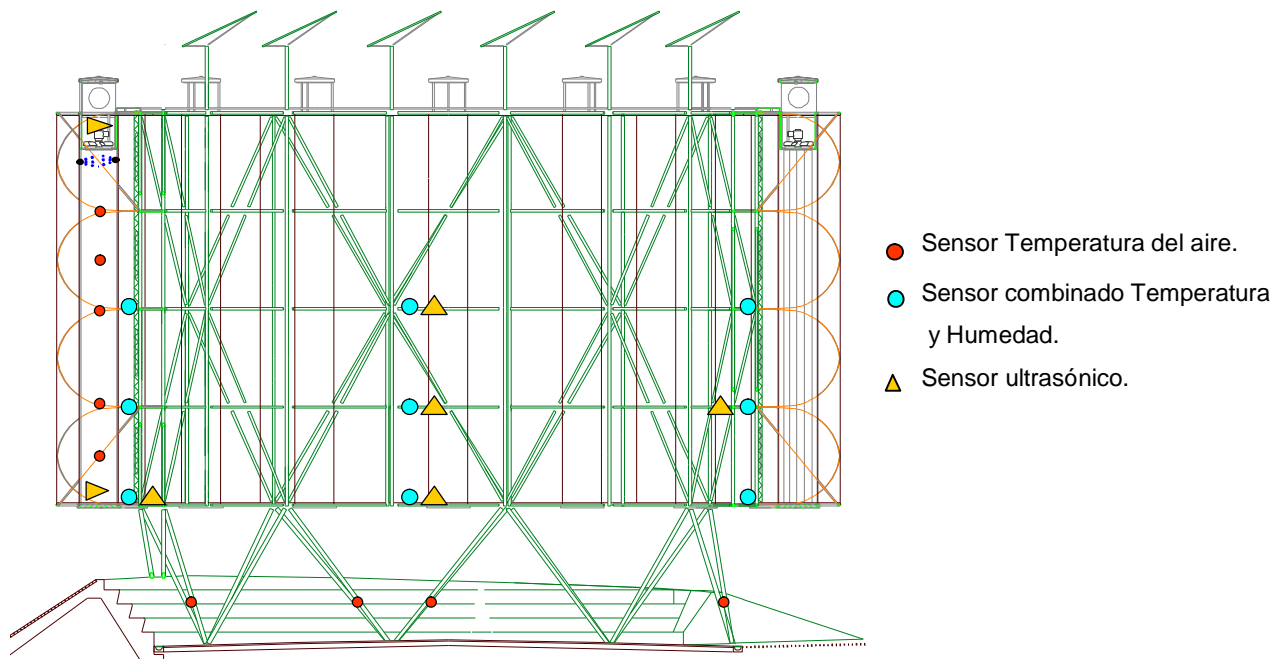


Figura 4.11. Ubicación de los sensores instalados en el “Árbol de Aire” sur.

4.3.2. EQUIPOS DE MEDIDA.

§ Estación meteorológica.

Las medidas climatológicas en el Bulevar de la Naturaleza del Nuevo Ensanche de Vallecas durante el periodo de análisis, se han realizado con la estación meteorológica del proyecto europeo SUNRISE (Soutullo et al, 2008), ubicada en la azotea de un edificio próximo al “Árbol de Aire” (Calle Valderrebollo). La Tabla 4.1 recoge todos los sensores empleados por esta estación meteorológica (Figura 4.12), las variables registradas y el etiquetado que reciben.



Figura 4.12. Estación meteorológica SUNRISE.

Tabla 4.1. Sensores de la estación meteorológica SUNRISE.

Estación Meteorológica SUNRISE		
Nombre	Variable Medida	Elementos de medida
T_{ext}	Temperatura bulbo seco	1
HR_{ext}	Humedad Relativa	2
$I_{g_{ext}}$	Radiación Solar Global Horizontal	3
$V_{v_{ext}}$	Velocidad Viento	4
DV_{ext}	Dirección Viento	5

Las características de los sensores utilizados en esta estación meteorológica así como los empleados en los tres escenarios de la monitorización son³:

§ **Elemento 1 (Young).** Termorresistencias de platino PT100, para la medida de temperaturas en el rango de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y precisión de $\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$. La lectura es convertida a una salida en intensidad de corriente (4 a 20 mA), lo que permite ubicar el sensor lejos del Sistema de Adquisición de Datos. Este sensor, correctamente ventilado en todo momento, está protegido mediante una carcasa que evita la acción directa de la radiación solar y el mojado por la lluvia. Se tienen tres tipos de protecciones: una para el exterior (Figura 4.13), otra para el interior de la torre y una vaina para el interior de la estructura.

§ **Elemento 2 (Young).** Sensor capacitivo para medida de la humedad relativa del aire, en el rango $[0, 100]\%$, y una precisión de $\pm 2\%$. Este sensor, provisto de un convertidor que proporciona una señal de salida en intensidad de corriente de 4-20 mA, también está protegido del exterior (lluvia, insolación), tal y como puede verse en la Figura 4.13.

§ **Elemento 3.** Es un piranómetro Kipp and Zonnen para la medida de la radiación solar global, en el rango de $[0,4000]\text{ W/m}^2$, con una sensibilidad de $17\text{ }\mu\text{V/Wm}^2$ y una precisión del orden de $\pm 2\%$ (Figura 4.14).

§ **Elemento 4 (Geónica).** Es un anemómetro generador de pulsos proporcionales a la velocidad del viento, el rango de medidas es de $[0, 50]\text{ m/s}$, con una precisión del orden de $\pm 0.5\text{ m/s}$ y un umbral mínimo de arranque en torno a 1.1 m/s . La señal de salida eléctrica es intensidad de corriente entre 4 y 20 mA.

³ Las especificaciones técnicas de los equipos utilizados pueden verse en las páginas web de los correspondientes fabricantes.



Figura 4.13. Combinado de temperatura y humedad con carcasa protectora para el exterior.

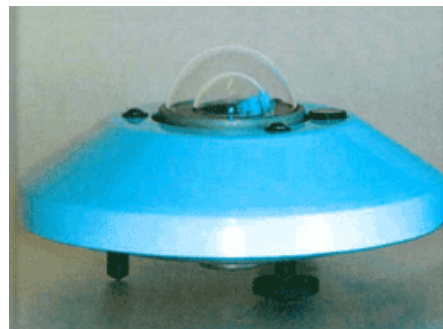


Figura 4.14. Piranómetro.

§ **Elemento 5 (Geónica).** Veleta para la determinación de la dirección del viento. Con rango de medida de 0° a 360° mecánicos (352° eléctricos) y precisión del orden de $\pm 5^{\circ}$. La señal de salida eléctrica es intensidad entre 4 y 20 mA

§ **Elemento 6 (WindSonic).** Anemómetro ultrasónico biaxial para la medida simultánea de la dirección y la velocidad del viento (Figura 4.15), en los rangos $[0, 30]$ m/s y $[0, 359]^{\circ}$, con precisiones de $\pm 2\%$ y $\pm 3\%$ respectivamente. Su funcionamiento se basa en la medida del tiempo que tarda un pulso ultrasónico en recorrer la distancia emisor-receptor (ubicado en el dispositivo). La salida es de 4 a 20 mA.

§ **Elemento 7 (TC).** Registra la temperatura del aire mediante termorresistencias RTD de platino PT100, con un rango de -50°C a 50°C y una precisión de $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$. La señal de salida eléctrica es intensidad de corriente de 4 a 20 mA (Figura 4.16). Este sensor se ubica dentro de una vaina.



Figura 4.15. Anemómetro ultrasónico biaxial.



Figura 4.16. Sensor RTD de temperatura.

§ **Elemento 8 (TandD, T&D Corporation).** Es un dispositivo inalámbrico que mide la temperatura del aire con un termistor, en el rango [- 40, 80] °C y una precisión de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$. El elemento sensor está ubicado en el interior de una carcasa, por lo que tiene una elevada protección contra el agua (IP67). Este equipo (RTR-51) está compuesto por dos sensores: un emisor y un receptor conectados a un ordenador. La distancia entre ambos dispositivos debe ser inferior a 100 m con una trayectoria libre de obstáculos (Figura 4.17). El receptor debe estar conectado a un ordenador para descargar los datos y hacer los cambios o modificaciones necesarias en el equipo emisor.

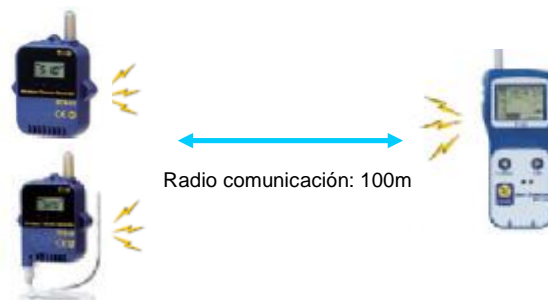


Figura 4.17. Sensores inalámbricos.

§ **Elemento 9 (TandD, T&D Corporation).** Es un equipo inalámbrico de dos sensores para la medida de la temperatura del aire - termorresistencia PT100, [0, 55] °C y precisión $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ - y de la humedad relativa -sensor capacitivo [10, 95] % y precisión de $\pm 5\%$ -. Ambos sensores están ubicados fuera de la carcasa, aunque protegidos del exterior mediante una vaina (IP64). Este equipo (RTR-53) también está compuesto por un emisor y un receptor conectado a un ordenador, situado a una distancia máxima de 100 m libre de obstáculos.

El Sistema de Adquisición de Datos (SAD) empleado es el LogBook, distribuido por la empresa IOTECH, el cuál realiza una conversión analógico-digital de 16 bits y un muestreo a 100 kHz. Al trabajar en modo remoto, graba todos los datos registrados en una tarjeta de memoria extraíble. El equipo es programable, por lo que permite definir el número y tipo de canales empleados, la frecuencia de las lecturas, el almacenamiento, el formato de los datos y la conversión de las señales eléctricas procedentes de los sensores en las magnitudes físicas correspondientes.

Aunque las medidas efectuadas se registran cada cinco segundos sólo se almacena el valor promedio correspondiente a periodos de diez minutos, excepto en las medidas de la velocidad del viento donde el valor almacenado es el promedio de las medidas efectuadas durante un minuto. El volcado de los datos se ha realizado con una periodicidad de dos meses a través de una conexión con un puerto serie o paralelo entre el sistema LogBook y un ordenador.

A continuación se describe el conjunto de los sensores utilizados para las medidas de las diferentes variables en los distintos escenarios de la monitorización.

§ Escenario 1: interior del “Árbol de Aire”.

En este escenario se han instalado equipos en cuatro zonas distintas (Figura 4.18): caras sur y norte, zona centro y en el interior de la estructura, en cuatro niveles diferentes sobre el suelo: a 1 m, nivel 1 a 4.5 m, nivel 2 a 7.6 m y nivel 3 a 10.7 m.

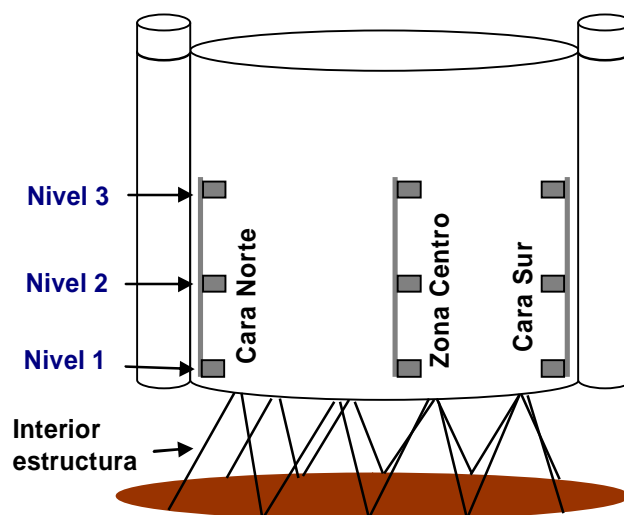


Figura 4.18. Esquema de las diferentes zonas y niveles de los sensores instalados en el “Árbol de Aire”.

En las Tablas 4.2 se recogen todos los equipos instalados en el interior del recinto del “Árbol de Aire”, detallando el tipo de variables, el sensor empleado, la etiqueta que se le ha asignado y la altura sobre el nivel del suelo. Los sensores marcados con (*) son los que han sufrido algún tipo de desperfecto y no han podido ser utilizados en el posterior análisis de los datos.

Tabla 4.2a. Escenario 1: interior del “Árbol de Aire” en la cara Sur (S)

CARA SUR			
Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Altura (m)
T.int S3	Tª bulbo seco	1	10.7
HR.int S3	Humedad relativa	2	10.7
T.int S2	Tª bulbo seco	1	7.6
HR.int S2	Humedad relativa	2	7.6
V.sonico S2	Velocidad viento	6	7.6
DV S2	Dirección viento	6	7.6
T.int S1 (*)	Tª bulbo seco	1	4.5
HR.int S1 (*)	Humedad relativa	2	4.5

Tabla 4.2b. Escenario 1: interior del “Árbol de Aire” en la cara Norte (N)

CARA NORTE			
Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Altura (m)
T.int N3	Tª bulbo seco	1	10.7
HR.int N3	Humedad relativa	2	10.7
T.int N2	Tª bulbo seco	1	7.6
HR.int N2	Humedad relativa	2	7.6
T.int N1	Tª bulbo seco	1	4.5
HR.int N1	Humedad relativa	2	4.5
V.sonico N1	Velocidad viento	6	4.5
DV N1	Dirección viento	6	4.5

Tabla 4.2c. Escenario 1: interior del “Árbol de Aire” en la zona Centro.

ZONA CENTRO			
Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Altura (m)
T.int C3	Tª bulbo seco	1	10.7
HR.int C3 (*)	Humedad relativa	2	10.7
V.sonico C3	Velocidad viento	6	10.7
DV C3	Dirección viento	6	10.7
T.int C2	Tª bulbo seco	1	7.6
HR.int C2	Humedad relativa	2	7.6
V.sonico C2	Velocidad viento	6	7.6
DV C2	Dirección viento	6	7.6
T.int C1 (*)	Tª bulbo seco	1	4.5
HR.int C1 (*)	Humedad relativa	2	4.5

Tabla 4.2d. Escenario 1: interior de la estructura del “Árbol de Aire”.

INTERIOR ESTRUCTURA			
Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Altura (m)
Test S ⁴	Tª bulbo seco	1	1
Test N	Tª bulbo seco	1	1
Test E	Tª bulbo seco	1	1
Test O	Tª bulbo seco	1	1

⁴ Este equipo fue inutilizado a partir del mes de agosto.

Tabla 4.2e. Escenario 1: otras ubicaciones en el “Árbol de Aire”.

OTRAS UBICACIONES			
Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Altura (m)
T2	T ^a bulbo seco	8	16.5 m
T1	T ^a bulbo seco	8	6 m

Los sensores en las caras norte y sur se montaron sobre sendas varillas soldadas al exterior de la estructura principal (Figura 4.19), mientras que los de la zona centro están sobre una varilla central vertical, sujeta por tres cables a la estructura metálica a fin de evitar las oscilaciones por la acción del viento (Figura 4.20). Los sensores de la estructura se han instalado en el interior de cuatro patas del “Árbol de Aire”.



Figura 4.19. Varillas laterales donde se han instalado los sensores de las zonas norte y sur.



Figura 4.20. Varilla central donde se han instalado los sensores de la zona centro.

A pesar de todas las precauciones tomadas, muchos de ellos han sufrido desperfectos (roturas o robos).

§ Escenario 2: Interior de una de las Torres de Viento.

La Tabla 4.3 resume, de forma similar a las Tabla 4.2, todos los equipos de medida instalados en el interior de la torre de viento monitorizada: sensores sónicos biaxiales, sensores de temperatura del aire, equipos inalámbricos para la medida de la temperatura de bulbo seco y humedad relativa, y cinco termorresistencias de platino (RTD) distribuidas a lo largo de una varilla interior.

Tabla 4.3. Escenario 2: interior de la Torre de viento monitorizada.

Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Ubicación	Altura (m)
T.TR5	Tª bulbo seco	1	Entrada al ventilador	16.5
V.TR5	Velocidad viento	6	Entrada al ventilador	16.5
VD.TR5	Dirección viento	6	Entrada al ventilador	16.5
T.TR1	Tª bulbo seco	1	Antes salida difusores	4.75
V.TR1	Velocidad viento	6	Antes salida difusores	4.75
VD.TR1	Dirección viento	6	Antes salida difusores	4.75
T.TR5 varilla	Tª bulbo seco	7	5ª Planta	15.9
T.TR4 varilla	Tª bulbo seco	7	4ª Planta	13.9
T.TR3 varilla	Tª bulbo seco	7	3ª Planta	10.7
T.TR2 varilla	Tª bulbo seco	7	2ª Planta	7.6
T.TR1 varilla	Tª bulbo seco	7	1ª Planta	4.5
TH2	Tª bulbo seco	9	Después del ventilador	16
HR.TH2	Humedad relativa	9	Después del ventilador	16
TH1	Tª bulbo seco	9	Antes salida difusores	4.5
HR.TH1	Humedad relativa	9	Antes salida difusores	4.5

§ Escenario 3: entorno cercano al “Árbol de Aire”.

Los sensores están colocados en la parte más alta de dos farolas próximas a la instalación, situadas al norte y al sur de la misma, para medidas en el entorno cercano al “Árbol de Aire”, los cuales se muestran en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Escenario 3: entorno cercano al “Árbol de Aire”.

Nombre	Variable Medida	Tipo Sensor	Ubicación	Altura (m)
T.ext N	Tª bulbo seco	1	Farola Norte	4
HR.ext N	Humedad relativa	2	Farola Norte	4
T.ext S	Tª bulbo seco	1	Farola Sur	4
HR.ext S	Humedad relativa	2	Farola Sur	4

4.4. FILTRADO DE LAS MEDIDAS.

Ya desde una primera fase del análisis de datos, se detectaron numerosas incidencias que dificultaron el estudio de las torres de viento evaporativas y la validación de los modelos teóricos creados para la caracterización física de estos sistemas. Estos problemas, relacionados principalmente con el sistema de control, el suministro de agua y el mantenimiento de toda la instalación, dieron lugar a que, de la amplia serie de medidas realizadas, sólo resultaron útiles para evaluar el comportamiento energético del sistema, las tomadas en el periodo de cuatro días comprendido entre las 0 horas del 17 de julio de 2008 hasta las 12 h del día 21 de ese mismo mes. Estas medidas han sido las únicas empleadas en el estudio final.

Uno de los principales problemas ha sido el desconocimiento de los tiempos reales de funcionamiento de los sistemas evaporativos, regulados por el controlador automático de la instalación, al cual no se tuvo acceso en ningún momento de la monitorización. Este equipo era el encargado de accionar el arranque y la parada de los sistemas de humidificación, su duración y el tiempo de los ciclos existentes entre ellos, y fue diseñado para que los micronizadores y los ventiladores arrancasen simultáneamente cuando se alcanzasen las consignas establecidas: $T_{ext} > 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $HR_{ext} < 75\%$.

Se ha hecho una estimación de los periodos de funcionamiento de los sistemas evaporativos, a través de las medidas de temperatura de bulbo seco y humedad relativa efectuadas por los equipos inalámbricos en el interior de la torre de viento, y por el anemómetro sónico instalado en la parte inferior de la misma. Se ha supuesto que han entrado en funcionamiento los micronizadores de agua cuando la diferencia de las humedades relativas entre la parte superior e inferior de la torre es mayor que el 10 %, y del ventilador cuando la velocidad del aire en la posición más baja es superior a 0.5 m/s.

Para ilustrar este procedimiento, se ha representado en la Figura 4.21 la evolución de la temperatura de aire de bulbo seco (ordenada izquierda) y la humedad relativa ambiente (ordenada derecha). Sobre estos registros se ha superpuesto en la parte superior, los tiempos estimados de arranque y parada de los micronizadores (línea negra) y ventiladores (línea gris). En esta figura puede verse que micronizadores y ventiladores arrancan prácticamente al mismo tiempo, mientras que existe un desfase en la parada de aproximadamente una hora, prolongándose más los micronizadores. Este hecho nos hace suponer que no se consigue la evaporación total de la gota de agua en la zona cercana a los micronizadores, por estar el aire saturado de humedad, lo que produce el mojado por goteo de las carcasas protectoras de los sensores de las posiciones inferiores, los cuales regulan los ciclos de funcionamiento de estos equipos. Bajo estas hipótesis, el desfase obtenido en la parada de ambos sistemas representaría el tiempo necesario para que las carcasas se sequen.

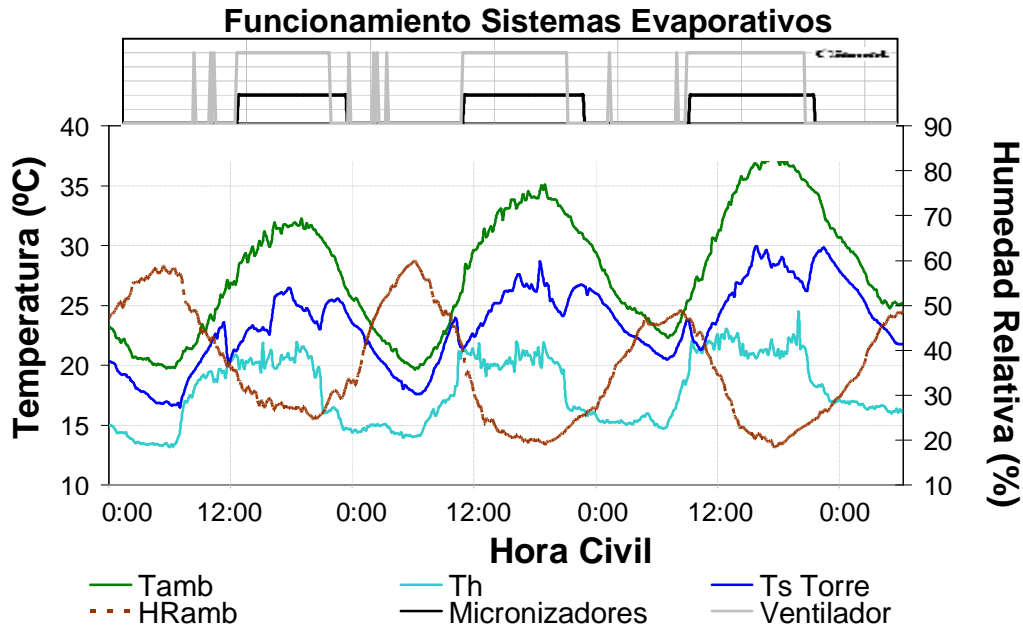


Figura 4.21. Funcionamiento de los sistemas evaporativos.

4.5. MEDIDAS EXPERIMENTALES.

4.5.1. CLIMATOLOGÍA DE VALLECAS.

De la comparación de las medidas realizadas por la estación meteorológica SUNRISE, con los datos de los Años Tipo (más de 10 años de medidas) que la Agencia Estatal de Meteorología (AEMET) dispone para la zona sur de la Comunidad de Madrid, se deduce que el verano de 2008 fue ligeramente más caluroso ($1\text{ }^{\circ}\text{C}$ de temperatura por encima de la media del periodo) y seco (4 % de humedad relativa por debajo de la media). Además, las desviaciones entre las temperaturas medias y los valores extremos (máximos y mínimos) registrados por la estación SUNRISE son superiores a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, con oscilaciones máximas diarias de $11\text{ }^{\circ}\text{C}$. En lo referente a la humedad relativa ambiente, los valores máximos medios son un 20 % más altos durante las horas de máxima radiación solar, mientras que los mínimos son un 16 % más bajos que los valores medios de verano. Los errores de dispersión obtenidos en las medidas de temperatura y humedad relativa ambiente, son de $\pm 0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\pm 2\text{ }%$ respectivamente, y de $\pm 30\text{ W/m}^2$ para la irradiancia solar.

Una de las variables climáticas más influyentes a la hora de analizar el comportamiento de este tipo de torres es la velocidad y la dirección del viento. Los errores de dispersión de estas medidas son de $\pm 0.5\text{ m/s}$ para la velocidad y de 20° para la dirección del viento. Las Figuras 4.22 y 4.23 muestran el histograma de velocidades y la rosa de los vientos respectivamente, construidos a partir de las medidas de SUNRISE durante los meses de julio, agosto y septiembre de 2008.

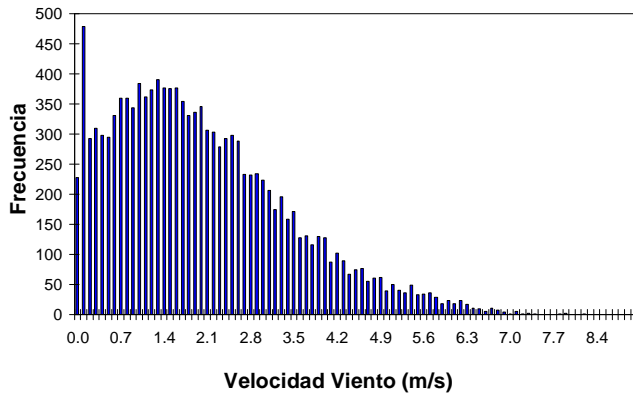


Figura 4.22. Histograma de las velocidades del viento exterior registradas en verano de 2008.

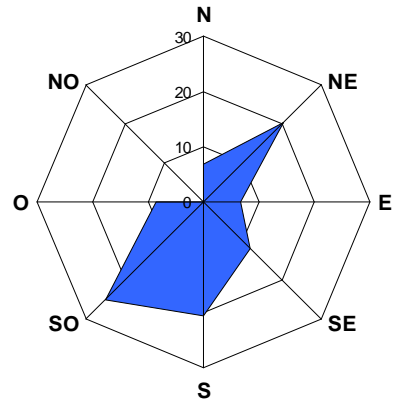


Figura 4.23. Rosa de vientos obtenida en el bulevar durante el verano de 2008.

El análisis del histograma indica que la velocidad del viento exterior más frecuente a lo largo de estos tres meses oscila entre 1 y 3 m/s, con altos porcentajes de periodos en calma (de 0 a 1 m/s). Las velocidades superiores a 4 m/s representan menos del 25 % del total. Del análisis de la rosa de los vientos se concluye que la dirección dominante en esta zona para el periodo evaluado es la Suroeste, con fuertes componentes Sur y Noreste.

4.5.2. INTERIOR DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR.

Los valores de temperatura y humedad relativa registrados a diferentes alturas (superiores a 4 m) en el interior del “Árbol de Aire”, son prácticamente iguales y coincidentes con los registrados en la estación meteorológica SUNRISE, tal y como muestran las Figuras 4.24 y 4.25.

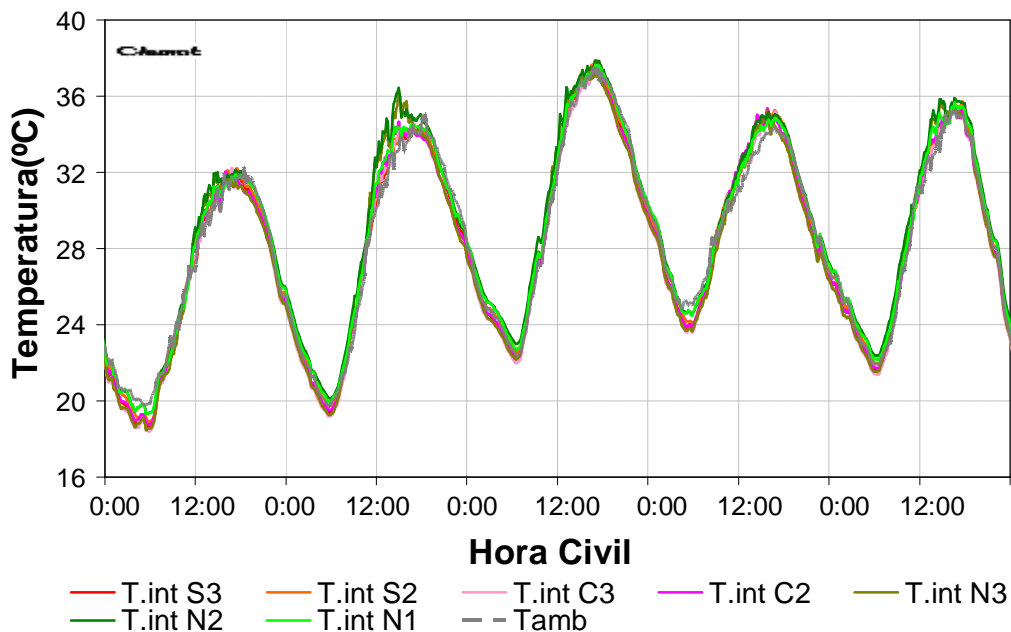


Figura 4.24. Temperaturas registradas en el interior del “Árbol de Aire”.

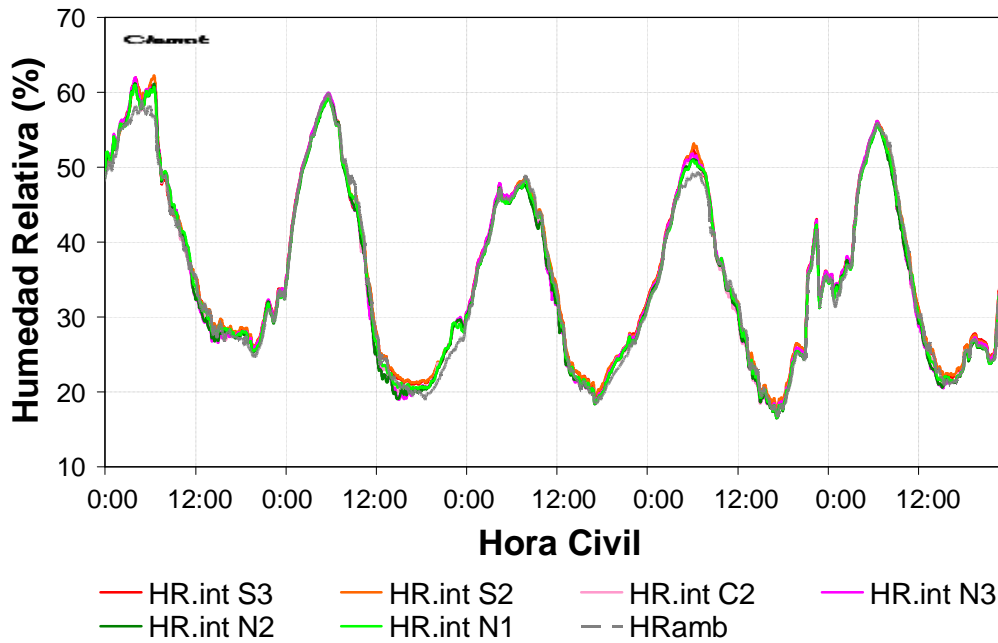


Figura 4.25. Humedades relativas registradas en el interior del “Árbol de Aire”.

Las Figuras 4.24 y 4.25 ponen de manifiesto, la no influencia de las torres de refrigeración evaporativa sobre el espacio interior del “Árbol de Aire” para dichas alturas. Los errores de dispersión obtenidos en todas las medidas de temperatura y humedad relativa en el interior del recinto, son de ± 0.4 °C y ± 2 % respectivamente.

Las cuatro termoresistencias instaladas en el interior de la estructura del “Árbol de Aire” (aproximadamente a 1 m sobre el suelo), se colocaron para determinar las condiciones climáticas al nivel de las personas. Están ubicadas dentro de cuatro patas metálicas para evitar robos (posiciones N, S, E y O), por lo que no fueron ventiladas adecuadamente. Por ello, sólo la termoresistencia de la pata Sur (en sombra durante la mayor parte del día), ha podido ser utilizada para seguir la evolución de la temperatura del aire a 1 m del suelo, aunque lamentablemente dejó de funcionar a principios de agosto. Los valores registrados por el resto de los equipos, deben ser corregidos del efecto de la irradiación para poder ser empleados. Los errores de dispersión obtenidos con estas medidas de temperatura oscilan entre ± 0.4 °C para el sensor ubicado en el Sur, ± 0.5 °C para el del Norte y ± 0.7 °C para los sensores del Este y Oeste.

El análisis de las medidas de este sensor ubicado en el Sur (línea naranja en la Figura 4.26), nos permitió conocer que cuando funcionan los sistemas evaporativos se produce un descenso medio de la temperatura seca del aire, en el nivel de ocupación de las personas, de 4.3 °C, con máximos descensos de 7.5 °C, por lo que se puede afirmar que el sombreado de la estructura y la

acción de los sistemas evaporativos mejora las condiciones de confort ambiental⁵. Las líneas azules y verdes de la Figura 4.26, confirman el efecto del calentamiento por la incidencia de la radiación solar sobre los sensores instalados en las otras patas de la estructura.

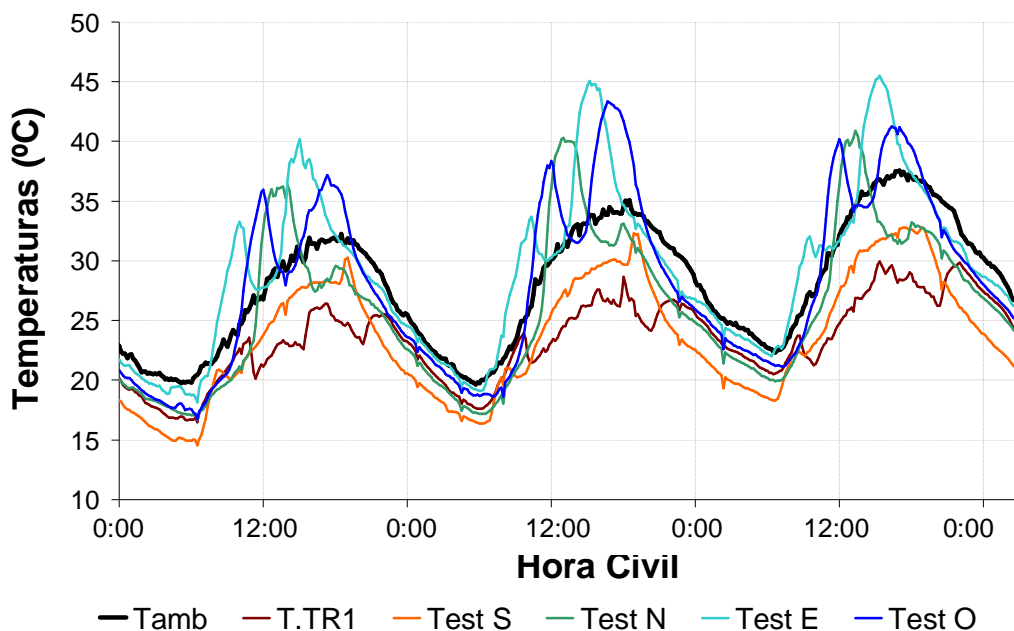


Figura 4.26. Temperaturas en el interior de la estructura del “Árbol de Aire”.

La Figura 4.27 muestra la evolución de la velocidad del aire en el interior del “Árbol de Aire” para tres días del periodo de análisis, junto con los periodos de funcionamiento de micronizadores y ventiladores. Los valores registrados en las caras norte, sur y central de los niveles 2 y 3, no están afectados por el viento exterior al estar protegidos por la doble envolvente de plástico. Sin embargo, las medidas del sensor ubicado en el nivel inferior de la cara norte (N1-representado por la línea verde claro en la Figura 4.27.) sí que lo están, como prueba el hecho que la velocidad medida con este sensor sigue el mismo patrón de fluctuaciones que el viento exterior, lo que tiene sentido pues está colocado justo donde termina la cubierta de plástico. Los errores de dispersión obtenidos con estas velocidades son de ± 0.1 m/s.

⁵ Este hecho fue corroborado también en las primeras series de medidas que se hicieron a fin de verificar el funcionamiento de todos los equipos.

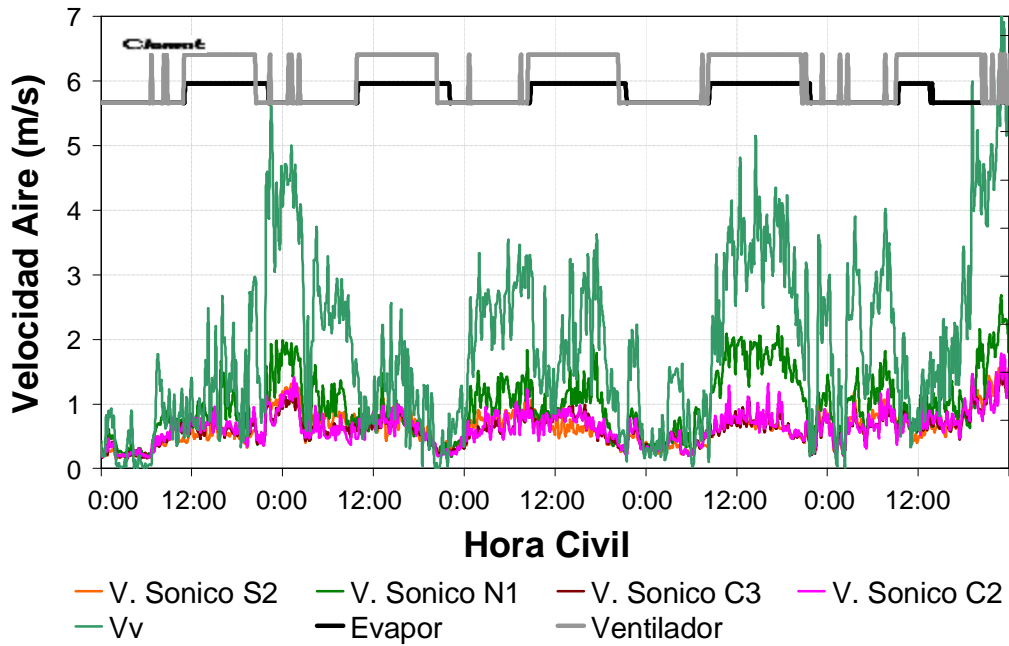


Figura 4.27 Influencia del viento exterior sobre los sensores interiores del “Árbol de Aire”.

Por la forma cómo están instalados, los sensores sónicos biaxiales sólo miden la componente del viento sobre un plano vertical X-Z, con un error asociado a estas medidas de $\pm 20^\circ$. Se obtuvo una larga serie de datos fiables de julio a septiembre de 2008, con los sensores N1, S2 y C3, lo que permitió la construcción de la rosa de los vientos de la Figura 4.28. Esta figura indica que la componente vertical de la velocidad del aire, medida en las tres posiciones mencionadas, es principalmente descendente. Las medidas del sensor N1 indican que existe una componente de velocidad hacia el Este, lo que puede provocar interferencias con la corriente del aire a la salida de los difusores.

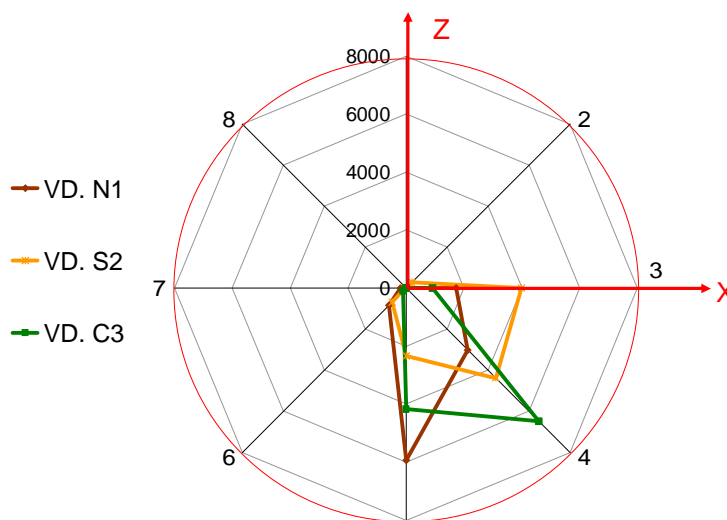


Figura 4.28. Dirección de la velocidad del viento en el plano vertical de medida de los sensores sónicos.

4.5.3. INTERIOR DE LA TORRE DE VIENTO.

Los siete sensores de temperatura instalados en el interior de la torre de viento (cinco en la varilla, uno en la parte superior y otro en la parte inferior), permiten analizar la evolución de la temperatura del aire seco durante el periodo de análisis. El error de estas medidas de temperaturas es de ± 0.4 °C para los sensores de las zonas bajas de la torre, y ± 0.5 °C en las zonas más próximas a los micronizadores. Esta diferencia es debida a que en las posiciones más elevadas, los cambios de temperatura del aire son más bruscos por la evaporación del agua.

La Figura 4.29 muestra la diferencia de temperaturas registradas por el sensor situado en la posición más elevada (TR5 varilla), y el resto de las medidas en los diferentes niveles. Se observa que cuando entran en funcionamiento tanto los micronizadores de agua (línea negra) como el ventilador (línea gris), se logran descensos de temperatura medios entre la parte superior e inferior de la torre de 6.5 °C, con picos máximos de 9 °C (TR5v-TR1). El mayor gradiente vertical de temperatura se produce en el tramo superior (TR5v-TR5-TR4v), con valores medios de 2.3 °C. En los siguientes tramos el descenso de temperatura es menor, con valores medios que oscilan entre 0.5 °C y 1.8 °C. En esta figura, todas las temperaturas registradas a diferentes alturas en el interior de la torre se igualan a partir del mediodía del 21 de julio, lo que indica que los micronizadores dejaron de funcionar a partir de ese momento.

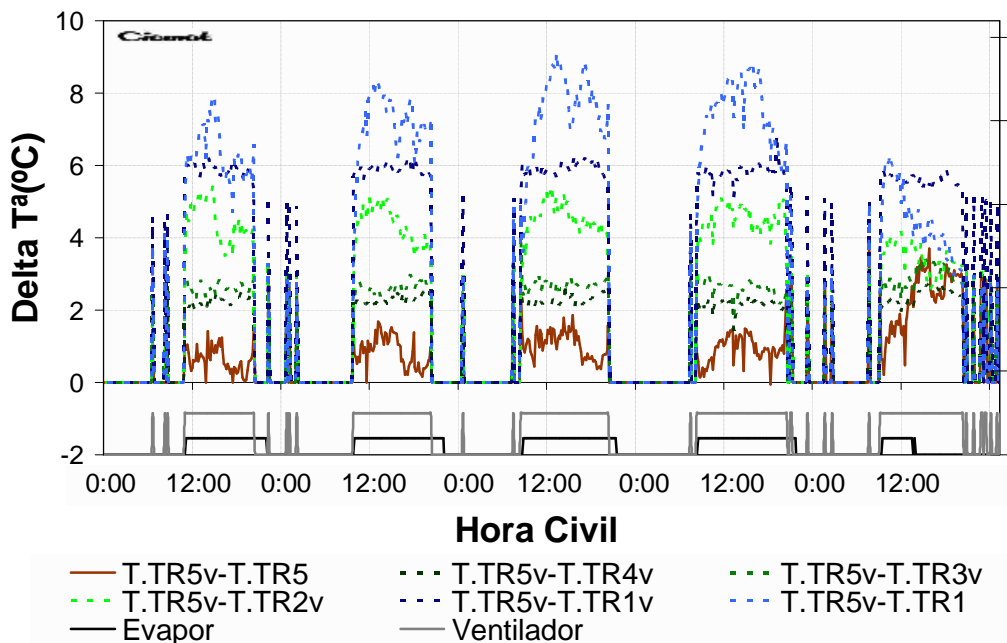


Figura 4.29. Diferencias de temperatura registradas en el interior de la torre de viento monitorizada.

La velocidad del aire a la entrada de la torre depende del viento exterior, de su orientación, del efecto que el captador ejerce sobre el caudal de entrada y de las turbulencias creadas por el propio ventilador. En la Figura 4.30 se muestran los valores de la velocidad del viento y del aire

en la parte superior (V.TR5) cuando no funciona el ventilador. Se observa que la velocidad del aire en esta zona está fuertemente influenciada por el viento exterior, alcanzando un porcentaje de aire entrante, debido a la acción del captador, de aproximadamente un 50 % del total.

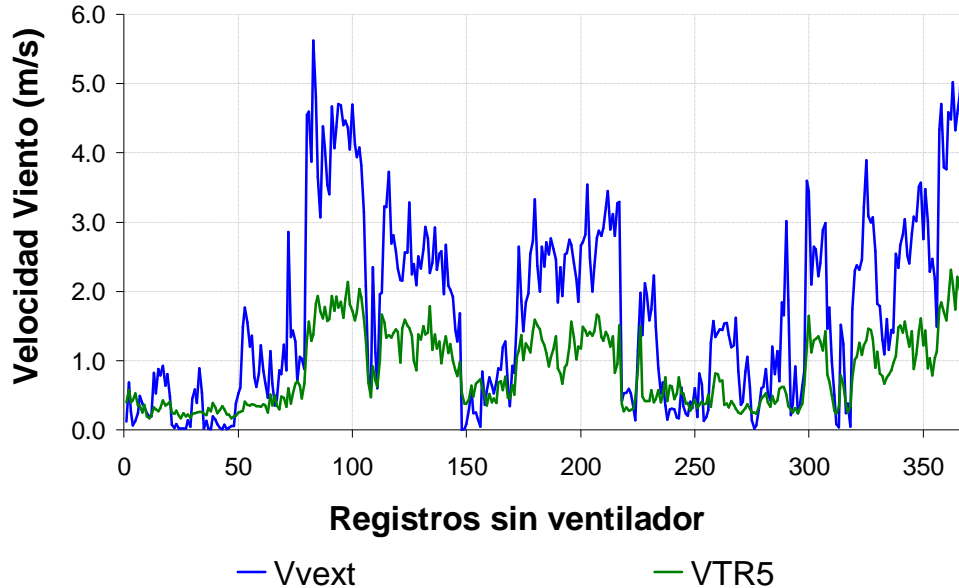


Figura 4.30 Velocidad del viento y del aire en la parte superior de la torre cuando no funciona el ventilador.

La velocidad del aire a la salida (V.TR1) depende de la altura de la torre, del flujo de aire producido por el ventilador, de las pérdidas de carga del aire en su recorrido y del viento exterior. Cuando los ventiladores están en funcionamiento las velocidades de aire a la salida de la torre alcanzan valores entre 1.0 y 1.2 m/s (Figura 4.31); cuando éstos no funcionan las velocidades obtenidas no superan los 0.25 m/s (Figura 4.32) y están fuertemente influenciadas por el aire introducido por el captador y la acción de la componente Este del viento.

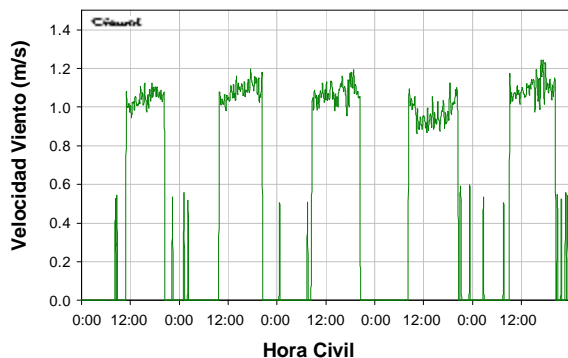


Figura 4.31. Velocidad del aire en la parte inferior de la torre cuando funciona el ventilador.

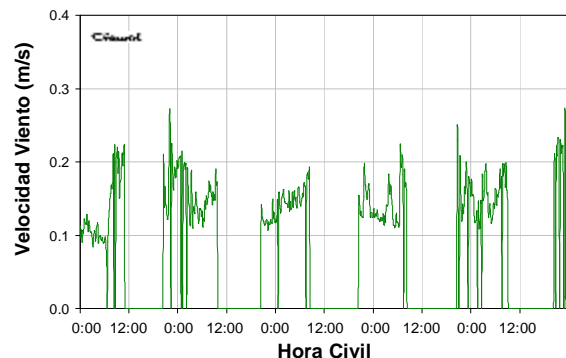


Figura 4.32. Velocidad del aire en la parte inferior de la torre cuando no funciona el ventilador.

Cuando no funciona el ventilador, la velocidad del aire en el interior de las torres es mucho menor que la velocidad del viento exterior, debido no sólo a las pérdidas de carga, sino también, y sobre todo, a los efectos cruzados producidos en el captador de vientos (con tres aberturas en diferentes orientaciones), que puede resultar en un efecto neto de succión.

La toma de datos de las componentes de velocidad del aire en el interior de la torre se hizo de forma similar a la realizada en el interior del "Árbol de Aire". Los errores de dispersión obtenidos en las medidas de estas dos velocidades, oscilan entre ± 0.05 m/s para la zona más baja de la torre, y ± 0.15 m/s para la zona más alta. El sensor V.TR5 tiene mayores errores de dispersión debido a las alteraciones que sufre el flujo de aire por el captador de vientos o por el movimiento de las aspas del ventilador.

La rosa de vientos creada a partir de los registros del aire en el interior de la torre durante los meses julio, agosto y septiembre de 2008, se representa en la Figura 4.33. Esta gráfica muestra que la componente vertical del aire en parte superior (color naranja en la Figura 4.33) es ascendente. Esto puede justificarse por las turbulencias creadas por el movimiento de las aspas del ventilador cuando está en funcionamiento, y al efecto de succión creado por las tres aberturas del captador cuando no lo está. Las medidas de la dirección del aire registradas a la salida de la torre (color verde en la Figura 4.33), indican que el movimiento interno está fuertemente influenciado por el viento exterior procedente del Sur, cuando no funciona el ventilador. Cuando el ventilador funciona, la potencia del mismo es tan grande que enmascara el posible efecto del viento sobre la velocidad, y es claramente descendente.

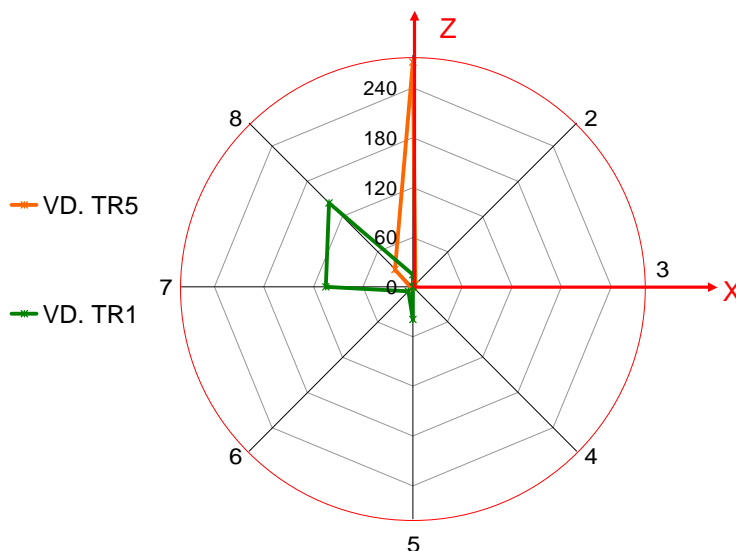


Figura 4.33. Dirección de la velocidad del viento en el plano vertical de medida de los sensores sónicos del interior de la torre monitorizada durante el verano de 2008.

El error en las medidas de la dirección del viento en el interior de la torre, es de $\pm 6^\circ$ y $\pm 14^\circ$ para la zona superior e inferior respectivamente. Esta notable diferencia se justifica por el

hecho del escaso flujo de aire a la salida de la torre, es más sensible a las alteraciones producidas por los elementos colindantes y por el propio viento exterior.

4.5.4. EVOLUCIÓN TÉRMICA EN LOS ALREDEDORES DE LA INSTALACIÓN.

Las temperaturas y humedades relativas obtenidas por los sensores de las farolas están representadas en las Figuras 4.34 y 4.35.

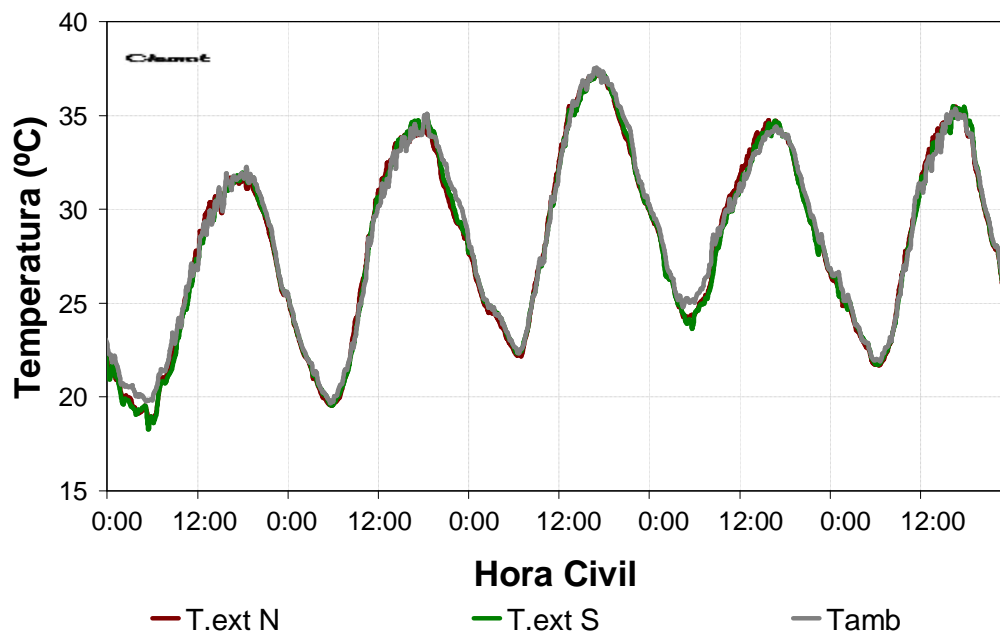


Figura 4.34. Temperaturas registradas en las farolas anexas al "Árbol de Aire".

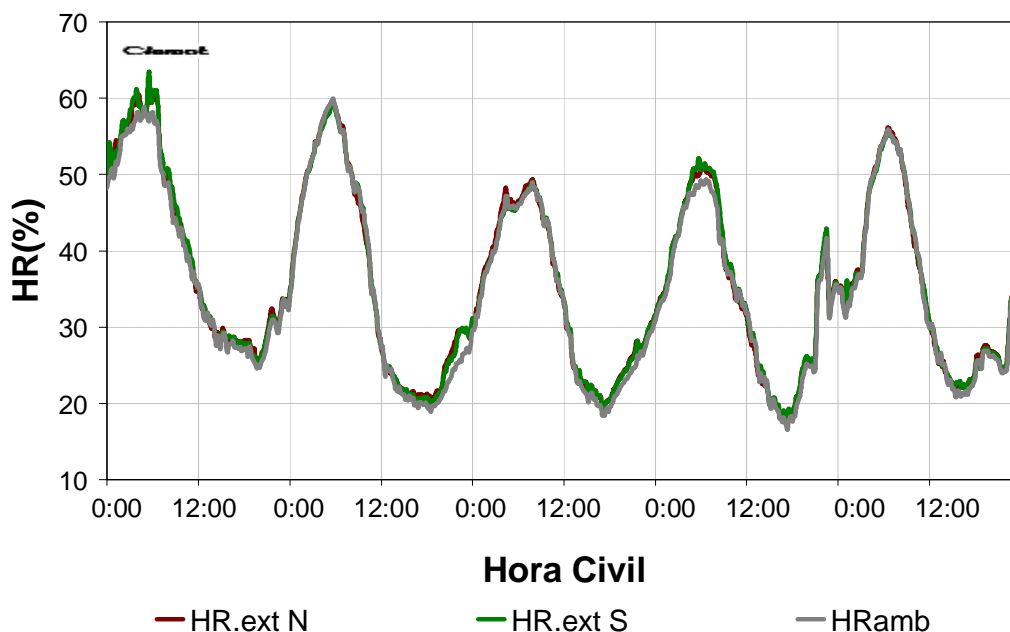


Figura 4.35. Humedades relativas registradas en las farolas anexas al "Árbol de Aire".

Las variables climáticas registradas por los sensores instalados en las farolas, a unos 22 m del eje del “Árbol de Aire” y a 4 m de altura, coinciden prácticamente con los registros meteorológicos de la estación SUNRISE. El error en las medidas de temperatura y humedad relativa es de ± 0.4 °C y ± 2 % respectivamente.

Tal y como era de esperar, la influencia de la torres de viento no llega a esta distancia, por lo que se concluye que la acción de estas torres evaporativas tienen limitado el radio de influencia a la zona peatonal justo debajo de la estructura.

4.5.5. EFICIENCIA DE REFRIGERACIÓN DE LA TORRE DE VIENTO.

La eficiencia en la humidificación y el consiguiente enfriamiento del aire por evaporación, se calcula mediante la ecuación 3.14 para el periodo de funcionamiento de los micronizadores. El resultado de esta operación se muestra gráficamente en la Figura 4.36. El valor medio de la eficiencia es del 56 %, pudiendo alcanzarse puntualmente valores máximos del 93 %. Estos picos se producen cuando las boquillas comienzan a inyectar agua sobre el flujo de aire entrante, produciendo el mojado de las carcassas que protegen a los sensores debido a la mala micronización de las gotas, hecho que produce una disminución drástica de la temperatura del aire en la zona, aproximándola al valor de la temperatura de bulbo húmedo. Pasado el tiempo, las carcassas se van secando por el efecto del ventilador que dispersa las gotas de agua hacia posiciones más bajas, dando lugar a valores de eficiencia inferiores aunque más representativos del funcionamiento de la instalación.

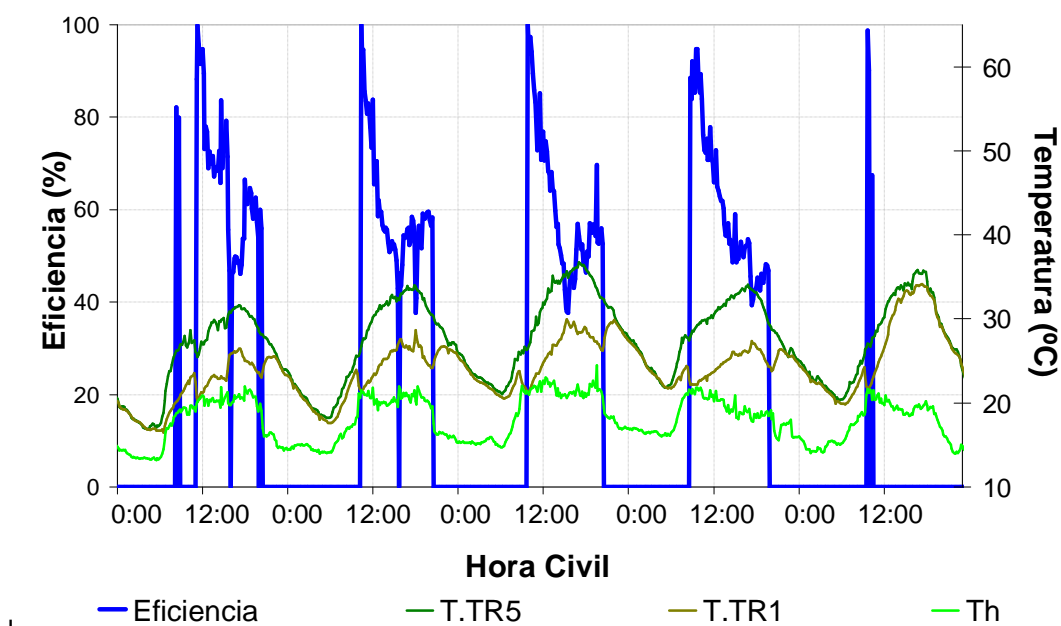


Figura 4.36. Eficiencia de saturación de la torre de viento monitorizada.

4.5.6. POTENCIA DE REFRIGERACIÓN DE LA TORRE DE VIENTO.

La potencia de refrigeración de la torre de viento monitorizada, da una idea del potencial de enfriamiento pasivo que tiene el “Árbol de Aire”. Su valor se calcula con la ecuación 3.15, empleando como variables de entrada la velocidad del aire a la salida de la torre de viento (V.TR1) y las temperaturas registradas en su interior (T.TR1 y T.TR5). La Figura 4.37 muestra que el valor medio de la potencia de refrigeración de esta torre es de unos 14 kW, con picos máximos de 21 kW. Los valores de potencia alcanzados son relativamente bajos, consecuencia del diseño de los captadores de viento y de los ciclos de funcionamiento de los micronizadores y del ventilador.

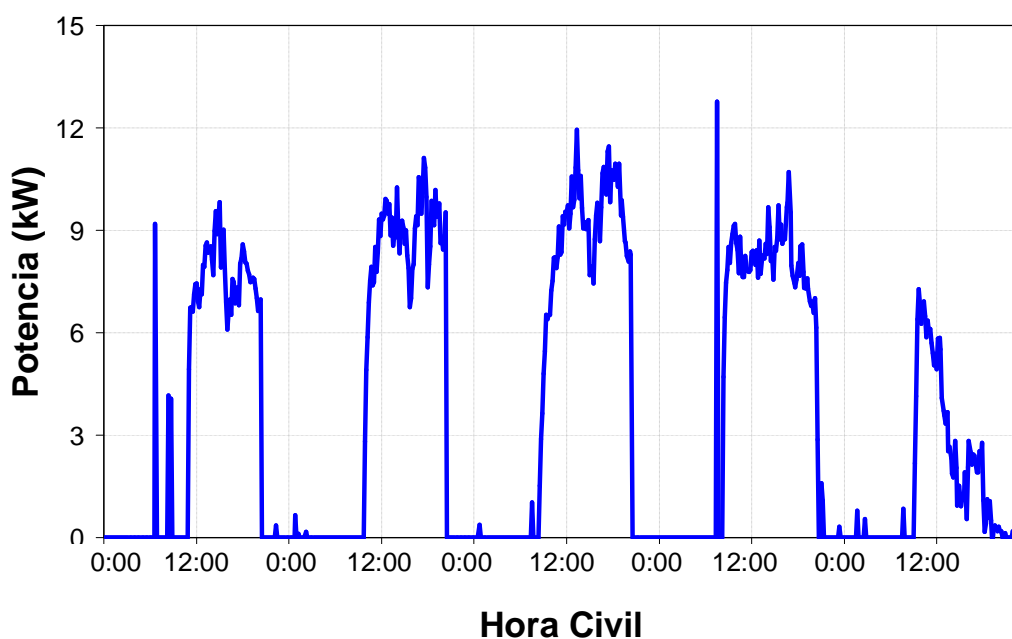


Figura 4.37. Potencia de refrigeración de la torre de viento evaporativa monitorizada.

4.5.7. CONSUMOS ESTIMADOS.

Algunos de los parámetros más importantes que marcan la viabilidad económica de estos sistemas, son los consumos de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de todos los equipos (ventiladores, bombas, sistemas de iluminación, de adquisición de datos, etc.), y los consumos de agua para el abastecimiento de los sistemas evaporativos. En este caso y como ya se ha mencionado anteriormente, la instalación solar fotovoltaica fue dimensionada para que el “Árbol de Aire” fuese energéticamente autónomo. La fuente de agua proviene del Canal de Isabel II.

Como no fue posible medir el consumo real de agua de los sistemas evaporativos, se supuso el valor fijado en proyecto ($15 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), el cual no se corresponde necesariamente con el caudal mínimo de funcionamiento del sistema, ya que la observación visual del entorno durante el

funcionamiento de la instalación puso de manifiesto que el suelo estaba húmedo. Como se verá en capítulos posteriores, esta aproximación no está tan lejos de la realidad.

4.6. REPRESENTATIVIDAD DE LA MUESTRA EXPERIMENTAL.

Antes de validar los modelos teóricos con los resultados experimentales, es necesario verificar si la muestra experimental de la que se dispone (obtenida del 17 al 21 de julio de 2008) es representativa del periodo estival. Para ello se ha calculado el día tipo o día más representativo del verano con la metodología Hall. Este método empírico (Petrakis and Aguiar, 1996; Zarzalejo et al, 1995) fue propuesto para la creación de un Año Meteorológico Tipo, TMY (Typical Meteorological Year), con un número de mínimo medidas entre 10 y 15 años de las variables climáticas de la zona (temperatura de bulbo seco, radiación, humedad relativa y velocidad del viento, en nuestro caso).

En un primer paso, se calculan los cinco mejores candidatos de entre todos los días disponibles mediante la estadística de Finkelstein- Schafer (FS), para cada variable climática utilizada, según la siguiente expresión:

$$FS = \left(\frac{1}{n}\right) \sum_i d_i \quad (4.1)$$

Donde n es el número de días empleado y d_i es la diferencia absoluta de la función de distribución acumulativa diaria y estacional. A continuación se calcula una suma ponderada de dichas funciones de probabilidad, WS, para cada día de verano, aplicando la ecuación:

$$WS = \sum_i f w_i FS_i \quad (4.2)$$

Donde el uso de los factores de ponderación ($f w_i$) no está estandarizado, por lo que la elección de su valor es bastante subjetiva y depende de multitud de factores, entre ellos el objetivo final del estudio (Hall, 1978). Para ver como afecta la elección de estos índices de ponderación a la determinación del día tipo de la serie de medidas disponibles, se han realizado los cálculos para tres conjuntos de factores de ponderación, cuyos valores se muestran en la Tabla 4.5. El conjunto 1 da a todas las variables climáticas el mismo peso. El conjunto 2 pondera según la metodología del TMY desarrollada por los laboratorios Sandia en USA (Marion and Urban, 1995), según la cuál el mayor peso lo tiene la radiación solar. El conjunto 3 corresponde a una distribución de ponderación que da mayor peso a la temperatura (Palomo, 1995).

Tabla 4.5. Factores de ponderación de las variables meteorológicas.

Variable	Factor de Ponderación		
	Conjunto 1	Conjunto 2	Conjunto 3
Temperatura seca ambiente	0.25	0.16	0.500
Humedad Relativa	0.25	0.16	0.125
Velocidad del Viento	0.25	0.16	0.125
Irradiancia Solar Global	0.25	0.50	0.250

Los resultados obtenidos con estos cálculos, tomando como periodo de análisis del 1 de junio al 15 de septiembre de 2008, llevan al mismo día representativo del verano, el 18 de agosto, con independencia de cuál sea el conjunto de parámetros de ponderación elegido.

La Figura 4.38 muestra el valor del parámetro WS calculado con el conjunto 3 para cada día del periodo en estudio (1 de junio al 15 de septiembre de 2008), a partir de las medidas suministradas por la estación de SUNRISE. Esta grafica informa de cuáles son los días más representativos del periodo, que son aquellos donde el valor de WS es más cercano a cero.

Sobre esta misma grafica se han destacado en puntos de color, los cuatro días correspondientes al periodo en el cual los sistemas de ventilación y refrigeración funcionaron correctamente. Los relativamente bajos valores de WS obtenidos, entre 7 y 15, indican que las condiciones climáticas de estos días son bastante representativas del periodo estival. Por tanto, aunque corta, esta serie de medias puede ser utilizada para la evaluación experimental de la instalación y para la validación de los correspondientes modelos teóricos.

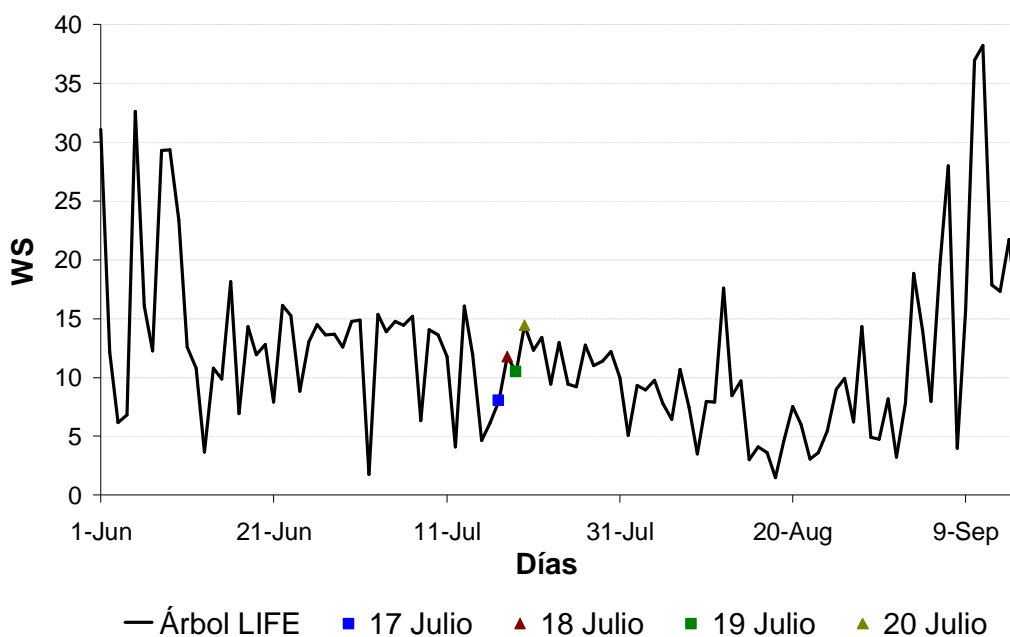


Figura 4.38. Perfil día tipo según el método Hall a lo largo del verano de 2008.

4.7. CONCLUSIONES DE LA MONITORIZACIÓN.

De las medidas climáticas efectuadas en el “Árbol de Aire” del bulevar principal del Nuevo Ensanche de Vallecas en Madrid durante el verano de 2008, se deduce que esta instalación tiene un elevado potencial de refrigeración evaporativa para climas de tipo continental, con veranos secos y calurosos.

El adecuado diseño del captador de vientos es muy importante, ya que como se ha visto en la torre en estudio, una mala definición de las aberturas contrarresta el efecto beneficioso del aire introducido en la torre por la abertura bien orientada, al generar un efecto de succión. Este hecho ha dificultado la interpretación de las medidas de velocidad del aire, como el caso de obtener una velocidad ascendente a la entrada cuando no funciona el ventilador, que ha debido ser interpretada como un flujo en retroceso.

Las peculiares características de esta instalación, ha dado lugar a numerosas restricciones en lo que se refiere a la ubicación y protección de sensores, las cuales se han visto reflejadas en la toma de datos experimentales y su posterior análisis, por lo que la serie de medidas útiles se ha acortado significativamente.

Por último, la serie de datos disponible es representativa del periodo de verano en Madrid, permitiendo evaluar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de la instalación a partir de los registros experimentales, a pesar de no disponer de una serie de medidas larga (sólo 4 días).

**CAPÍTULO 5. MODELO TÉRMICO DE UNA
TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA DEL
“ÁRBOL DE AIRE” SUR. ESTUDIO DE
SOLEAMIENTO.**

5.1. INTRODUCCIÓN.

Con objeto de explicar el funcionamiento de las torres de viento evaporativas del "Árbol de Aire" sur, descritas en el Capítulo 4, y extrapolar sus resultados a torres con geometrías y características similares, se ha llevado a cabo la modelización de su comportamiento térmico. Con este modelo se pretende evaluar el enfriamiento adiabático producido cuando entran en funcionamiento los sistemas de circulación forzada del aire y los de humidificación.

Para completar el estudio energético se ha realizado un estudio de soleamiento sobre la instalación, analizando el efecto que la doble envolvente de plástico ejerce sobre el interior del recinto del "Árbol de Aire" sur, y calculando el porcentaje de fracción de sombra alcanzado en la zona peatonal.

5.2. MODELO TÉRMICO.

5.2.1 ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE MASA Y ENERGÍA.

El modelo térmico tiene como objetivo principal, predecir el enfriamiento del aire en su recorrido por el interior de una torre de viento evaporativa. Para ello, se parte de la base de tratarse de un proceso de enfriamiento adiabático, por lo que se han utilizado las ecuaciones de balance de masa y energía 3.15 a 3.28.

La modelización se ha realizado dividiendo la torre en tres zonas idénticas, situadas después de la corona de micronizadores y del ventilador (Figura 5.1). Se ha supuesto, para las tres zonas, que la humidificación es uniforme a lo largo del área de intercambio (Soutullo et al, 2011-1). En la zona superior de la torre (zona 1), se toman como variables de entrada al modelo los valores de la temperatura exterior (T_{ext}), la humedad relativa exterior (HR_{ext}), la velocidad del viento exterior, el flujo másico de aire y agua introducido por el ventilador y los humidificadores respectivamente. En la zona intermedia e inferior (zonas 2 y 3), los valores de las variables de entrada al modelo son los correspondientes a la salida de las zonas que le preceden.

La propagación relativa de energía en el interior de la torre de viento cuando entran en funcionamiento los sistemas evaporativos, da lugar a una transferencia de calor y masa por convección, y puede expresarse en mediante el número de Lewis (Incropera and DeWitt, 1999), tal y como se describió en el Capítulo 3. Este número se obtiene a partir del factor de Lewis (Kloppers and Kröger, 2004).

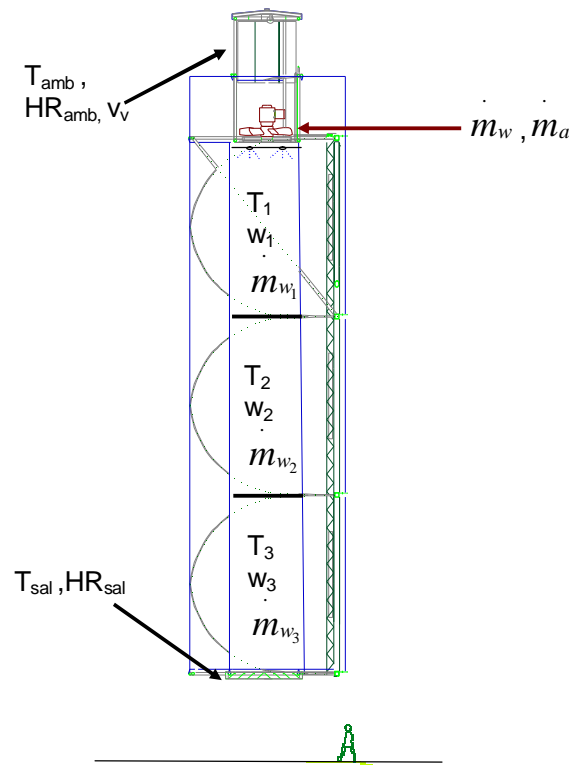


Figura 5.1. Esquema del interior de la torre modelizada.

Existen numerosas aproximaciones para calcular el factor de Lewis. Poppe y Rögener desarrollaron una expresión bastante rigurosa a partir de la ecuación de Bosnjakovic (Kloppers and Kröger, 2005). Esta ecuación calcula de manera empírica el factor de Lewis (Le_t), cuando se tiene una mezcla de aire y vapor de agua no saturado.

$$Le_t = 0.865^{2/3} \left[\frac{\left(\frac{W_{sat} + c}{W + c} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{W_{sat} + c}{W + c} \right)} \right] \quad (5.1)$$

Donde c es el peso molecular del agua por unidad del peso molecular del aire. En esta expresión se supone que el número de Lewis es constante e igual a 0.865. En un estudio posterior, Bourillot y Grange llegaron a la conclusión que el factor de Lewis para torres de refrigeración húmedas se puede aproximar a un valor constante e igual a 0.92.

En uno de los estudios más antiguos sobre torres de refrigeración llevada a cabo por Merkel en 1925, se imponía la condición que el factor de Lewis era constante e igual a 1 (Nottage, 1941). Posteriormente, numerosos trabajos han realizado esta misma aproximación para torres de viento evaporativas, entre los que destacan los de ASHRAE para mezclas de aire y vapor de agua con bajos coeficientes de transferencia de masa, y los de Bahadori (1985) para las torres de viento evaporativas con ventilación natural fría en el interior de los edificios. Para otros

gases esta aproximación puede no ser válida, ya que la difusividad del vapor puede diferir de la unidad. Kloppers y Kröger (2005) realizaron una evaluación de las condiciones y requisitos necesarios para tomar el factor de Lewis como la unidad o calcularlo analíticamente. Cuando se quiere evaluar la temperatura de salida de la torre y las pérdidas de calor para una corriente de aire sobresaturada de vapor de agua, la aproximación de Merkel es válida. Por el contrario, cuando la corriente de aire de salida no está saturada y las condiciones ambientales son muy secas y calurosas, es necesario obtener el factor de Lewis de manera analítica, especialmente si el flujo de aire es natural y no forzado.

Por lo tanto, en un proceso evaporativo adiabático donde tiene lugar una mezcla de aire-vapor de agua con circulación forzada, se puede emplear el factor de Lewis para calcular el coeficiente de transferencia de masa en función del coeficiente de transferencia de calor y del calor específico del aire (Ecuación 3.4). En este modelo se ha tomado el factor de Lewis igual a la unidad, al tener bajos coeficientes de transferencia de masa, elevadas temperaturas exteriores y una ventilación forzada.

El coeficiente medio de transferencia de calor (h_c) a lo largo de un conducto puede determinarse utilizando la siguiente relación: (ASHRAE, 1999).

$$h_c = 0.023 \left(\frac{k_a}{d} \right) (R_e)^{0.8} (P_r)^{0.4} \quad (5.2)$$

Donde R_e es el número de Reynolds, P_r el de Prandtl, d el diámetro del tubo y k_a la conductividad del aire. En esta expresión se ha despreciado el factor de fricción existente en el tubo por ser de polipropileno.

Bajo la hipótesis impuesta de humidificación uniforme, el flujo másico de agua evaporada puede obtenerse aplicando la ecuación:

$$\dot{m}_w = h_m A (w_{sat} - w) \quad (5.3)$$

Donde en h_m es el coeficiente de transferencia de masa, A es el área de intercambio y w es la humedad específica del aire a la entrada de cada una de las zonas.

Para el correcto funcionamiento del modelo es necesario conocer los parámetros de la instalación y sus variables de entrada. Los parámetros del modelo son la altura y el diámetro de la torre, y son valores constantes. Las variables de entrada requeridas son las condiciones climáticas de la zona donde esta instalada la torre (temperatura, humedad relativa, velocidad del viento y radiación solar), los flujos másicos de aire y agua introducidos por el ventilador y los micronizadores, la entalpía de evaporación, los calores específicos del agua y del aire y la

temperatura de bulbo húmedo. Las ecuaciones matemáticas para los balances de masa y energía de cada una de las tres zonas evaluadas, se expresan mediante un bucle donde las variables de salida de una zona representan las variables de entrada de la zona siguiente.

$$\begin{aligned} \dot{m}_w [i] &= \left(\left(\frac{h_c}{r c_p} \right) A (w_{\text{sat}} - w[i-1]) \right) \\ h[i] &= c_p T[i] + w[i] (L_v + c_{pw} T[i]) \\ h[i] &= h[i-1] \\ \dot{m}_a w[i-1] + \dot{m}_w [i-1] &= \dot{m}_a w[i] \end{aligned} \quad (5.4)$$

De esta forma se obtienen los valores de temperatura del aire, humedad relativa y cantidad de agua evaporada no sólo a la salida de la torre, sino también en todas las zonas intermedias.

En estas ecuaciones no se incluye el efecto de la transferencia de calor por conducción, convección y radiación lateral. Estos efectos se introducen como condiciones de contorno sobre tres zonas diferentes, representados en la Figura 5.2 y 5.3 y descritas a continuación:

- § *Zona 1:* separa la torre de viento con el recinto interior del “Árbol de Aire”. Sus condiciones de contorno son las variables climatológicas registradas en este espacio (Capítulo 4), teniendo en cuenta que el plástico de la torre está calentado por la radiación solar que incide sobre él.
- § *Zona 2:* delimita la torre con el segundo plástico que rodea a la estructura metálica exterior, por lo que sus condiciones de contorno son las variables climatológicas registradas en esta ubicación.
- § *Zona 3:* representa el interior de la torre de viento.

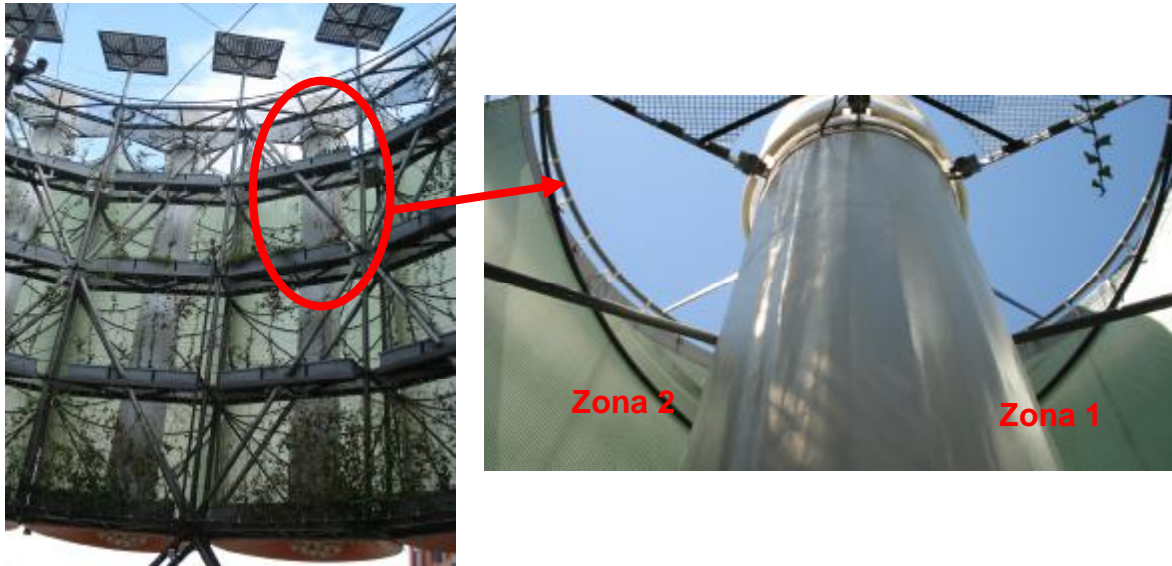


Figura 5.2. Zonas térmicas para realizar los balances energéticos.

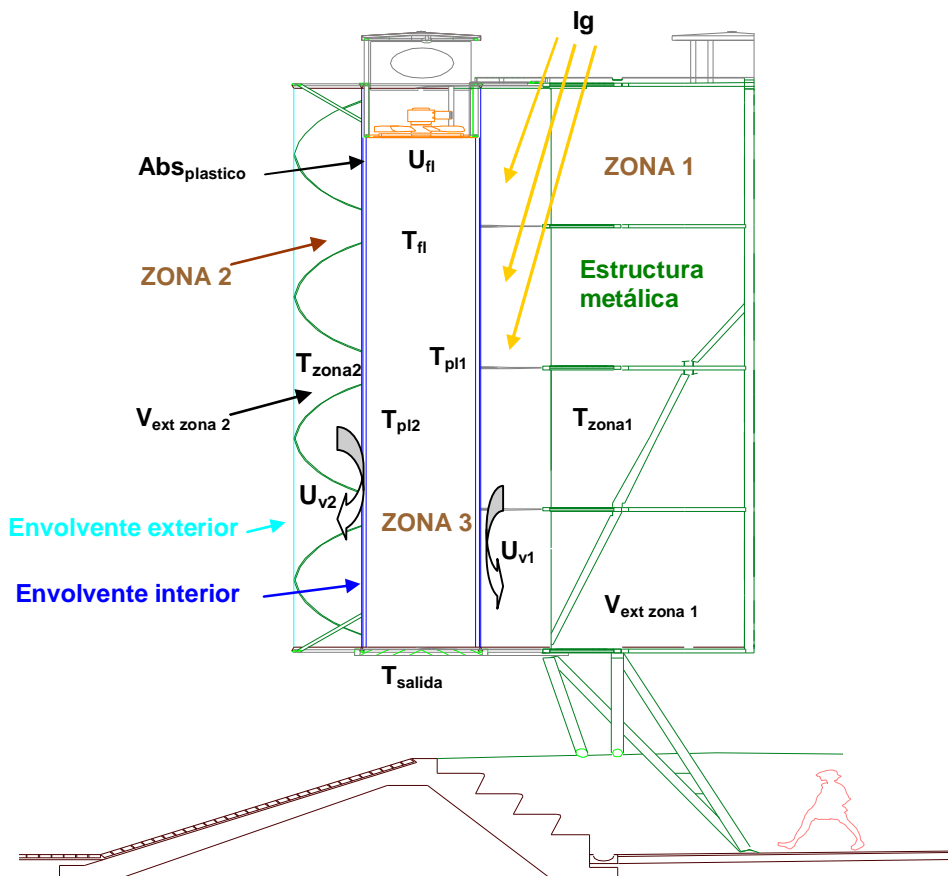


Figura 5.3. Esquema explicativo de las zonas térmicas empleadas en los balances energéticos en la torre de viento.

La incorporación de estos efectos al modelo térmico de la torre de viento, se formulan matemáticamente mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_a c_p (T_s - T_t) = U_{fl} A (T_{pl1} - T_{fl}) + U_{fl} A (T_{pl2} - T_{fl}) \quad (5.5)$$

$$G A - U_{pl1} A (T_{pl1} - T_{arb}) = U_{fl} A (T_{pl1} - T_{fl}) \quad (5.6)$$

$$-U_{pl2} A (T_{pl2} - T_{amb}) = U_{fl} A (T_{pl2} - T_{fl}) \quad (5.7)$$

Donde T_s , T_t son las temperaturas de salida de la torre y la obtenida por el enfriamiento adiabático en el interior de la misma, U_{fl} es el coeficiente global de transferencia de calor del fluido, T_{pl1} , T_{pl2} son las temperaturas de los plásticos en las zonas 1 y 2 respectivamente, T_{fl} es la temperatura del fluido en el interior de la torre, G es la radiación solar absorbida por el plástico, U_{pl1} , U_{pl2} son los coeficientes globales de transferencia de calor del plástico en las zonas 1 y 2 respectivamente, T_{amb} , T_{arb} son las temperaturas ambiente y la registrada en el interior del "Árbol de Aire".

El modelo por tanto, permite evaluar el enfriamiento adiabático evaporativo generado en el interior de la torre bajo los efectos de la transferencia de calor por conducción, convección y radiación a través del plástico.

La radiación solar absorbida por el plástico en la zona 1 se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$G = I_g a_{abs} \quad (5.8)$$

Siendo I_g la radiación solar global medida por la estación meteorológica y a_{abs} el coeficiente de absorción el plástico.

Los coeficientes globales de transferencia de calor se han obtenido en función de la velocidad del aire, la incidencia o no de la radiación solar sobre los plásticos y la conducción a través de sus paredes. Para obtener los coeficientes de convección se usan las correlaciones simplificadas sobre planos verticales de McAdams cuando el plástico está calentado por el Sol (ASHRAE, 1999), y Watmuff cuando el plástico está sombreado (Duffie and Beckman, 1979). Estos coeficientes presentan la siguiente expresión:

$$h_{v_{pl}} = a + b v_v \quad (5.9)$$

Donde a y b , mostrados en la Tabla 5.1, son los coeficientes de la ecuación lineal obtenidos para ambas aproximaciones.

Tabla 5.1. Coeficientes a y b de la ecuación lineal empleada para calcular el coeficiente de convección.

Correlación	a	b
<i>McAdams</i>	5.7	3.8
<i>Watmuff</i>	2.8	3.0

El coeficiente global de transferencia de calor del fluido se ha calculado a partir de la velocidad de viento en el interior de la torre, obtenida mediante la siguiente expresión (Erell et al, 2008):

$$v_v = \left[2gH \frac{T_e - T_s}{T_e} \right]^{1/2} \quad (5.10)$$

Esta ecuación de la velocidad vertical del aire en el interior de la torre, es una aproximación de la expresión desarrollada por Moody (1978), la cual caracterizaba la velocidad del viento en el interior de una chimenea de aire.

La eficiencia de saturación de la torre de viento evaporativa modelizada, obtenida mediante la ecuación 3.27, permite evaluar su potencial en función de las temperaturas alcanzadas tras el proceso de enfriamiento adiabático. Finalmente, la potencia de enfriamiento de dicha torre se obtiene aplicando la ecuación 3.28.

Las condiciones impuestas al modelo térmico son las siguientes:

- § La humidificación adiabática es uniforme a lo largo de cada una de las áreas de intercambio.
- § Los flujos máscicos de agua y aire son constantes y descendentes a lo largo de todo su recorrido por la torre.
- § La densidad y el calor específico del agua son constantes.
- § Factor de Lewis se toma igual a la unidad, por tratarse de una mezcla aire-vapor de agua con bajos coeficientes de transferencia de masa y ventilación forzada.
- § Se impone que todo el agua suministrada por los humidificadores se evapora.
- § No se considera la inercia térmica de los sistemas.
- § Cuando no se disponen de datos de la velocidad del aire en el interior de la torre, se determina su valor a partir de la ecuación 5.10.

5.2.2 IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO TÉRMICO EN SOFTWARES COMERCIALES.

La implementación del modelo térmico creado para caracterizar la torre de viento evaporativa de Vallecas, se ha realizado empleando dos programas de simulación dinámica: TRNSYS y Dymola.

El programa de simulación dinámica TRNSYS (web TRNSYS), fue especialmente diseñado para la simulación de sistemas solares mediante el acoplamiento de cada componente (type) del sistema. Sus principales ventajas son su modularidad, al permitir crear nuevos modelos de diferentes componentes e incorporarlos en una nueva librería; la estructura del programa, que permite acoplarlo con otros programas comerciales, y su gran variedad de librerías: sistemas solares, componentes de energía renovables, componentes de edificios, sistema de acondicionamiento térmico, etc. Una de sus principales desventajas es que la programación debe ser causal, es decir, es necesario ordenar secuencialmente todas las ecuaciones de cada modelo y todos los componentes de un sistema. Este problema es significativo en sistemas de bucle cerrado. En la actualidad, los responsables de su desarrollo y mejora son el Laboratorio de Energía Solar (SEL) de la Universidad de Wisconsin-Madison, el Grupo Especializado en Sistemas Térmicos y Energéticos (TESS) de Estados Unidos, el Centro Científico y Técnico de la Edificación (CSTB) de Francia y el Transsolar Energietechnik GmbH de Alemania.

El software Dymola, comercializado por la empresa sueca Dynasim, S.A. (Web Dymola), es un programa de modelización y simulación dinámica de sistemas complejos cuyo lenguaje de programación es Modelica (web Modelica). Este lenguaje está basado en una programación orientada a objetos y que permite implementar la descripción matemática de cada elemento mediante ecuaciones diferenciales, algebraicas y discretas. Su principal ventaja es tener una estructura modular, jerarquizada y no causal, gracias a la cual se pueden modelizar diferentes componentes heredando propiedades de un modelo superior y sin necesidad de ordenar las ecuaciones matemáticas que lo describen. La estructura del programa también permite acoplarlo a numerosos software comerciales. Uno de sus principales problemas es la complejidad del programa.

En nuestro estudio hemos utilizado ambos programas, TRNSYS y Dymola, para crear el acoplamiento de todos los elementos que describen el comportamiento térmico del "Árbol de Aire". Para ello se ha creado un nuevo type en TRNSYS que se acopla con diferentes types de la librería estándar: lectores de datos, calculadoras psicrométricas o sistemas de control (Manual TRNSYS). En Dymola se han programado las ecuaciones matemáticas que describen al sistema acoplándolos con diferentes modelos nuevos existentes en el programa (Manual Dymola). De la comparación de los resultados obtenidos con ambos modelos, se deduce que para pasos temporales de simulación pequeños, no existen grandes diferencias al emplear uno u otro programa, el problema aparece cuando se emplean tiempos de simulación más largos o

se modelizan sistemas muy complejos que acarrear un cambio de estado, en estos casos es mejor emplear Dymola.

El programa empleado en esta tesis para modelizar térmicamente una torre de viento del “Árbol de Aire” ha sido Dymola. La elección se ha basado en: la no causalidad computacional del programa, lo que facilita la resolución de las ecuaciones matemáticas que describen al modelo; el mayor potencial del resolutor de ecuaciones (solver) de Dymola, el cual minimiza los errores producidos por la no convergencia de las ecuaciones; la capacidad de trabajar con cualquier tipo de ecuaciones matemáticas y la creación de un modelo que únicamente pretende caracterizar el comportamiento térmico de la torre, sin acoplarlo a un edificio. Si por el contrario se hubiese analizado el comportamiento de una torre de viento de un edificio, probablemente se hubiese empleado TRNSYS como programa de simulación, ya que la base de datos que tiene para la edificación es muy completa.

5.3. RESULTADOS Y VALIDACIÓN DEL MODELO TÉRMICO DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA.

Tal y como se ha comentado en capítulos anteriores, debido a los problemas existentes en el funcionamiento y mantenimiento de la instalación, solo han podido tomarse como medidas útiles para evaluar teóricamente el comportamiento térmico de la torre de viento, las correspondientes al periodo comprendido entre el 17 y 21 de julio de 2008.

El análisis del comportamiento del aire a la salida de una de las torres de viento del “Árbol de Aire”, se ha realizado con el modelo térmico desarrollado en Dymola, adaptado a las condiciones y características de la instalación durante el verano de 2008. Las variables de entrada a dicho modelo son:

- § Las variables climáticas suministradas por la estación meteorológica SUNRISE: temperatura, humedad relativa, velocidad del viento y radiación solar.
- § Las temperaturas de bulbo seco del aire a la entrada (T.TR5) y a la salida de la torre (T.TR1), y la temperatura de bulbo húmedo calculada a la entrada (Th).
- § La temperatura medida en el interior del recinto en el nivel 1 de la cara Norte (T.int N1).
- § Las velocidades del aire, en módulo, a la entrada (V.TR5) y a la salida (V.TR1) de la torre.
- § Flujos máscicos nominales de agua y aire suministrados por el ventilador y los micronizadores.

§ Dimensiones de la torre (altura y diámetro).

§ Parámetros ópticos de la envolvente de plástico.

En la Tabla 5.2 se muestran algunos de los valores numéricos introducidos en el modelo térmico.

Tabla 5.2. Valores de entrada al modelo térmico del "Árbol de Aire".

Variables de Entrada	Valor de Diseño
<i>Datos climáticos</i>	Sensores estación SUNRISE
<i>Periodo de tiempo simulado</i>	17-21 julio 2008
<i>Altura de la torre de viento</i>	12 m
<i>Diámetro de la torre de viento</i>	1.2 m
<i>Flujo másico nominal del ventilador</i>	2.6 kg/s
<i>Flujo másico nominal de agua de los micronizadores</i>	0.0095 kg/s
<i>Coeficiente de absorción del plástico</i>	0.25

Dado que ha sido imposible conocer cuando estuvieron funcionando realmente los sistemas de ventilación y humidificación, ha sido necesario hacer una estimación de los flujos másicos de agua y aire, expuestos en las siguientes baterías de simulación.

a) Simulación preliminar.

Se realiza una batería de simulaciones para evaluar el comportamiento térmico de la torre estudiada. Para ello se supone que:

§ Los sistemas evaporativos entran en funcionamiento cuando se sobrepasan las consignas de control: temperatura ambiente superior a 27 °C y humedad relativa ambiente inferior al 75 %.

§ Los micronizadores y el ventilador funcionan durante 1.30 min. y están parados 30 s, volviendo a ponerse en marcha si se sobrepasan las consignas de control. Por tanto, para estimar las masas de agua y aire introducidas en la torre durante el periodo de análisis, se cuenta el número de veces que el ventilador y los humidificadores funcionan, se promedia su valor para intervalos de 10 minutos (que es el intervalo temporal del promedio de las medidas) y se multiplica dicho valor por los flujos nominales de agua y aire.

La Figura 5.4 muestra los resultados de esta primera validación. Del análisis de esta gráfica se deduce que los perfiles de la temperatura medida a la salida de la torre y la dada por el modelo térmico, son bastante similares excepto en los periodos de arranque y parada de los sistemas de ventilación y humidificación. También parece que los sistemas evaporativos han entrado en funcionamiento cuando la temperatura a la entrada de la torre está en torno a los 24 °C (momento en que se separan las medidas de temperatura del aire a la entrada y la salida), y no cuando $T > 27$ °C. Finalmente se observa que los micronizadores dejaron de funcionar correctamente a partir de las 12 horas del 21 de julio (cuando las temperaturas de entrada y salida se igualan).

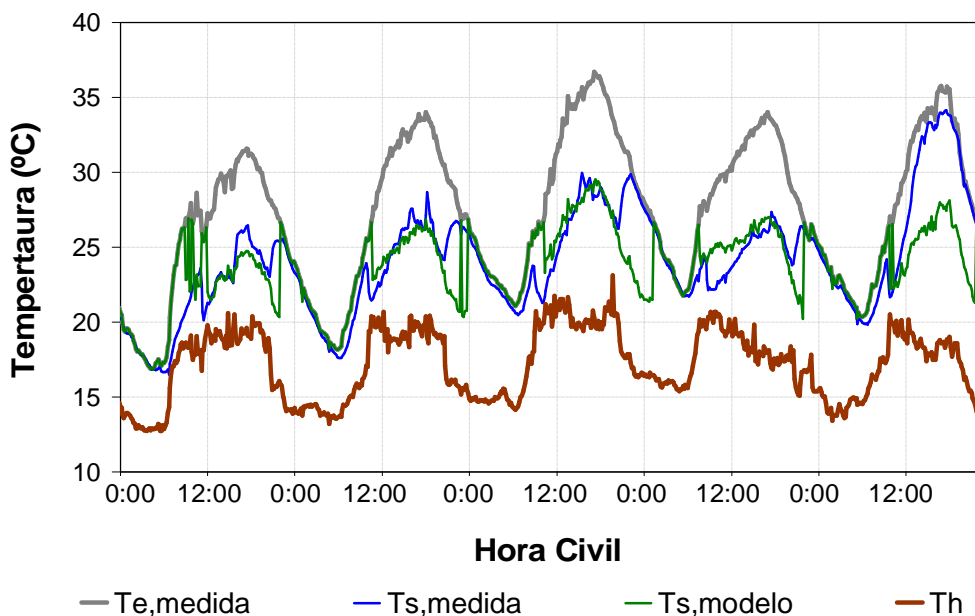


Figura 5.4. Comparación temperatura de salida experimental y teórica del interior del "Árbol de Aire".

b) Simulación final.

A la vista de los resultados obtenidos y dado que se desconoce el momento exacto del arranque y el tiempo de funcionamiento del ventilador y los micronizadores, las incertidumbres en la estimación de los flujos máxicos de agua y aire son elevadas. Por ello se ha hecho una segunda simulación modificando los valores que afectan a estas variables:

- § Se acepta que el ventilador funciona cuando las velocidades del aire a la salida de la torre (sensor sónico V.TR1) son superiores a 0.5 m/s⁶. Los ciclos de operación se calculan contabilizando el número de veces que se ha superado dicho valor durante periodos de 10 min.

⁶ Registros obtenidos in situ en la propia instalación cuando funciona el ventilador.

§ La cantidad de agua suministrada por los micronizadores se calcula de forma similar, cuando se cumple que la diferencia entre la humedad relativa del aire a la entrada y a la salida de la torre es superior al 10 %.

En resumen, estas hipótesis suponen una reducción en los datos de los flujos máxicos de agua y aire que se introducen como entrada al modelo.

Los resultados de esta nueva simulación se muestran en las graficas de las Figuras 5.5 y 5.6. Se observa una mayor concordancia entre los perfiles de temperatura y humedad teóricos y experimentales, aunque son más suaves los resultantes del modelo térmico.

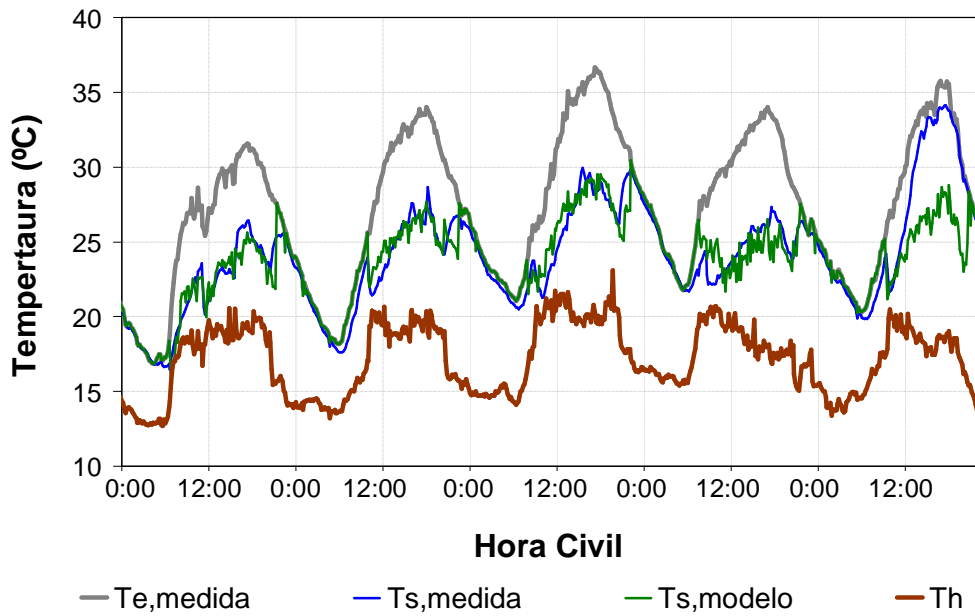


Figura 5.5. Comparación temperaturas teóricas y experimentales a la salida de la torre de viento.

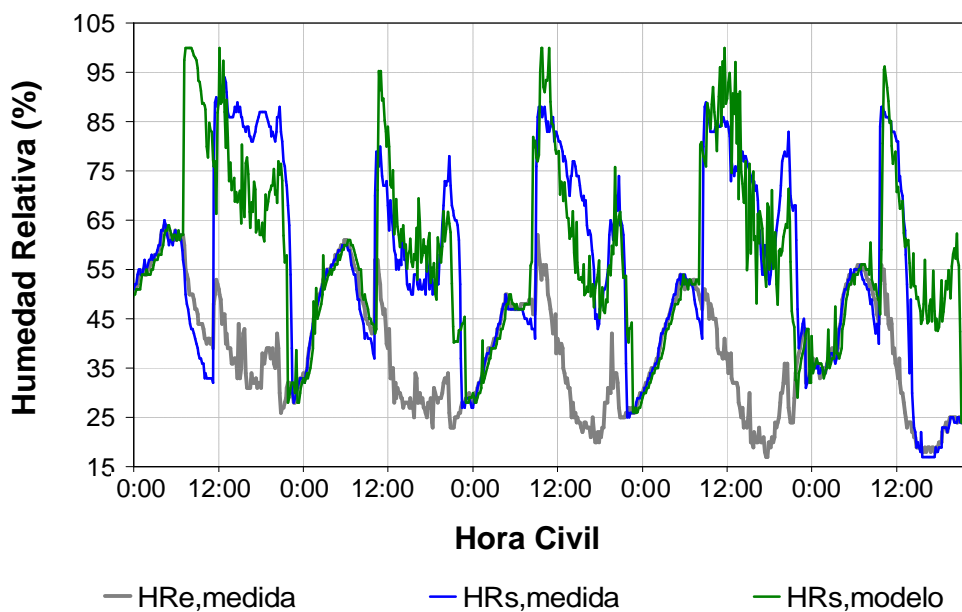


Figura 5.6. Comparación humedades relativas teóricas y experimentales obtenidas en la torre de viento.

A lo largo de estos cinco días de julio de 2008, el descenso promedio de la temperatura del aire en su recorrido a través de la torre, cuando funciona la refrigeración evaporativa, es de 5 °C, con máximos por encima de 8 °C. El incremento promedio de humedad relativa es de casi el 30 % con máximos del 58 %.

En la Figura 5.7 se ha representado la evolución de la potencia de refrigeración, tanto la obtenida por el modelo como la calculada a partir de las medidas experimentales. Se observa que el valor promedio de la potencia de enfriamiento, durante los periodos de humidificación, varía entre 13 y 18 kW, con valores máximos entre 20 y 24 kW. El perfil de ambas curvas se ajusta bastante bien hasta el momento en que falla la inyección del agua (21 de julio), cuando la dispersión entre ambas curvas es total.

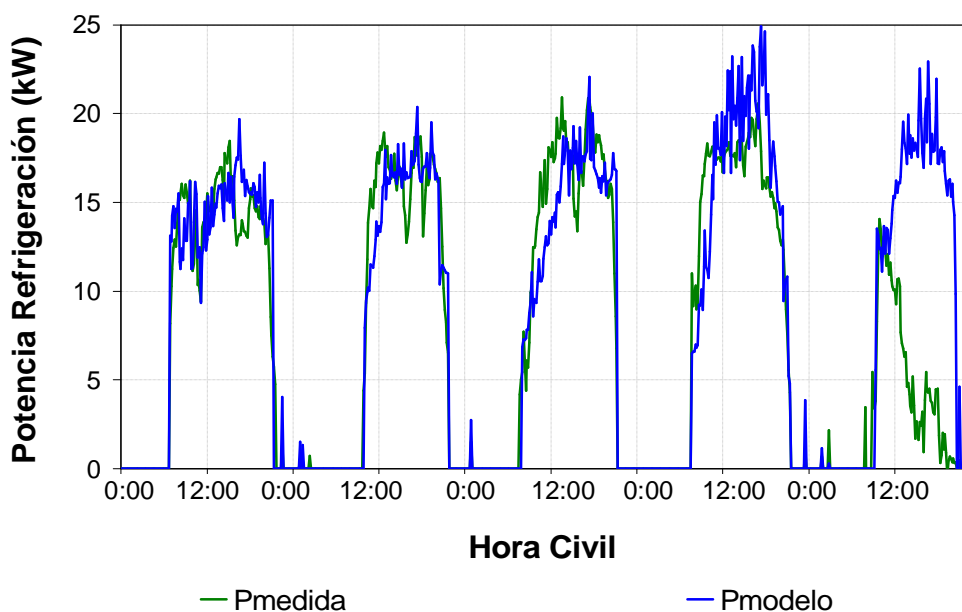


Figura 5.7. Comparación de la potencia de refrigeración en la torre de viento modelizada.

De forma similar, en la Figura 5.8 se representan las eficiencias de saturación predichas por el modelo y las calculadas a partir de valores experimentales.

El valor promedio de la eficiencia es del 52 % y los máximos alcanzan valores en torno al 80 %. Los mayores rendimientos se producen cuando las condiciones climáticas son más suaves (primeras horas de la mañana o últimas horas de la tarde), mientras que durante las horas centrales del día, el flujo de agua de los micronizadores es insuficiente para saturar el aire más caliente que circula por la torre. Estas graficas vuelven a indicar que los sistemas de humidificación dejaron de funcionar a partir de las 12 h del 21 de julio.

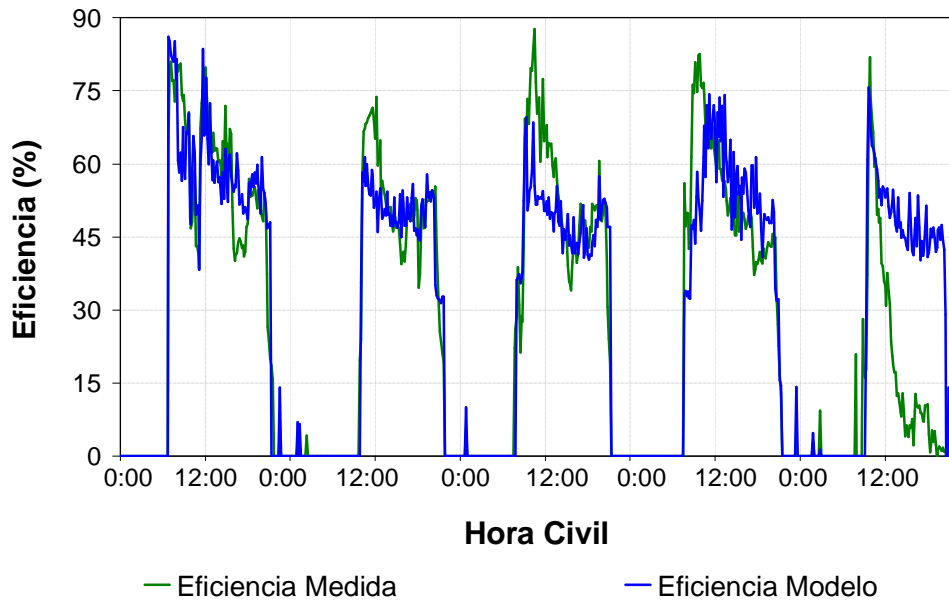


Figura 5.8. Comparación de la eficiencia de saturación en la torre monitorizada.

5.3.1. PROPAGACIÓN DE ERRORES.

La propagación de errores de la variable de salida genérica y calculada con el modelo, se determina a partir de los errores asociados a cada una de las variables medidas de las que depende (temperatura seca y humedad relativa a la entrada a la torre, irradiancia global y velocidad del viento exterior), mediante siguiente la expresión (Sánchez del Río, 1989):

$$\Delta y = \sqrt{\left(\left\langle \frac{\partial y}{\partial T_e} \right\rangle \Delta T_e\right)^2 + \left(\left\langle \frac{\partial y}{\partial HR_e} \right\rangle \Delta HR_e\right)^2 + \left(\left\langle \frac{\partial y}{\partial v_v} \right\rangle \Delta v_v\right)^2 + \left(\left\langle \frac{\partial y}{\partial I_g} \right\rangle \Delta I_g\right)^2} \quad (5.11)$$

Donde y es la variable calculada con el modelo teórico, T_e es la temperatura del aire que entra en la torre.

En esta ecuación, los errores de dispersión obtenidos en las medidas son: ± 0.4 °C para la temperatura, ± 2 % para la humedad relativa, ± 0.5 m/s para la velocidad del viento y ± 30 W/m² para la radiación solar. En este cálculo no se han incluido los errores de los flujos másicos de agua y aire, ya que no se han podido medir ni sus magnitudes ni sus ciclos de operación, a sabiendas que son los que mayor incertidumbre generan.

Por otro lado, también hay que tener en cuenta el error producido en la conversión analógico-digital del sistema de adquisición de datos (SAD). Para esta monitorización se ha empleado un SAD cuya conversión la realiza a 16 bits, dando lugar a un error en las variables meteorológicas tan pequeño que puede ser despreciado frente al error de cada sensor.

Los errores medios de la temperatura y la humedad relativa a la salida de la torre alcanzados por el modelo, son de ± 0.41 °C y ± 2.3 % respectivamente. Estos errores son ligeramente superiores al error obtenido en la medida de estas variables, lo que indica que sería necesario disponer de una mayor y mejor serie de datos experimentales. En la instalación experimental del “Árbol de Aire” de Vallecas, muchos de los parámetros fundamentales que regulan el funcionamiento de la torre no han estado disponibles, por lo que las discrepancias obtenidas con el modelo pueden muy bien ser achacadas a este desconocimiento.

5.3.2. ANÁLISIS ESTADÍSTICO.

La cuantificación del ajuste del modelo a los datos experimentales se realiza por regresión lineal entre ambas series de datos, tomando como resultados del modelo los obtenidos con la simulación final.

5.3.2.1 Ajuste de la temperatura.

La Figura 5.9 muestra la correlación existente entre las medidas de la temperatura de bulbo seco a la salida de la torre (eje Y), y las temperaturas obtenidas con el modelo térmico (eje X).

A pesar que el modelo teórico no es capaz de representar exactamente cuando comienza ni termina la inyección de agua, se logra un buen ajuste entre ambas series, con un coeficiente de correlación $R^2 = 0.86$. Este resultado es significativamente mejor que el obtenido con la temperatura de salida procedente de la simulación previa ($R^2 = 0.44$).

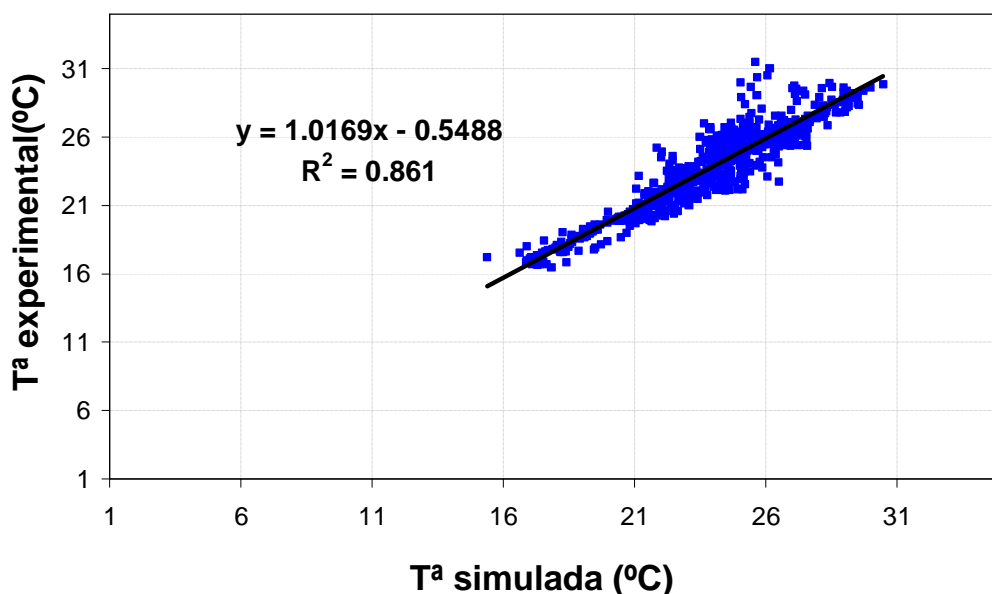


Figura 5.9. Comparación temperaturas teóricas y experimentales obtenidas en la torre de viento.

5.3.2.2 Ajuste de la temperatura WBD.

La eficiencia en la humidificación del aire por evaporación, se mide en términos del máximo enfriamiento posible que conlleva alcanzar la saturación. Por lo tanto, compara la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco y húmedo (WBD), y la máxima que se consigue cuando el aire se satura en humedad (ecuación. 3.27).

La comparación de la WBD experimental y teórica es más representativa del ajuste entre ambas bases de datos, ya que esta variable representa mejor el enfriamiento adiabático que la temperatura de salida. En la Figura 5.10 se muestra el ajuste entre la serie de valores de WBD experimental y teórica para los periodos de funcionamiento del sistema de humidificación. El coeficiente de correlación obtenido entre estas magnitudes es $R^2 = 0.80$. A pesar de las incertidumbres en algunas de las variables de entrada al modelo, este resultado nos permite confiar en la validez del modelo propuesto.

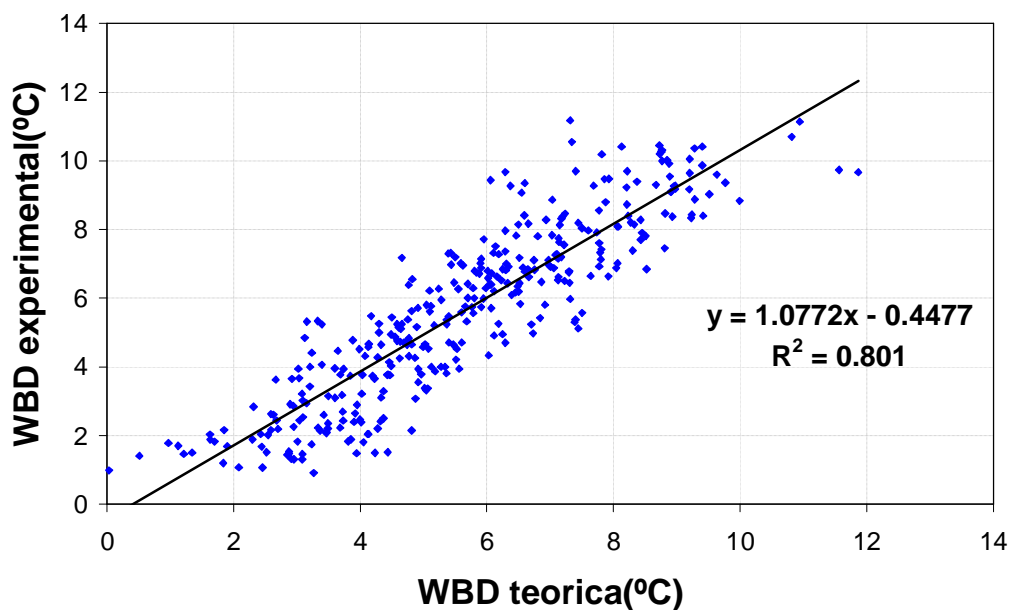


Figura 5.10. Ajuste de WBD teórica y experimental

5.4. ANÁLISIS PARAMÉTRICO DEL MODELO TÉRMICO.

El estudio paramétrico permite evaluar la respuesta del modelo a la variación de las magnitudes físicas de las cuales depende. Para hacer este estudio del modelo de refrigeración evaporativa de la torre de viento, se han elegido los datos climatológicos registrados por la estación meteorológica de SUNRISE durante el 18 de julio de 2008.

El análisis paramétrico consta de una batería de simulaciones en las que se modifica una de las variables mientras se mantiene fijo el valor del resto. La Tabla 5.3 recoge las variables analizadas en el modelo y su correspondiente rango de variabilidad.

Tabla 5.3. Variables de entrada analizadas y rangos empleados en el estudio paramétrico.

Variables de entrada	Rango
<i>Variables climáticas</i>	18 Julio 2008.
<i>Caudal de aire</i>	1.6-3.6 kg/s
<i>Caudal de agua</i>	0.0015-0.015 kg/s
<i>Coeficiente de absorción del plástico</i>	0.1-1
<i>Altura de la torre</i>	4-18 m
<i>Diámetro de la torre</i>	0.4-1.8 m

En todas las simulaciones se impone que los micronizadores de agua y el ventilador entran en funcionamiento cuando $T_{amb} > 27$ °C y $HR_{amb} < 75$ %. En todos los casos, la influencia de las distintas magnitudes se evaluará a través de los cambios que experimenta el descenso de temperatura en su recorrido por el interior de la torre (DT).

5.4.1 INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSICO DE AIRE.

La Figura 5.11 muestra la influencia del flujo de aire sobre el salto térmico entre la entrada y salida en la torre. Esta gráfica, para flujos máxicos de aire en el rango de [1.6, 3.6] kg/s y con un intervalo de paso entre cada simulación de 0.2 kg/s, se obtiene bajo condiciones de humidificación uniforme y ventilación forzada. El rango de variación del flujo de aire elegido incluye valores por encima y por debajo del correspondiente valor de diseño (2.6 kg/s).

A medida que disminuye el flujo de aire suministrado por el ventilador, se obtienen mayores diferencias de temperatura entre la entrada y la salida de la torre. Este resultado era de esperar, dado que cuanto menor es el flujo de aire, más posibilidades tienen de saturarse para un mismo suministro de agua, y acercarse por ello a la temperatura mínima posible o la de saturación adiabática.

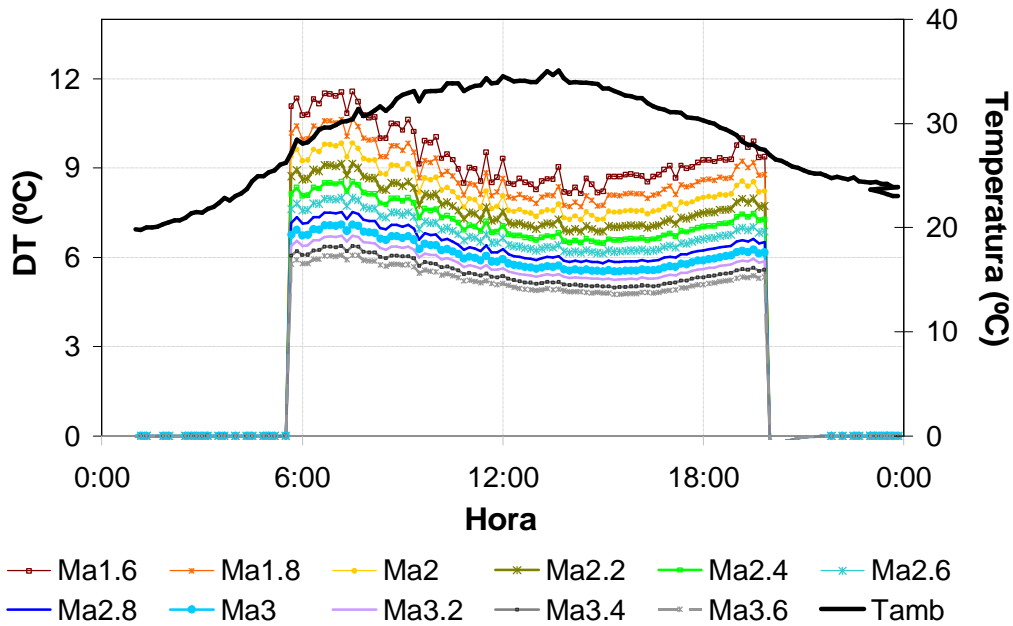


Figura 5.11. Salto térmico (entrada- salida) en función del flujo de aire introducido.

5.4.2 INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSIICO DE AGUA.

La influencia del flujo másico de agua se evalúa, variando dicho parámetro con el rango de simulación de [0.0015, 0.015] kg/s, valores por encima y por debajo del valor de diseño. La Figura 5.12 muestra la evolución de la temperatura ambiente (en negro y escala derecha), junto con la DT obtenida para los diferentes valores del flujo de agua analizados. Tal y como era de esperar, el descenso térmico aumenta con el flujo de agua, ya que es más probable alcanzar la temperatura de saturación. La gráfica muestra además, que esto se consigue más fácilmente, para un mismo suministro de agua, cuando la temperatura ambiente es menor y la radiación solar no calienta el aire circulante por el interior de la torre. Por tanto, puede conseguirse una mayor eficiencia de refrigeración a costa de aumentar el consumo de agua. Esta es una de las variables más críticas de la instalación, no sólo por su escasez, sino también por las condiciones de salubridad que es preciso mantener en la corriente de aire saliente hacia la zona peatonal.

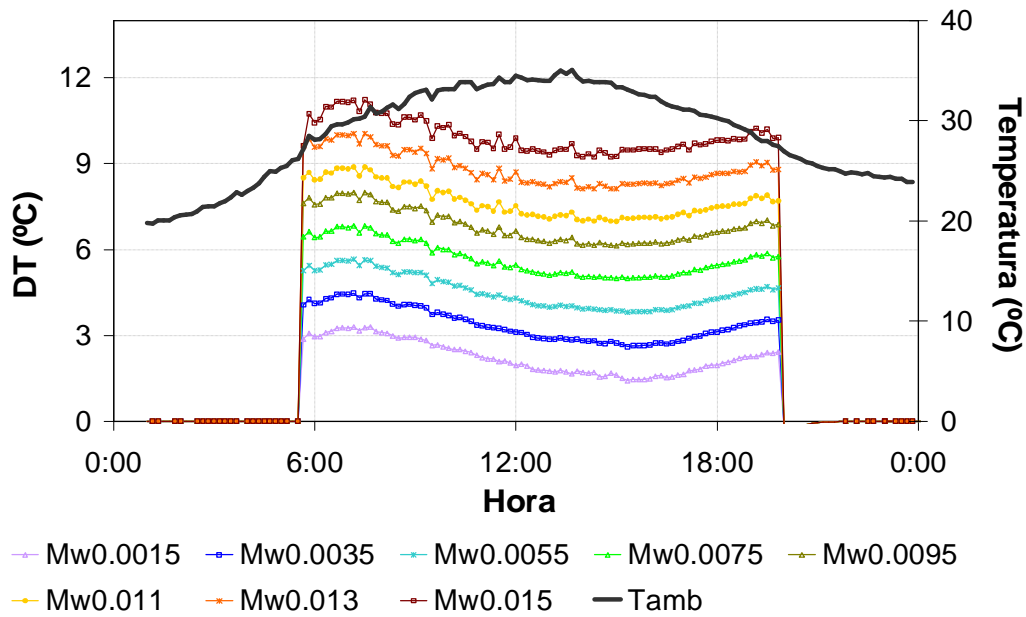


Figura 5.12. Salto térmico (entrada- salida) en función del flujo másico de agua inyectado.

5.4.3 INFLUENCIA DEL COEFICIENTE DE ABSORCIÓN DEL PLÁSTICO ENVOLVENTE.

A la hora de elegir el plástico de la envolvente que delimita lateralmente la torre de viento bajo estudio, las condiciones estéticas han tenido una enorme importancia sobre la decisión final, llegando incluso a primar sobre las energéticas. Por este motivo, el conocimiento de la influencia del color del plástico sobre el balance global es importante. El plástico elegido para la torre es polietileno de alta densidad con una absorción de 0.25. Se ha hecho una batería de simulaciones para variaciones de este parámetro en el rango [0.1, 1], cuyos resultados se muestran en la Figura 5.13.

Esta figura muestra cuán importante es la elección del material de la envolvente, y cómo una alta absorción del mismo puede llegar a anular el efecto de la refrigeración evaporativa en las horas centrales del día en que la irradiancia es máxima, e incluso hacer que la temperatura de salida supere a la de entrada (lo que se observa para valores de α_{abs} mayores que 0.8). Consecuentemente, habrán de utilizarse plásticos de baja absorción a la radiación solar.

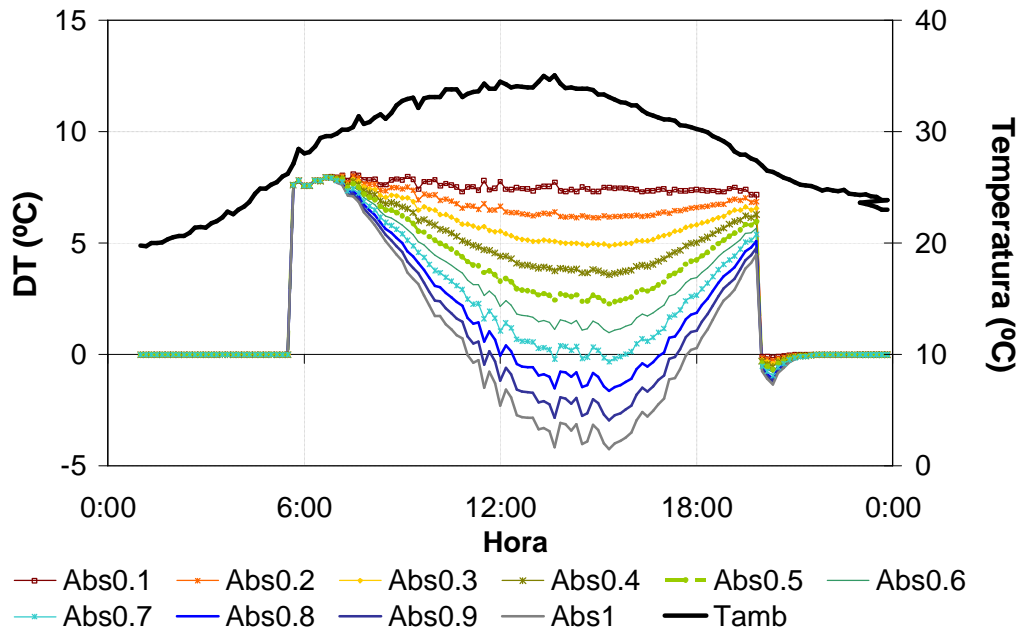


Figura 5.13. Salto térmico (entrada- salida) en función del coeficiente de absorción del plástico.

5.4.4 INFLUENCIA DE LA RELACIÓN ALTURA Y DIÁMETRO DE LA TORRE.

Además de los parámetros operacionales de la torre (absortancia del plástico y flujos de agua y aire), parámetros constructivos como la altura y el diámetro, también ejercen gran influencia sobre su comportamiento térmico. La torre construida está diseñada con una relación altura/diámetro (H/d) =10. Para analizar como influyen dichos parámetros sobre el salto de temperatura alcanzado entre la entrada y la salida en la torre, cuando la humidificación y la ventilación forzada son las mismas, se han realizado dos baterías de simulaciones variando la relación a H/d .

a) Variación de la altura.

La Figura 5.14 representa la influencia de la altura manteniendo constante el diámetro, para valores H/d en el rango [4, 18]. En ella se observa que durante las primeras horas del día, cuando la radiación solar es muy baja y las temperaturas son más suaves, torres con mayores alturas alcanzan más fácilmente la saturación del aire que torres más cortas. Sin embargo, cuando la radiación solar calienta la envolvente de plástico de la torre y con ello el aire circulante por el interior de la misma, el caudal de agua suministrado por los micronizadores es insuficiente para saturar todo el aire interior para alturas superiores. Es por ello que el salto térmico del aire entre la entrada y salida se reduce. Esta reducción en la eficiencia de refrigeración, es más significativa a partir de los 12 m de altura.

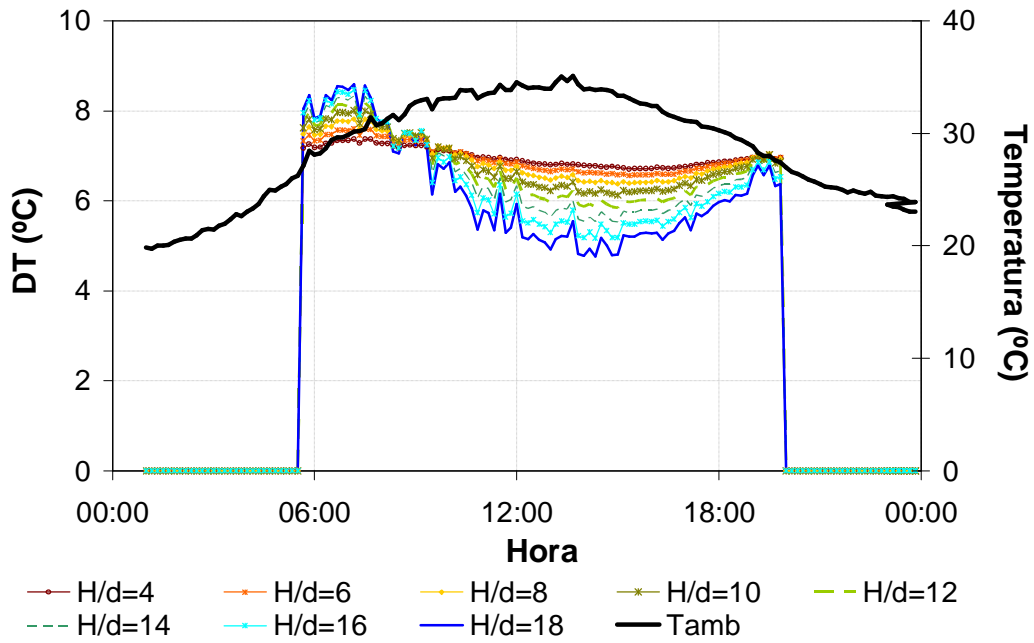


Figura 5.14. Salto térmico (entrada- salida) en función de la variación de la altura en la relación H/d.

b) Variación del diámetro.

La variación del diámetro en la relación H/d simulada, manteniendo constante la altura, está dentro del rango [4, 18]. La influencia de dicha variación frente a los saltos de temperatura alcanzados en el interior de la torre, se representa en la Figura 5.15.

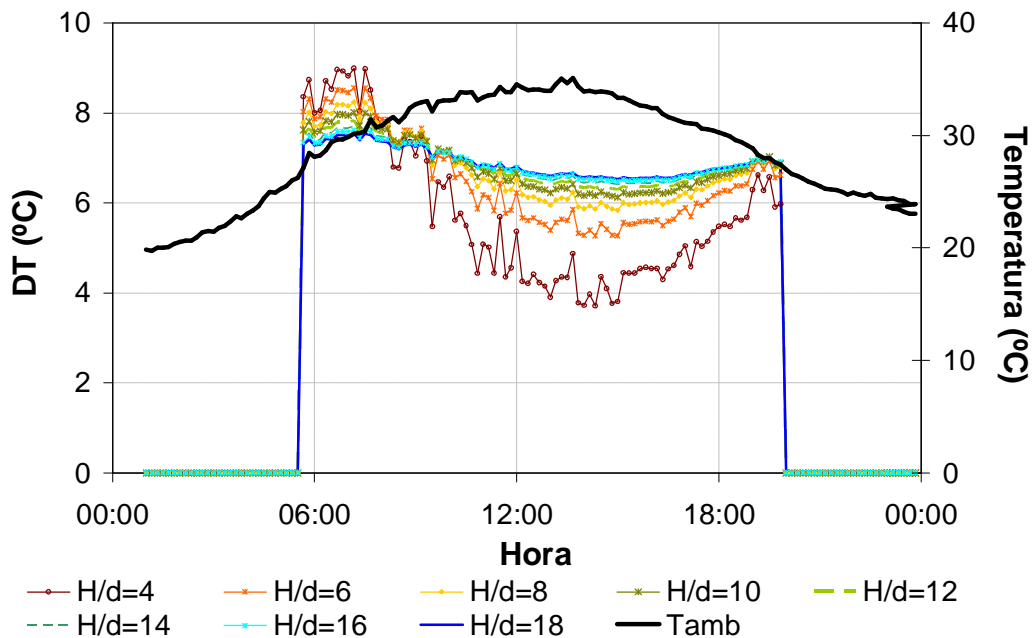


Figura 5.15. Salto térmico (entrada- salida) en función de la variación del diámetro en la relación H/d.

Tal y como se muestra en esta gráfica, para temperaturas exteriores suaves y bajos niveles de radiación solar, mayores diámetros de la torre dan lugar a mayores diferencias de temperatura entre la entrada y salida, pero cuando la radiación solar calienta la torre, diámetros menores se aproximan más a la saturación del aire y alcanzan DT mayores.

5.5. ESTUDIO DE SOLEAMIENTO DEL “ÁRBOL DE AIRE” SUR.

A la hora de analizar y filtrar las medidas tomadas durante el periodo de monitorización, se encontraron valores sin sentido físico. Tal es el caso de algunos valores de temperatura registrados bajo el “Árbol de Aire” a 1 m del suelo, dado que eran muy superiores a la temperatura ambiente medida por la estación meteorológica de SUNRISE. La respuesta a este comportamiento, era que estos sensores no estaban debidamente protegidos de la influencia de la radiación solar, que calentaba la estructura metálica donde estaban instalados. Para verificar esta hipótesis, se ha realizado un análisis de la sombra que proyecta el “Árbol de Aire” sobre la zona peatonal.

Este estudio se ha hecho con el programa Ecotec Analysis, distribuido por la empresa norteamericana Autodesk (web. Ecotec), que ejecuta numerosos análisis referentes a la incidencia de los rayos solares sobre un objeto, calculando los niveles de iluminación y las temperaturas sobre una determinada superficie. Este programa realiza cartas solares diarias o anuales de un emplazamiento dado. Los resultados los muestra en forma estática (para un día o un periodo dado), o en forma dinámica mediante una sucesión de imágenes correspondientes a las distintas cartas diarias o estacionales calculadas. Con estas cartas, el programa también permite optimizar el diseño de un edificio jugando con los elementos de sombreado.

La entrada al modelo es la definición de la instalación, que para este caso se ha hecho con el proyecto arquitectónico del “Árbol de Aire” en 3D Studio (programa de dibujo en tres dimensiones), y los datos climatológicos correspondientes a los días en que se desea conocer la insolación. Se han elegido diferentes días y diferentes horas para determinar la proyección de la sombra que el “Árbol de Aire” ejerce sobre la zona peatonal.

Las gráficas de la Figura 5.16 muestran los resultados de la sombra proyectada por la instalación al mediodía solar, para los días 21 de los meses de junio (solsticio de verano), julio y agosto. Se observa que la mayor proporción de sombra en la parte interna del “Árbol de Aire” y durante el mediodía, se produce en el mes de agosto.

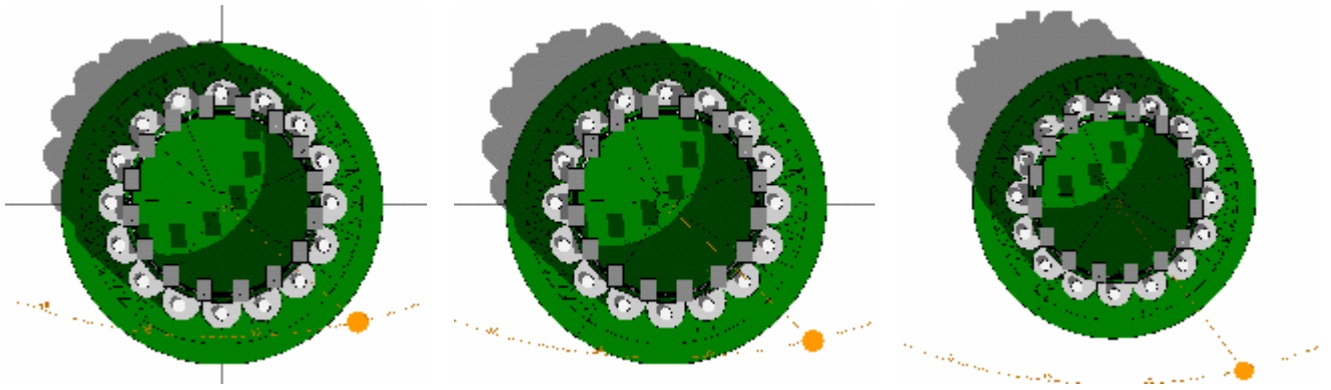


Figura 5.16. Proyección solar sobre el "Árbol de Aire" a las 12h para el: a) 21 de junio, b) 21 de julio y c) 21 de agosto.

Un estudio similar se ha hecho para diferentes horas (10, 12, 14, 16, 18 y 20h.) del día 19 de julio (día en que funcionaron correctamente los sistemas evaporativos). Los resultados de esta simulación se muestran en la serie de Figuras 5.17.

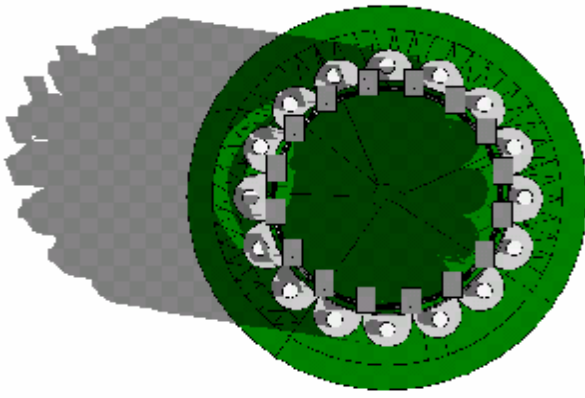


Figura 5.17a. Proyección solar a las 10h.



Figura 5.17b. Proyección solar a las 12h.

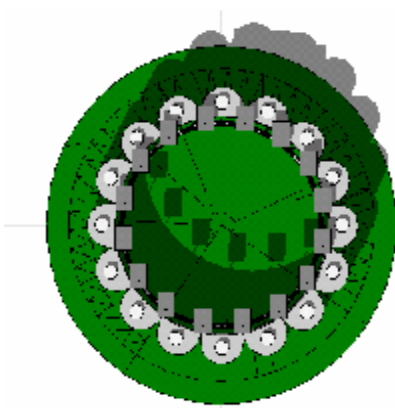


Figura 5.17c. Proyección solar a las 14h.

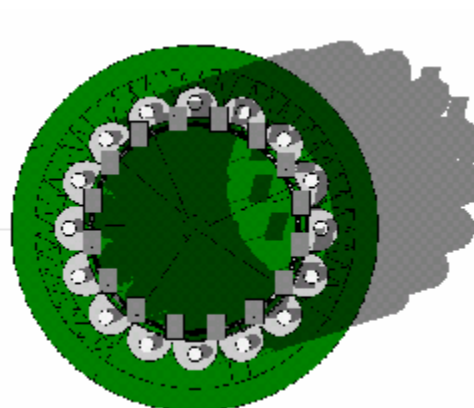


Figura 5.17d. Proyección solar a las 16h.

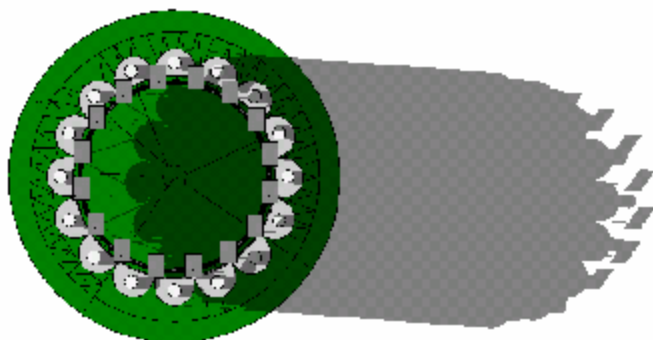


Figura 5.17e. Proyección solar a las 18h.

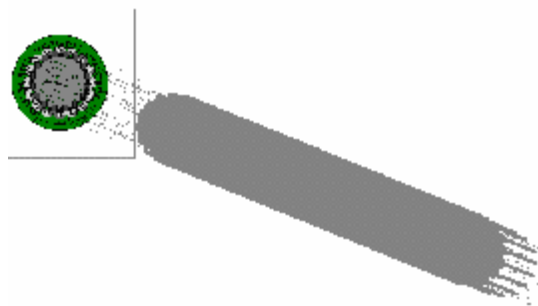


Figura 5.17f. Proyección solar a las 20h.

En esta serie de figuras se observa que la radiación solar incidente sobre el interior del recinto varía mucho en función de la hora del día, desplazándose de Este a Oeste a medida que pasan las horas. Por la mañana, con el sol al Este y con poca altura, la propia instalación sombrea prácticamente todo el interior del recinto así como la zona oeste exterior de la estructura. Cuando el Sol alcanza el zenit, únicamente está sombreada la zona interior sur y el área exterior noroeste; por la tarde y a medida que la trayectoria solar se desplaza hacia el Oeste, la instalación va sombreando la zona centro y oeste en el interior, mientras que en el exterior la sombra se va desplazando hacia el área noreste. Finalmente, a partir de las 20h cuando la altura solar vuelve a ser pequeña, el interior del recinto está completamente sombreado y la estructura proyecta una sombra hacia el este.

En la Tabla 5.4, correspondiente con las representaciones gráficas de la Figura 5.17, se presenta la fracción de tiempo que están en sombra los sensores ubicados a 1 m de altura en la zona peatonal bajo el "Árbol de Aire" (posiciones N y S), y en el centro de este plano que es donde habitualmente se colocarían los viandantes (C). Por ejemplo, entre las 11.30 y las 12.30 horas, el 66 % de las medidas en la posición Norte están afectadas por la insolación, mientras que las obtenidas en la posición Sur están totalmente sombradas.

Este análisis del soleamiento producido por la propia instalación bajo la zona peatonal del "Árbol de Aire", ha permitido:

- § Filtrar los registros de temperatura afectados por la insolación a 1 m del suelo. Se han eliminado las correspondientes medidas, y cuando ha sido posible, se han corregido con los valores de la temperatura del aire obtenidos con otros sensores adecuadamente ventilados.
- § Evaluar el nivel de confort térmico en la zona peatonal bajo el "Árbol de Aire", tomando como variable de entrada la fracción de sombra alcanzada.

Tabla 5.4. Fracción Solar obtenida el 19 de julio a 1 m del suelo en las posiciones sur, central y norte.

Hora solar	Fracción Solar (%) SUR	Fracción Solar (%) CENTRO	Fracción Solar (%) NORTE
6:30-7:30	33	33	0
7:30-8:30	100	100	66
8:30-9:30	100	100	100
9:30-10:30	100	100	100
10:30-11:30	100	66	100
11:30-12:30	100	0	33
12:30-13:30	100	0	0
13:30-14:30	100	0	0
14:30-15:30	100	0	0
15:30-16:30	100	66	66
16:30-17:30	100	100	100
17:30-18:30	100	100	100
18:30-19:30	100	100	33
19:30-20:30	33	33	0

5.6. CONCLUSIONES DE LA SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO.

A pesar de tener bastante imprecisión en el valor de los flujos máxicos de agua y aire, hipótesis razonables sobre su valor, han permitido validar el modelo del comportamiento térmico del aire en el interior de la torre.

Una mala ubicación o instalación de los sensores puede generar múltiples problemas en la interpretación de los ensayos experimentales.

La mala protección de algunos sensores frente a la radiación solar y el consecuente calentamiento de la estructura, ha reducido sensiblemente el número de medidas de temperatura, útiles para su análisis, obtenidas a 1 m del suelo en la zona peatonal bajo el “Árbol de Aire”.

La elección de las propiedades ópticas del plástico de la envolvente es de vital importancia, ya que del análisis paramétrico se concluye que su influencia puede anular el efecto de la humidificación.

La relación entre los flujos máxicos de agua y aire es sumamente importante a la hora de conseguir un descenso en la temperatura durante su recorrido por la torre. Optimizar el flujo de agua para un determinado flujo de aire y unas determinadas condiciones climáticas, es algo que debe hacerse antes de la construcción de una instalación evaporativa concreta.

**CAPÍTULO 6. MODELO FLUIDO-DINÁMICO
DE UNA TORRE DE VIENTO DEL “ÁRBOL
DE AIRE” SUR.**

6.1. INTRODUCCIÓN.

El modelo térmico de la torre de viento evaporativa, expuesto en el Capítulo 5, es capaz de predecir el comportamiento del aire que circula por el interior cuando funcionan los sistemas evaporativos, pero no aporta ninguna información cuando el aire se mueve por circulación natural (el ventilador y los micronizadores están parados). En esta situación, el captador de vientos ubicado en la parte superior de la torre adquiere especial relevancia, ya que su principal función es la de redirigir la corriente de aire externa hacia el interior de dicha torre. La modelización del movimiento del aire en el interior de la torre bajo estas circunstancias se ha llevado a cabo con el programa de mecánica de fluidos FLUENT 6.3, distribuido por la empresa Norteamericana ANSYS Inc (Web Fluent).

Las ecuaciones fundamentales que rigen el movimiento de un fluido, son las de balance de masa y cantidad de movimiento, conocidas como de Navier-Stokes, que en ausencia de fuentes o sumideros de masa y energía adoptan la siguiente forma:

$$\nabla(\dot{v}) = 0 \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{m}{r} \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{v_i' v_j'}) \quad (6.2)$$

Los subíndices $i, j=1,2$ y 3 se refieren a las direcciones cartesianas (x, y, z) y μ es la viscosidad dinámica. Dado que la resolución analítica de estas ecuaciones es muy complicada, se obtiene la solución empleando los métodos numéricos.

6.2. MODELIZACIÓN DE UNA TORRE DE VIENTO DEL “ÁRBOL DE AIRE”.

6.2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL.

El modelo de mecánica de fluidos desarrollado para la simulación del movimiento del aire en el interior de las torres del “Árbol de Aire”, se aplica exclusivamente a una de ellas, la número 11, considerándola libre del efecto de las demás y de la estructura que le rodea.

La torre de viento estudiada, cuyo esquema se muestra en la Figura 6.1, tiene una altura de 12.3 m y un diámetro de 1.25 m. El captador de vientos, de configuración cilíndrica con 1.8 m de altura y 1.5 m de diámetro, dispone de tres aberturas circulares de 1 m de diámetro, las cuales presentan una separación angular entre ellas de 120° , y están orientadas según las direcciones SO (dirección de los vientos dominantes en el bulevar), y 15° desviadas del N y del E respectivamente. En el interior del captador de vientos, tres paredes verticales de plástico del mismo tamaño que el captador, delimitan los canales internos independientes de aire.

La salida del aire de la torre se efectúa a través de siete aberturas circulares practicadas en su base (Figura 6.1).

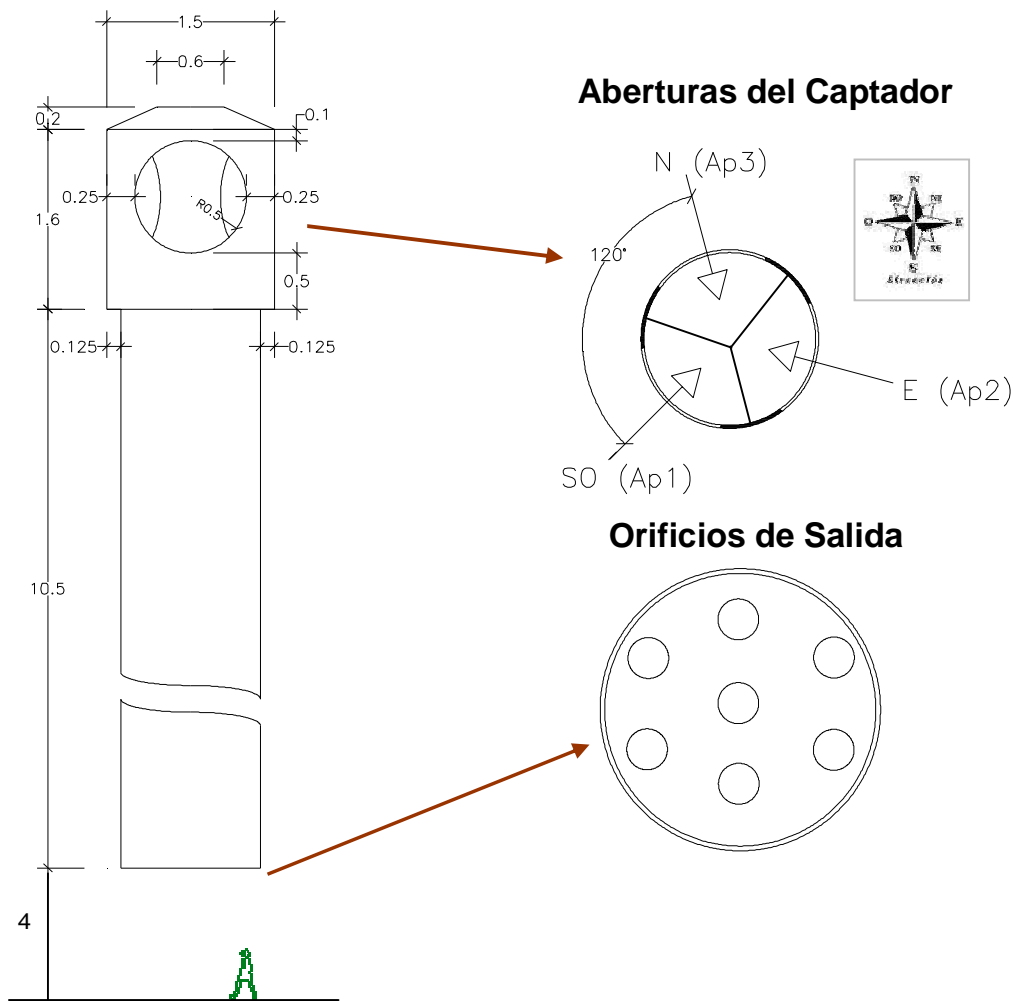


Figura 6.1. Torre de viento y aberturas de entrada y salida.

La elección de modelar una sola torre de viento se ha tomado tras analizar los resultados obtenidos de las simulaciones previas de toda la instalación, de los cuales se obtienen que:

- § Al tener el “Árbol de Aire” una simetría cilíndrica, y dada la posición de todas las torres de viento en la estructura global, una de las aberturas del captador mira siempre hacia el interior del recinto, por lo que todas ellas deberían comportarse, desde el punto de vista hidrodinámico, de forma similar.
- § Debido a la existencia de los edificios colindantes, sólo hay tres direcciones de viento que pueden afectar al régimen de circulación del aire que entra en la torre a través del captador de vientos. Estas direcciones, mostradas en esquema en la Figura 6.2, son las siguientes:

de obstáculos a la entrada y a la salida del aire de la torre. Para ello, las dimensiones del entorno en términos de la altura de la torre (H), han de ser como mínimo las que se muestran en el esquema de la Figura.6.3. Las dimensiones finales del paralelepípedo simulado son: 175 m x 51 m en la base y 41 m en altura.

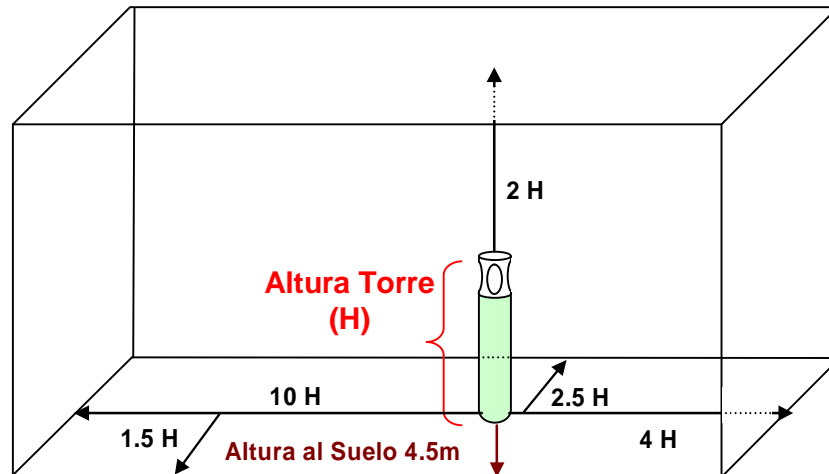


Figura 6.3. Esquema de las dimensiones del paralelepípedo.

Se ha definido con el programa de preprocesado Gambit, la geometría de los diferentes elementos que conforman el sistema a modelar: el captador de vientos, las tres aberturas de entrada, la torre, los siete orificios de salida y el dominio del entorno cercano. Para ello, se han creado sus volúmenes correspondientes: aberturas cilíndricas de entrada, canales de aire del captador y el resto del captador, el cilindro de la torre, las aberturas cilíndricas de salida y el paralelepípedo del entorno. El resultado es el modelo tridimensional simétrico mostrado en la Figura 6.4 (esquema completo).

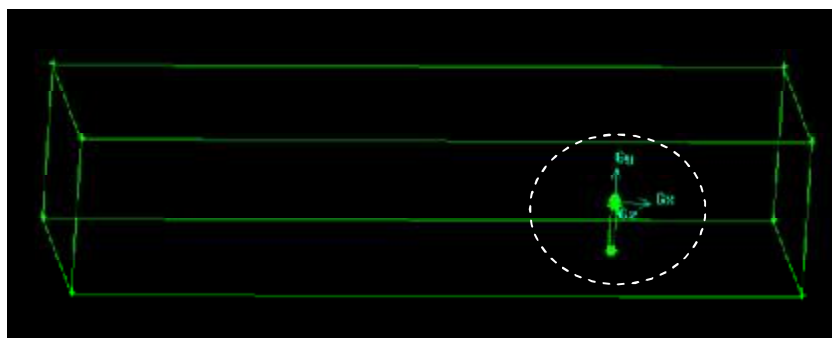


Figura 6.4. Geometría final de la torre de viento en Fluent. Modelo tridimensional.

Las Figuras 6.5a, b y c representan un detalle de la geometría de la torre, del captador y de los siete orificios de salida, marcado con un círculo blanco punteado en la Figura 6.4.

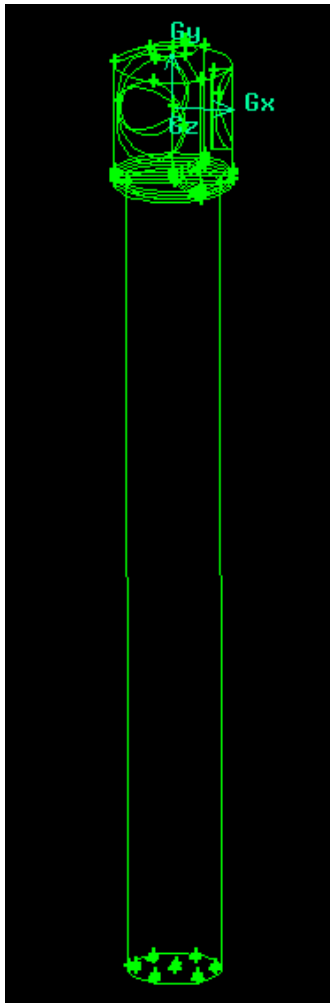


Figura 6.5a. Geometría de la torre de viento.

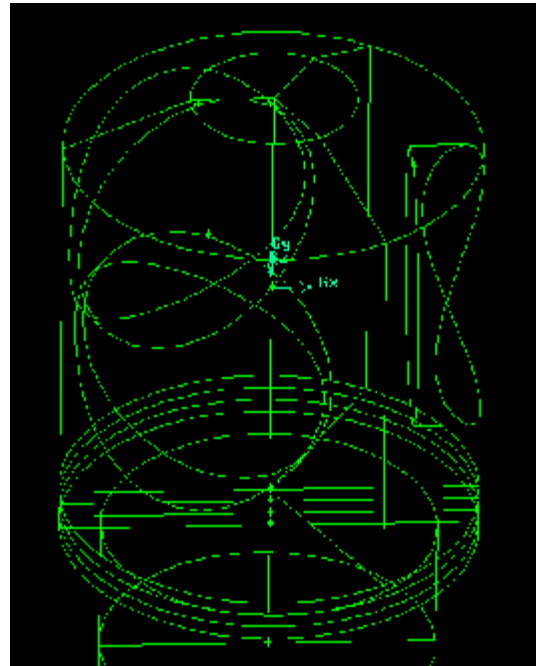


Figura 6.5b. Detalles de la geometría del captador de viento.

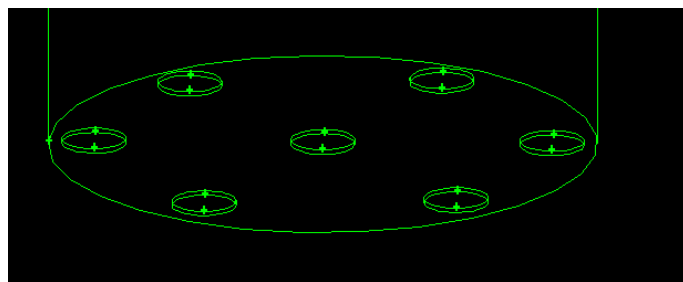


Figura 6.5c. Geometría de los orificios de salida de la torre de viento.

6.2.3. MALLADO DE LA TORRE DE VIENTO.

La generación del mallado es una parte fundamental a la hora de evaluar un modelo fluido-dinámico. Su objetivo es discretizar el dominio de cálculo de una forma ordenada, minimizando su coste de operación y permitiendo la resolución optimizada de las ecuaciones. Un código CFD (Computational Fluid Dynamics) trabaja dividiendo la región de interés en un gran número de celdas o volúmenes de control, delimitados en sus aristas por puntos o nodos. En cada uno de estos nodos, las ecuaciones matemáticas en derivadas parciales que describen el movimiento del fluido, se sustituyen por ecuaciones en diferencias finitas, obteniendo así la resolución numérica del problema planteado.

La simulación de un modelo simplificado implica la elección de un determinado conjunto de puntos (nodos), en los que se resolverán las ecuaciones para la obtención de la solución en los mismos. El método de discretización empleado en este caso es el de volúmenes finitos.

Se ha realizado un mallado no estructurado con volúmenes tetraédricos mediante funciones de gradiente de tamaño (Manual Fluent), donde la densidad de celdas es mayor en las zonas de interés, es decir, las celdas son más pequeñas. Para realizar el mallado del sistema completo, se han empleado cinco funciones diferentes para las distintas zonas del sistema en estudio:

- § *Función 1:* realiza el mallado de las aberturas del captador (Figura 6.6), con tamaño de celda creciente a medida que el nodo se aleja de las entradas (precisión de 0.05 a 0.1 m).
- § *Función 2:* construye el mallado del volumen del captador (Figura 6.6), con mayor precisión en las zonas próximas a las entradas (precisión de 0.1 a 0.2 m).
- § *Función 3:* hace la malla del área de los orificios de salida, con mayor precisión en la cara externa (precisión de 0.05 a 0.1 m).
- § *Función 4:* malla el resto de la torre de viento, aumentando la distancia de la celda a medida que se aleja de los orificios de salida (precisión desde la zona colindante a 0.2 m).
- § *Función 5:* se encarga del mallado del dominio del aire alrededor de la torre (Figura 6.7). El tamaño de la celda aumenta con la distancia a la torre (precisión desde la zona colindante hasta 0.8 m).

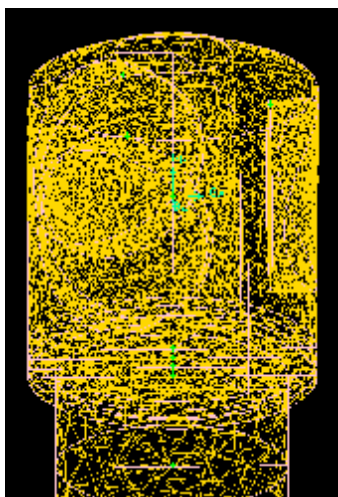


Figura 6.6. Mallado del captador y sus aberturas.

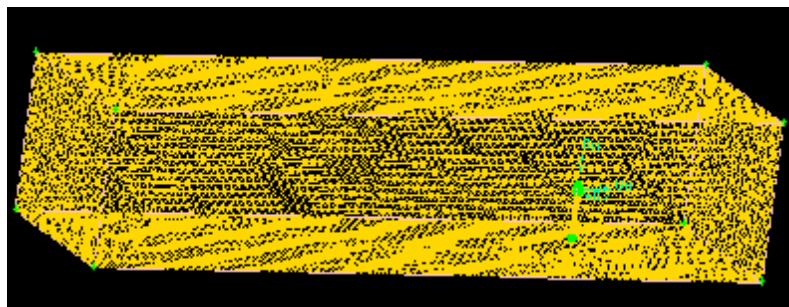


Figura 6.7. Mallado del volumen de la torre y del aire exterior.

El empleo de un mallado no estructurado, formado por tetraedros, permite triangular todos los nodos hasta completar el volumen total del modelo, con 10^6 nodos. El mallado debe ajustarse a las fronteras para que las condiciones de contorno puedan ser reproducidas de la manera más precisa posible, por lo que se requiere una estructura regular.

Se han realizado numerosas pruebas con diferentes números de celdas, variando entre $2.5 \cdot 10^5$ y $2 \cdot 10^6$, para analizar la convergencia de la red. De este estudio se deduce que un mallado de 10^6 nodos es lo suficientemente preciso como para no depender del tamaño de la malla, ya que aumentar el número de nodos mejora muy poco la precisión y aumenta considerablemente el tiempo de resolución.

6.2.4. CONDICIONES DE CONTORNO.

La introducción de las condiciones de contorno en el modelo se hace a través del programa de preprocesado Gambit. Esta definición podrá ser cambiada posteriormente, si fuera necesario, en Fluent.

En el modelo, los bordes de los volúmenes se definen como elementos sólidos y como fluido lo que circula por el interior de la torre o lo que la envuelve. A continuación, se detallan las condiciones de contorno de los elementos que van a ser analizados: paredes, zonas de velocidades, zonas de presión y zonas interiores. (Figura 6.8).

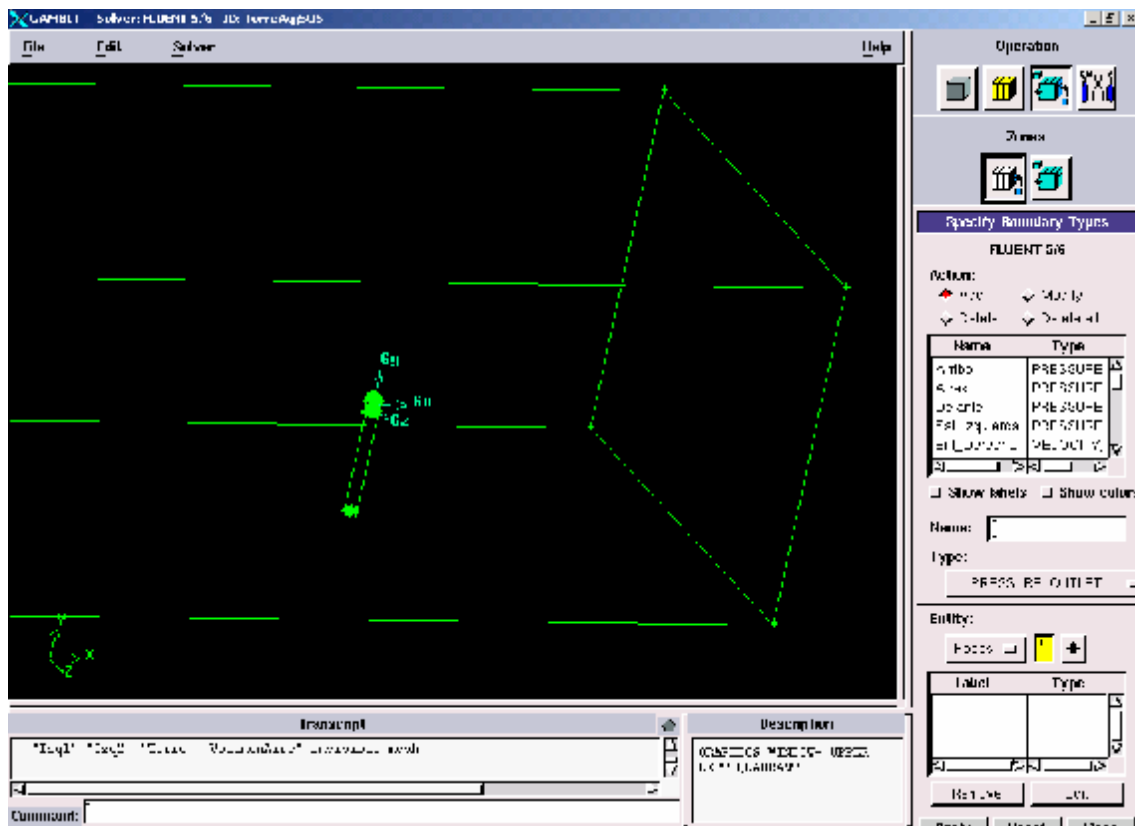


Figura 6.8. Definición de la condiciones de contorno en Gambit.

En el esquema de la Figura 6.9 se muestran las diferentes zonas que se introducen en el modelo para la simulación del movimiento de aire en el interior de la torre de viento. Cuando el

aire incide perpendicularmente a una de las aberturas entra directamente en la torre, aunque las otras dos aberturas actúan como áreas de presión, forzando al aire a salir por ellas.

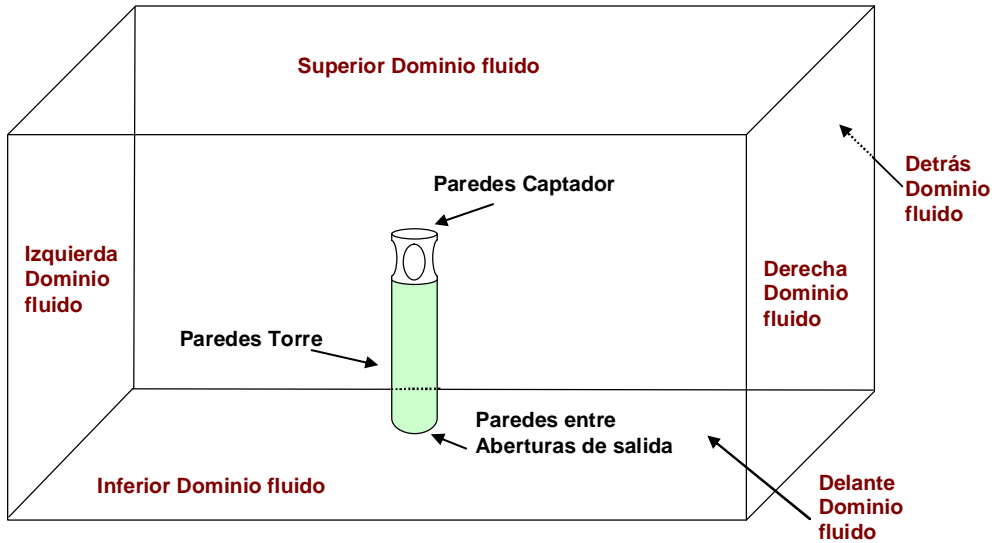


Figura 6.9. Esquema de las condiciones de contorno del modelo de la torre.

En Fluent, la modelización del comportamiento físico del aire requiere definir como condiciones de contorno, no sólo las paredes sino también las zonas de donde procede el viento exterior y las zonas por donde sale el flujo de aire. En la Tabla 6.1 se recogen todas las condiciones de contorno necesarias para evaluar las características de la circulación del aire en el interior de la torre. Se tiene tres tipos de condiciones: de velocidad, de presión y paredes. La condición de tipo pared es la que precisa de mayor cuidado en su definición, porque en sus proximidades se genera una capa límite en la cual varían mucho los parámetros que caracterizan el fluido

Tabla 6.1. Condiciones de contorno de la torre modelizada en Fluent.

Zona de interés	Condición de Contorno Fluent
<i>Bordes exteriores del captador</i>	Pared
<i>Bordes exteriores de la torre</i>	Pared
<i>Paredes interiores de la torre</i>	Pared
<i>Pared inferior de la torre (zona no ocupada por las aberturas de salida)</i>	Pared
<i>Zona derecha del dominio del aire</i>	Velocidad de Entrada
<i>Zona izquierda del dominio del aire</i>	Presión de Salida
<i>Zona delantera y trasera del dominio del aire</i>	Presión de Salida
<i>Zona superior del dominio de aire</i>	Presión de Salida
<i>Zona inferior del dominio de aire</i>	Pared

6.2.5. CONDICIONES INICIALES Y MODELOS DE TURBULENCIA.

Una vez definidas la geometría, el mallado y las condiciones de contorno de la torre de viento, se exportan a Fluent y se introducen las ecuaciones que caracterizan el comportamiento del fluido, las propiedades de los materiales y las condiciones iniciales. Dentro de este programa se pueden seleccionar multitud de modelos, tales como los de radiación, energía, turbulencia, transporte de materiales, ignición, etc. Para analizar el comportamiento del aire en el captador de la torre, únicamente ha sido necesario el uso de un modelo de turbulencia que reproduzca el movimiento del fluido en régimen turbulento. En este estudio no se ha trabajado con el modelo energético porque se pretende analizar el movimiento del aire en el interior de la torre en ausencia de intercambio calorífico.

Las propiedades del fluido y de los materiales con los que éste entra en contacto, tales como la viscosidad o la densidad, se toman de la librería de materiales de Fluent, y se ha supuesto constantes para toda la simulación. No hay que olvidar introducir en el modelo las especificaciones correspondientes a la acción gravitatoria y a la presión atmosférica.

Las condiciones iniciales de un modelo definen el estado del sistema en un momento dado, a partir del cual comienza la resolución de las ecuaciones correspondientes. Su conocimiento es fundamental para poder alcanzar una solución final del problema planteado. Estas simulaciones se han hecho imponiendo la hipótesis que el régimen de circulación del aire a través de la torre, es estacionario y adiabático.

El programa se inicializa introduciendo como condición de contorno en la zona derecha del dominio (Figura 6.8), el módulo y la dirección de la velocidad del viento exterior. Se ha realizado una batería de simulaciones tomando como datos de entrada los diferentes valores de la velocidad registrados durante el periodo de monitorización, variando la dirección preferente del viento exterior con orientaciones: SO, NE y N.

Por último, es necesario introducir la condición de un régimen de circulación del aire en el interior de la torre turbulento. Existen varias maneras de modelar este tipo de regimenes con un CFD (Santiago del Río, 2006). En este caso se ha empleado el modelo estándar $k - e$, que básicamente consiste en añadir dos ecuaciones a las de Navier – Stokes, una para la energía cinética turbulenta (k) y otra para la velocidad de disipación viscosa (e):

$$k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_i} \quad (6.3)$$

$$e = \nu \left(\frac{\partial v'_i}{\partial x_j} \right) \left(\frac{\partial v'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v'_j}{\partial x_i} \right) \sqrt{2} \quad (6.4)$$

Donde $\overline{v_i}$ es el valor medio instantáneo de la velocidad y ν la viscosidad cinemática. El empleo de estas ecuaciones proporciona muy buenos resultados para flujos turbulentos sencillos, ya que sólo es necesario introducir las condiciones de contorno y las iniciales, requiriendo un número de iteraciones sensiblemente inferior al que demandan otros modelos. Este modelo de turbulencia ha sido utilizado en numerosos estudios sobre el comportamiento hidrodinámico del aire en edificios, (Evola and Popov, 2006; Li and Mak, 2007; Su et al, 2008; Montazeri, 2011).

6.2.6. PARÁMETROS DE EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE VENTILACIÓN.

Para determinar la eficacia de la torre de viento como sistema de ventilación natural en cada una de las opciones simuladas, se han definido y calculado los tres indicadores siguientes:

- a) Fracción de viento captado por las aberturas, C_w . Se define como el cociente entre el flujo másico de aire entrante y el máximo alcanzable, suponiendo que entrara todo el viento exterior que incide sobre las aberturas del captador:

$$C_w = \frac{\dot{m}_e}{\rho v A_{ap}} \quad (6.5)$$

Donde A_{ap} es el área de la abertura.

- b) Eficiencia de ventilación, η_{vt} . Este parámetro calcula el flujo de aire que realmente circula por el interior de la torre. Se define como el cociente entre los flujos másicos de aire entrante y saliente:

$$\eta_{vt} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_s} \quad (6.6)$$

- c) Eficiencia de la torre, η . Se define como el producto de los dos parámetros anteriores:

$$\eta = \eta_{vt} C_w \quad (6.7)$$

6.2.7. RESULTADOS DEL MODELO CFD.

Una vez modelizada la torre con un CFD y para minimizar los errores numéricos de la simulación, el conjunto de ecuaciones planteado se resuelve con una herramienta de doble precisión basada en la presión (pressure-based double precision solver), con una discretización de doble orden (second order upwind) en todas las ecuaciones de transporte. Con ello se

asegura una buena precisión en los resultados obtenidos cuando se toma como criterio de convergencia de todos los residuos el valor 10^{-4} (Kalantar, 2009).

Se han llevado a cabo varias simulaciones para analizar el efecto de las variables: módulo y dirección de la velocidad del viento, sobre el movimiento de aire en el interior de la torre en circulación natural.

La dirección del eje principal del bulevar es N-S mientras que la de los vientos dominantes es SO-NE, que está libre de obstáculos a su paso por el bulevar. Las orientaciones NO, O, SE y E de la torre de viento están apantalladas por los edificios colindantes al bulevar, y la cara sur de la torre se ve afectada por la presencia de las otras torres de viento, especialmente las más próximas. Es por ello que solo tiene sentido hacer un análisis de los vientos con direcciones SO, NE y N.

Los valores más frecuentes de velocidad del viento registrados durante el verano de 2008 oscilan entre 1 y 3 m/s, aunque se registran velocidades superiores a los 4 m/s en aproximadamente un 25 % de las medidas obtenidas en dicho periodo.

Los valores introducidos en el modelo han sido la combinación de 2, 3, 5 y 7 m/s con las tres orientaciones mencionadas. A continuación, y a título de ejemplo, se muestran los resultados de la simulación para velocidades de viento de 2 m/s.

6.2.7.1. Dirección del viento exterior SO.

La Figura 6.10 representa la secuencia correspondiente a la evolución de la corriente de aire en el interior de la torre, cuando la velocidad del viento exterior es de 2 m/s y la dirección SO. A mayores velocidades los perfiles obtenidos son muy similares, aumentando la magnitud de la velocidad del aire a la salida pero manteniendo constante la eficiencia de la torre como sistema de ventilación natural.

En estas figuras se observa como el aire es introducido en el interior torre a través de la abertura SO (perpendicular al viento), con velocidades que oscilan entre 0.75 y 1.4 m/s, descendiendo por el canal correspondiente del captador de vientos, y a la salida de éste se divide en dos corrientes: una que descende hacia los orificios de salida de la torre con velocidades entre 0.75 y 1.9 m/s, aceleradas por efecto Venturi; y otra que asciende con velocidades entre 0.75 y 1.35 m/s, debido a las diferencias de presión que ejercen las otras dos aberturas. La existencia de siete orificios con un área muy pequeña al final de la torre, produce una aceleración de la velocidad del aire en la salida, mejorando la eficiencia de ventilación de la torre.

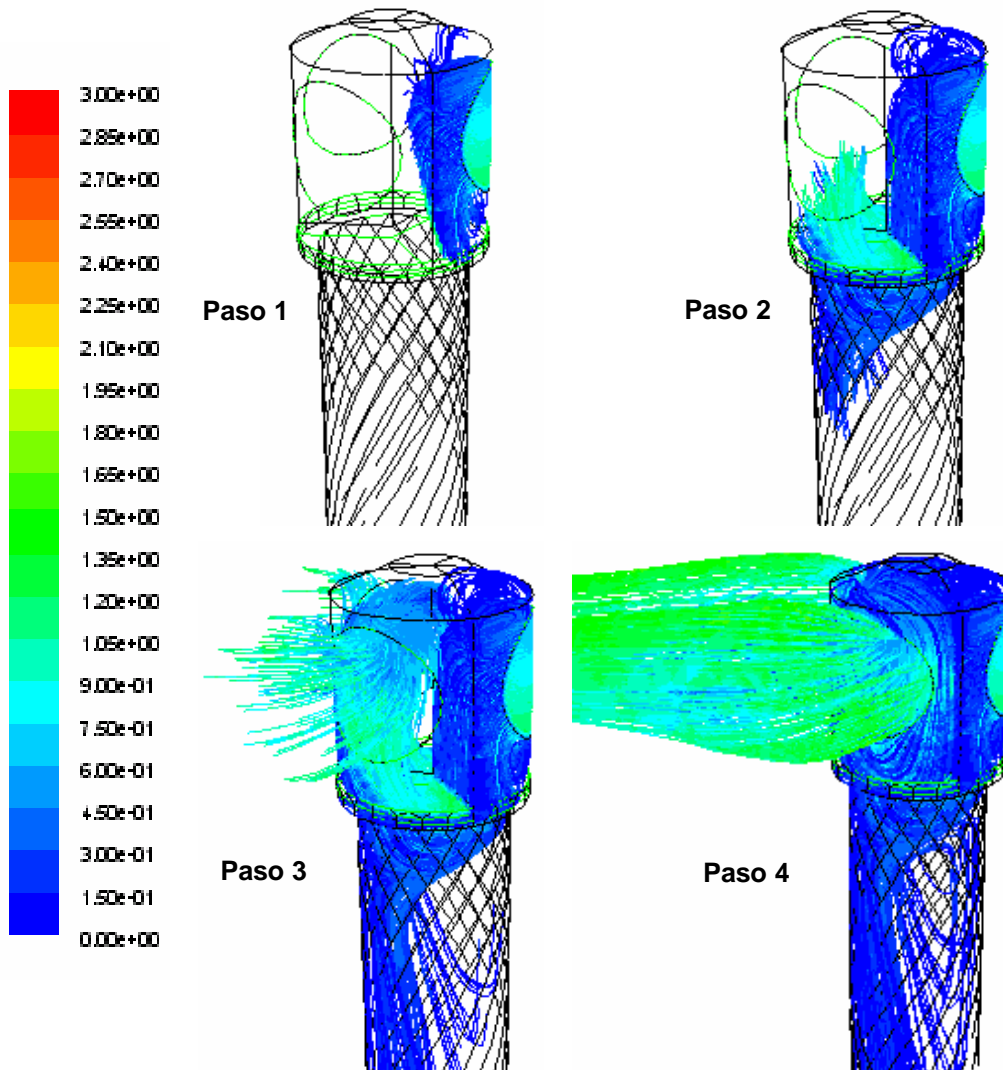


Figura 6.10. Perfiles de la velocidad del viento en el interior de la torre con orientación SO.

6.2.7.2. Dirección del viento exterior NE.

La Figura 6.11 muestra las líneas de corriente en el interior de la torre para vientos de dirección NE. En este caso el viento choca principalmente sobre las paredes del captador, por lo que sólo un flujo mínimo de aire entra en la torre por las aberturas N y E. Este hecho hace que a una distancia de unos pocos centímetros del final de los tabiques del captador, el valor de la velocidad del aire sea muy pequeño (de 0.3 a 0.6 m/s). Debido al poco flujo de aire introducido, el efecto de ventilación producido por el sistema completo es mínimo.

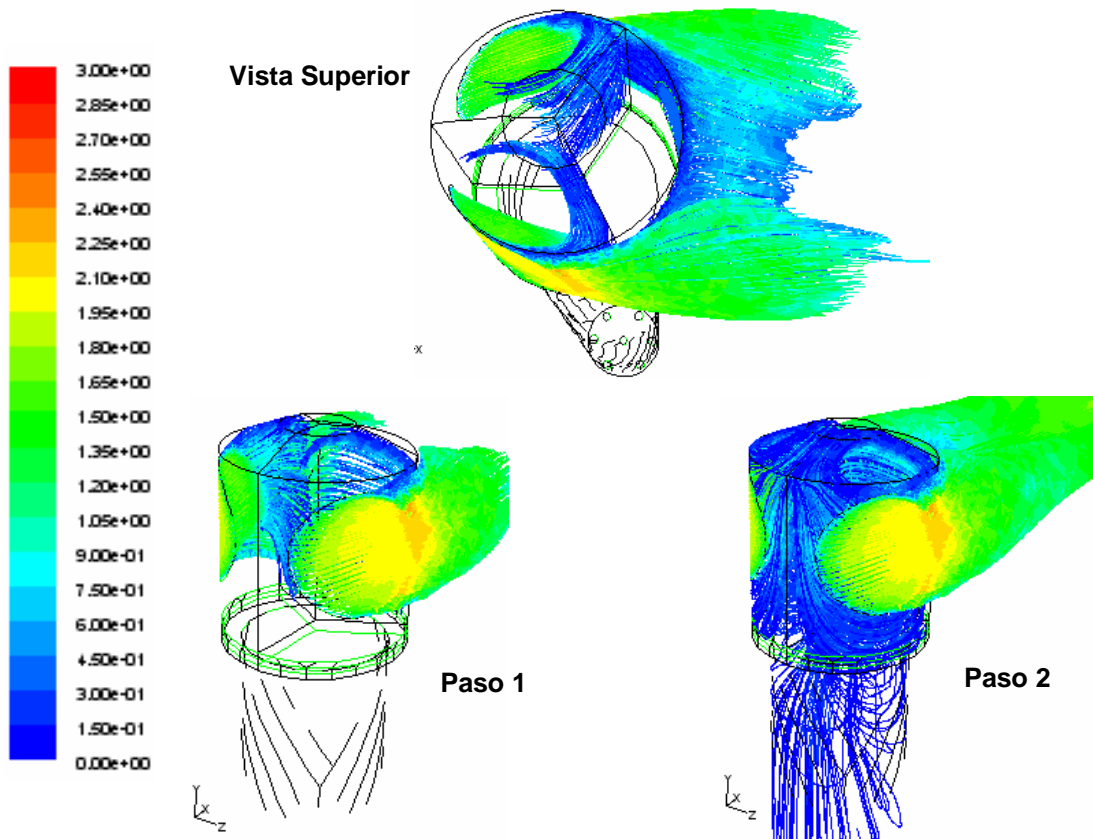


Figura 6.11. Perfiles de la velocidad del viento en el interior de la torre con orientación NE.

6.2.7.3. Dirección del viento exterior N.

Las líneas de corriente del aire en el interior de la torre se muestran en la Figura 6.12, cuando el viento exterior tiene dirección N. La mayor parte de la corriente del aire exterior es introducida por su abertura correspondiente, a pesar de estar desviada 15° respecto de la velocidad del viento incidente, con velocidades comprendidas entre 0.75 y 1.3 m/s. El aire captado, en su recorrido descendente por el canal, se divide en dos corrientes cuando supera la altura de los tabiques del captador: una que desciende y se acelera por efecto Venturi, con velocidades comprendidas entre 0.75 y 1.8 m/s; y otra que asciende y se dirige a las aberturas E y SO, con velocidades entre 0.75 y 1.2 m/s.

Al igual que ocurre cuando la dirección del viento es SO, para mayores velocidades de viento incidente los perfiles obtenidos son similares, con mayores velocidades del aire saliente, manteniéndose constante la eficiencia de la torre como sistema de ventilación natural.

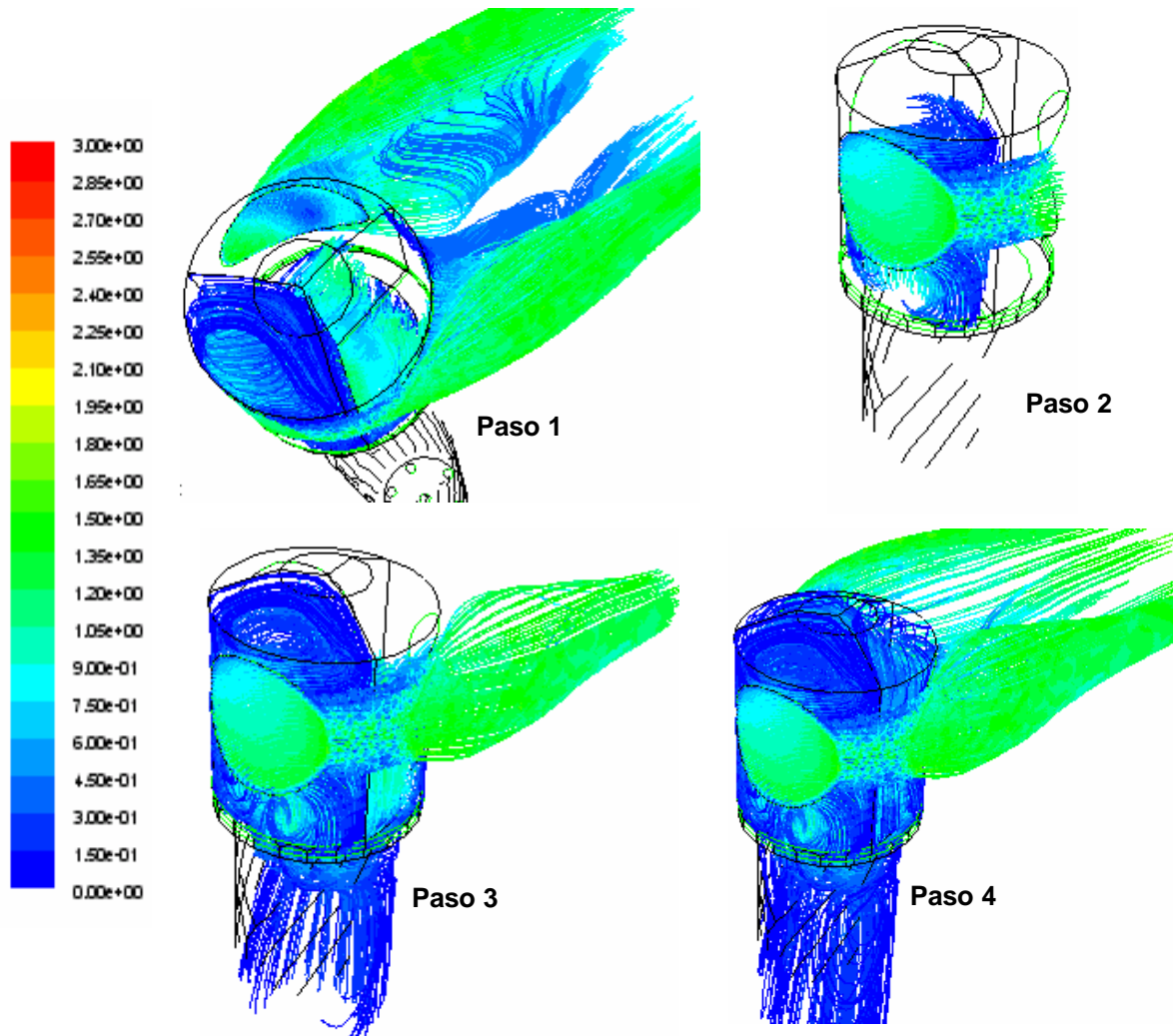


Figura 6.12. Perfiles de la velocidad del viento en el interior de la torre con orientación N.

En la Tabla 6.2 se muestran los valores obtenidos con el modelo CFD: flujos máxicos en la torre, parámetros de eficiencia definidos por las ecuaciones 6.5 a 6.7, velocidad del viento exterior (dato de entrada) y la velocidad del aire a la salida de la torre. Del análisis de los resultados se deduce que los mejores casos analizados, como estrategia de ventilación natural, se obtienen cuando la dirección del viento exterior es SO o N. La mayor eficiencia de ventilación se consigue para estas dos direcciones, alcanzando un flujo de aire en el interior de la torre, entre el 32 % y el 36 % de la corriente externa incidente sobre el captador de viento. En estos casos, la eficiencia obtenida es la más alta de todas las simulaciones realizadas, que en promedio es de aproximadamente un 7 %. Estos resultados también evidencian el alto porcentaje de pérdidas debido al deficiente diseño de la torre, ya que alrededor de un 65 % del viento exterior no es captado y redirigido hacia el interior. Estas pérdidas son debidas, principalmente a la existencia de tres aberturas contrapuestas, que parcialmente anulan la acción de la que está correctamente orientada, a las pérdidas de carga a lo largo de la torre y al área de los orificios de salida.

Tabla 6.2. Resultados obtenidos del análisis de influencia de la dirección del viento exterior.

Dirección Viento	v_v (m/s)	\dot{m}_{Ap1} (kg/s)	\dot{m}_{Ap2} (kg/s)	\dot{m}_{Ap3} (kg/s)	\dot{m}_e (kg/s)	C_w (%)	\dot{m}_s (kg/s)	h_{vt} (%)	h (%)	v_s (m/s)
SO	2	0.68	-0.27	-0.27	0.68	36	-0.14	20	7	1.24
NE	2	-0.15	0.11	0.10	0.21	10	-0.07	30	3	0.71
N	2	-0.26	-0.26	0.65	0.66	32	-0.13	20	6	1.16
SO	3	1.00	-0.40	-0.40	1.00	35	0.20	20	7	1.85
NE	3	-0.21	0.17	0.14	0.31	11	0.10	32	3	1.06
N	3	-0.39	-0.39	0.97	0.97	34	0.20	20	7	1.73
SO	5	1.62	-0.64	-0.64	1.62	34	-0.34	21	7	3.00
NE	5	-0.33	0.27	0.21	0.48	10	-0.15	31	3	1.74
N	5	-0.63	-0.62	1.58	1.58	33	-0.33	21	7	2.85
SO	7	2.23	-0.88	-0.88	2.23	33	-0.47	21	7	4.18
NE	7	-0.45	0.38	0.29	0.68	10	-0.23	34	3	2.41
N	7	-0.86	-0.86	2.20	2.20	33	-0.48	22	7	4.00

6.3. VALIDACIÓN DEL MODELO FLUIDO-DINÁMICO.

Los valores de los flujos máscicos del aire en las diferentes posiciones del interior de la torre, han sido obtenidos mediante un CFD y por lo tanto no se puede determinar el error de dichas medidas. La validación del modelo fluido-dinámico desarrollado con Fluent, se ha hecho por comparación de los valores de velocidad de aire obtenidos por el sensor sónico V.TR5 (situado justo a la salida del captador de vientos, entre las aberturas N y E), y los obtenidos tras la simulación bajo condiciones de funcionamiento real de la torre. Se han comparado los vectores velocidad en el plano horizontal correspondiente a la posición del sensor V.TR5, para los casos en que la velocidad del viento es de 2 y 3 m/s y su dirección SO, N y NE. Los resultados de esta comparación se recogen en la Tabla 6.3.

El análisis de esta tabla muestra que los valores medidos y los calculados por el modelo son parecidos en lo que se refiere al módulo de la velocidad, dado que la discrepancia entre ellos está justificada por el error de dispersión en la medida (± 0.15 m/s). El modelo, sin embargo, no reproduce bien la dirección correspondiente. Este hecho puede justificarse por la dificultad de medir la velocidad del aire en el interior de la torre, cuando se producen diferencias de presión en las aberturas del captador con el consiguiente efecto de succión. Esto es especialmente

cierto con viento de dirección NE, ya que como se ha visto, en este caso el flujo másico de aire que circula por el interior de la torre es prácticamente nulo.

Tabla 6.3. Comparación de los resultados de la simulación con los valores experimentales.

V_v (m/s)	DV_{ext} (°)	$V.TR5$ (m/s)	Vector Experimental	V_{fluent} (m/s)	Vector Fluent
2	SO	0.94±0.15	Ascendente	0.91	Ascendente
2	NE	0.36±0.15	Ascendente y desviado	0.33	Variable
2	N	0.89±0.15	Ascendente y desviado	0.85	Ascendente y desviado
3	SO	1.33±0.15	Ascendente	1.35	Ascendente
3	NE	0.56±0.15	Ascendente y desviado	0.51	Variable
3	N	1.32±0.15	Ascendente y desviado	1.28	Ascendente y desviado

En las Figuras 6.13, 6.14 y 6.15 se muestran los vectores de velocidad del aire obtenidos con el modelo CFD en el interior de la torre en el plano del sensor V.TR5, ubicado a pocos centímetros del final de las paredes de separación interior (punto rosa en las gráficas). En los tres casos representados (direcciones N, SO, E), se aprecia el efecto de succión que ejercen las aberturas mal orientadas con respecto a la perpendicular al viento externo, dando lugar a flujos ascendentes por dichos canales. Cuando el viento exterior tiene dirección SO y N, la velocidad del aire por el interior de los canales del captador es mayor, tanto para el flujo ascendente como para el descendente. Sin embargo, cuando la dirección del viento exterior es NE, apenas se introduce aire en el interior de la torre, por lo que su velocidad es muy baja, no llegando a superar los 0.9 m/s en ningún caso.

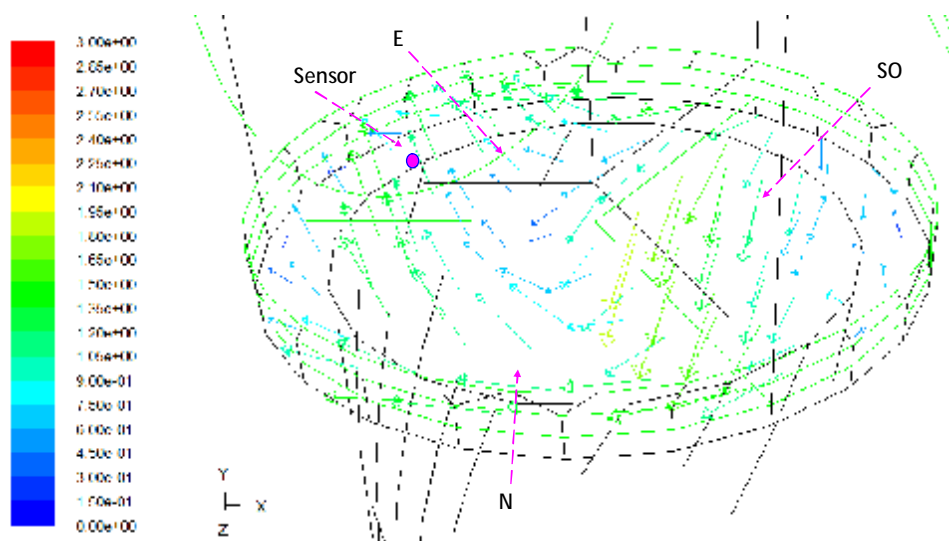


Figura 6.13. Vectores de velocidad en el interior de la torre con dirección SO y v_v de 2 m/s.

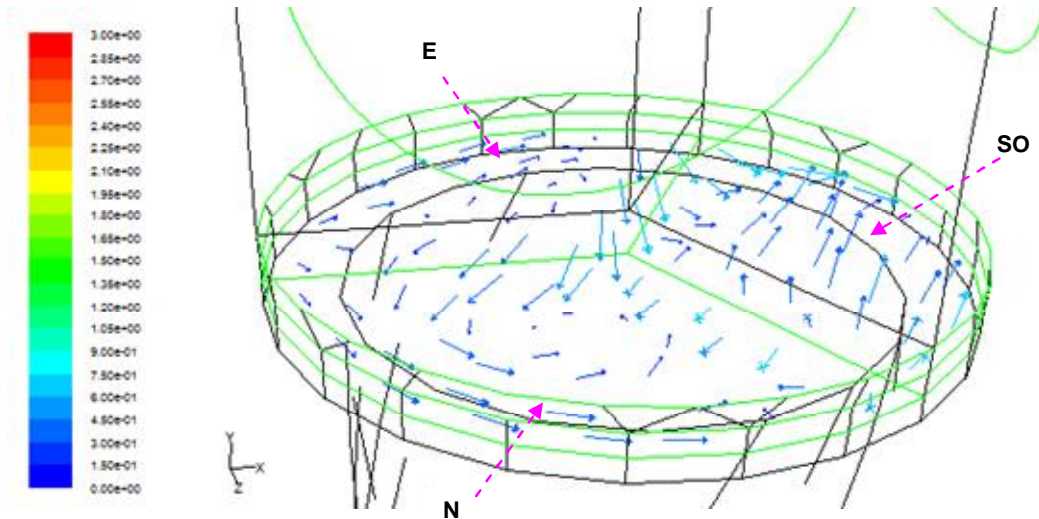


Figura 6.14. Vectores de velocidad en el interior de la torre con dirección NE y v_v de 2 m/s.

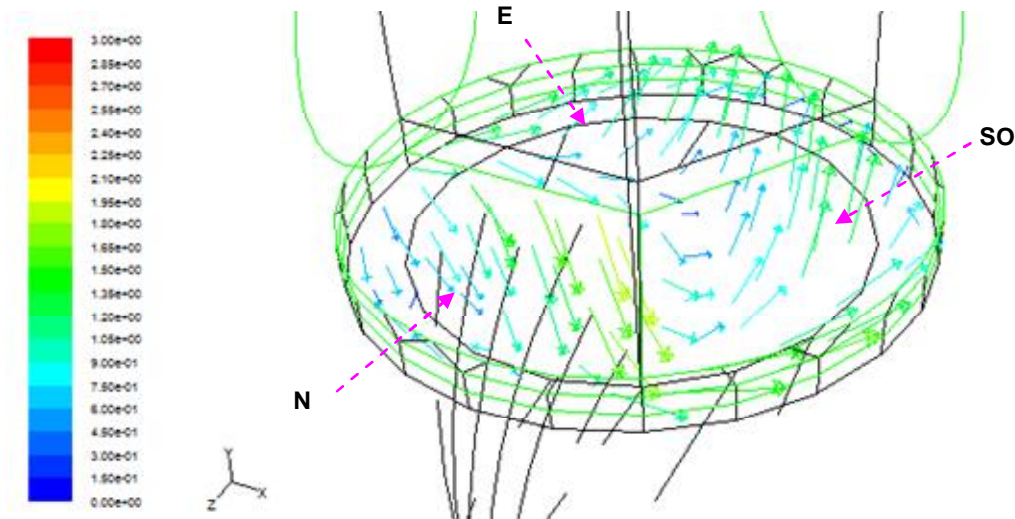


Figura 6.15. Vectores de velocidad en el interior de la torre con dirección N y v_v de 2 m/s.

6.4. ANÁLISIS PARAMÉTRICO.

Una vez comprobado que el modelo reproduce de manera adecuada el régimen de circulación natural del aire en la torre de viento, puede ser utilizado para estudiar el comportamiento del sistema bajo diferentes configuraciones, y de esta manera optimizar futuros diseños. En este estudio se aborda la influencia de: la prolongación de los tabiques de canalización interna, la reducción a una sola las aberturas de entrada al captador y la geometría del orificio u orificios de salida.

6.4.1. INFLUENCIA DE LA LONGITUD DE LOS CANALES INTERNOS DEL CAPTADOR.

Como ya se ha comentado anteriormente, la existencia de tres aberturas en el captador de vientos separadas por tres tabiques internos, da lugar a un efecto de succión por parte de las aberturas mal orientadas. Con el objetivo de evaluar como influye la altura de dichos tabiques de canalización sobre la circulación del aire en el interior de la torre, se han realizado varias simulaciones con diferentes valores de la misma. En todos los casos se han tomado como variables de entrada la dirección del viento SO y la velocidad de 2 m/s.

La Figura 6.16 representa las líneas de corriente en el interior de la torre cuando se prolonga el tabique una longitud de 5, 7 ó 9 m (implicando que los canales se prolonguen por debajo del captador). En estas figuras se observa un comportamiento similar para las tres longitudes del tabique, aunque la aparición de la corriente ascendente tiene lugar cada vez en posiciones más bajas.

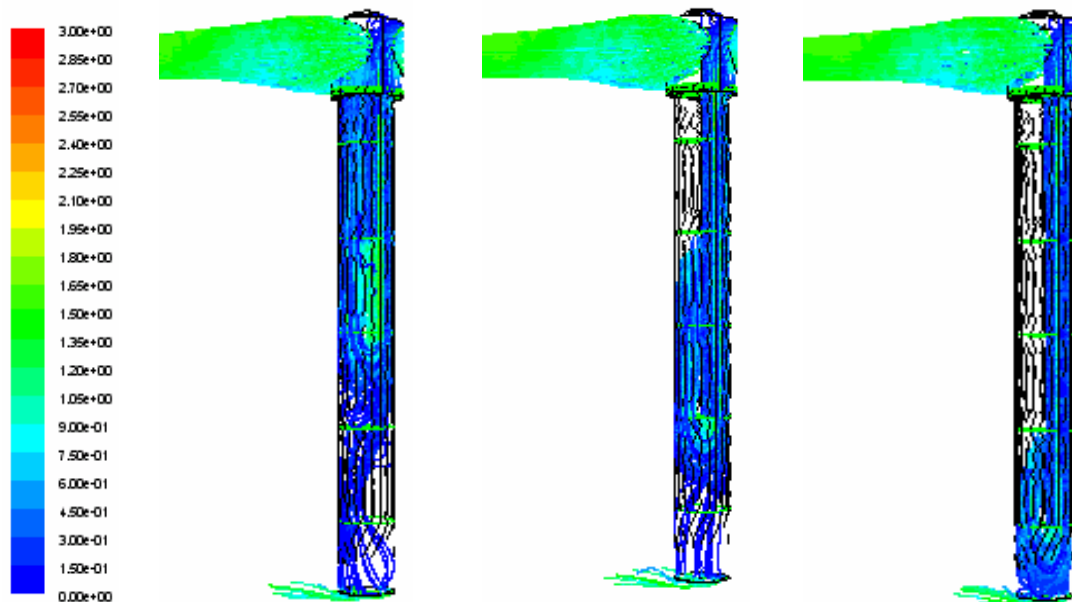


Figura 6.16. Perfiles de la velocidad para longitudes extendidas de los tabiques 5, 7 y 9 m. Velocidad viento exterior 2 m/s y orientación SO.

La Tabla 6.4 muestra los resultados del análisis relativo a la eficiencia de la torre como sistema de ventilación natural, cuando se prolonga la longitud de los tabiques del captador de vientos 1, 3, 5, 7 y 9 m.

Tabla 6.4. Resultados del análisis de influencia de la altura de las paredes de separación interior.

Extensión altura de las paredes interiores (m).	\dot{m}_{Ap1} (kg/s)	\dot{m}_{Ap2} (kg/s)	\dot{m}_{Ap3} (kg/s)	\dot{m}_e (kg/s)	C_w (%)	\dot{m}_s (kg/s)	h_{vt} (%)	h (%)	v_s (m/s)
1	0.71	-0.29	-0.29	0.71	37	-0.13	19	7	1.35
3	0.72	-0.30	-0.29	0.72	38	-0.13	18	7	1.33
5	0.73	-0.30	-0.30	0.73	38	-0.13	17	7	1.30
7	0.73	-0.30	-0.30	0.73	38	-0.12	17	6	1.30
9	0.72	-0.30	-0.30	0.72	38	-0.12	16	6	1.32

Este estudio concluye, que un aumento en la longitud de los canales de separación del captador no conlleva mejores valores de captación del viento ni mayores eficiencias de la torre, manteniéndose la velocidad del viento a la salida de la misma en rangos similares. Esto indica que el incremento de la longitud de los tres canales no consigue contrarrestar el efecto de succión que producen las aberturas del captador de vientos.

6.4.2. INFLUENCIA DEL TAMAÑO Y DISPOSICIÓN DE LAS ABERTURAS DE ENTRADA Y SALIDA DE LA TORRE.

El análisis de los resultados del modelo fluido-dinámico para las condiciones de diseño de la torre, demuestra que tanto las aberturas superiores como los orificios de salida, juegan un papel importante en el flujo de aire que puede entrar en el captador y el modo de circulación a través de la torre. Por ello, y con el objetivo de buscar las condiciones de máxima eficiencia como sistema de ventilación natural, se han hecho numerosas baterías de simulación con el captador con una sola abertura de entrada enfrentada a los vientos procedentes del SO, y un único orificio de salida con diferentes áreas.

6.4.2.1. Captador con una sola abertura SO.

Manteniendo el resto de la geometría de la torre, se ha hecho el estudio sustituyendo las tres aberturas del captador por una sola de dirección SO. Los resultados de la simulación, para diferentes velocidades de viento exterior, se muestran en la Tabla 6.5. De su análisis se deduce que la eficiencia de la torre aumenta del 7 % al 10 %. A pesar que en esta configuración el flujo de aire captado es menor, la eficiencia global aumenta al igual que hace la velocidad del aire a la salida de la torre. El principal inconveniente de esta solución es que la torre sólo funciona para una sola dirección del viento exterior.

Tabla 6.5. Torre con una sola abertura de entrada al captador, orientada al SO.

v_v (m/s)	\dot{m}_e (kg/s)	C_w (%)	\dot{m}_s (kg/s)	h_{vt} (%)	h (%)	v_s (m/s)
1	0.10	10	-0.10	100	10	0.89
2	0.20	10	-0.20	100	10	1.76
3	0.29	9	-0.29	100	9	2.61
5	0.46	10	-0.46	100	10	4.13
7	0.63	9	-0.63	100	9	5.68

6.4.2.2. Variación del área de los orificios de salida con tres aberturas de entrada al captador.

Este estudio ha consistido en la evaluación de la influencia del área y la geometría del orificio de salida de la torre, para diferentes velocidades de viento pero con la misma orientación SO. En todos los casos, representados en la Figura 6.17, se han sustituido los siete orificios de salida (diámetro de 0.14 m), por uno solo, cuya área es:

- a) $A=0.1 \text{ m}^2$, correspondiente a la suma de las áreas de salida de diseño.
- b) $A=1.3 \text{ m}^2$, igual al área de la sección transversal de la torre.
- c) $A=0.7 \text{ m}^2$, que corresponde al área de un círculo cuyo diámetro es 7 veces el diámetro de cada uno de los orificios de salida ($D = 7 \times 0.14 \text{ m}$).

En los casos (a) y (c), la geometría cilíndrica de la torre pasa a ser cónica.

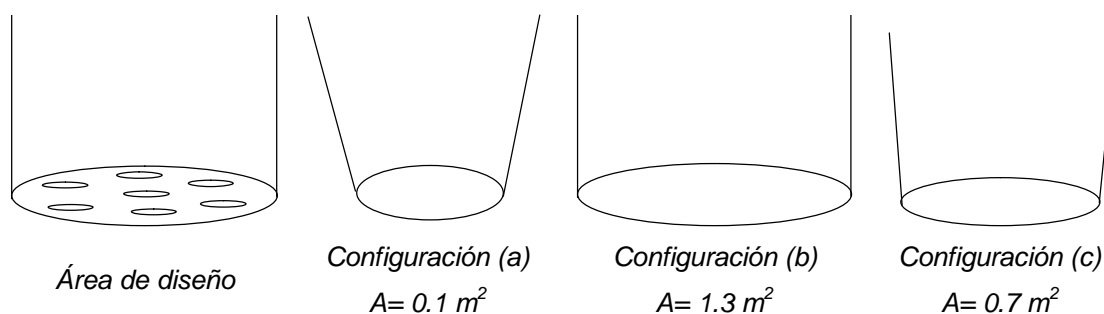


Figura 6.17. Esquema de las diferentes configuraciones de la salida de la torre.

Los resultados de la simulación, mostrados en la Tabla 6.6, ponen de manifiesto que en la configuración (a), el comportamiento de la torre es similar al de la torre real, con una ligera mejora de la eficiencia total.

En configuración (b), las eficiencias se incrementan notablemente, ya que se mejora la captación del viento al reducirse las pérdidas de carga en la salida, y por ello se produce una corriente de ventilación mayor. Sin embargo, este diseño tiene el problema de reducir drásticamente la velocidad del aire a la salida de la torre, lo cual afecta a la sensación térmica.

Los resultados para la configuración (c), representan una situación intermedia entre la (a) y la (b). Al tener un área del orificio de salida menor que la configuración (b), hace que la velocidad de la corriente sea mayor a la salida, pero reduce el flujo de aire saliente y la eficiencia global de ventilación. Tal y como se muestra la Tabla 6.6, cuanto más estrechas son las aberturas de salida, mayor es la pérdida de presión pero mayor es la velocidad, y en consecuencia la sensación térmica se acerca a los niveles de confort.

Tabla 6.6. Efecto de las diferentes configuraciones del orificio de salida con tres aberturas de entrada y el viento exterior procedente del SO.

Configuración	v_v (m/s)	\dot{m}_{Ap1} (kg/s)	\dot{m}_{Ap2} (kg/s)	\dot{m}_{Ap3} (kg/s)	\dot{m}_e (kg/s)	C_w (%)	\dot{m}_s (kg/s)	h_{vt} (%)	h (%)	v_s (m/s)
Caso Diseño	2	0.68	-0.27	-0.27	0.68	36	-0.14	20	7	1.24
(a)	2	0.68	-0.27	-0.26	0.68	36	-0.16	23	8	1.14
(b)	2	0.86	-0.07	-0.05	0.86	45	-0.73	85	38	0.70
(c)	2	0.82	-0.14	-0.12	0.82	43	-0.56	69	30	0.85
Caso Diseño	5	1.62	-0.64	-0.64	1.62	34	-0.34	21	7	3.00
(a)	5	1.63	-0.63	-0.61	1.63	34	-0.39	24	8	2.78
(b)	5	2.05	-0.17	-0.11	2.05	43	-1.77	86	37	1.71
(c)	5	1.98	-0.32	-0.28	1.98	41	-1.37	69	29	2.06
Caso Diseño	7	2.23	-0.88	-0.88	2.23	33	-0.47	21	7	4.18
(a)	7	2.24	-0.87	-0.83	2.24	33	-0.54	24	8	3.84
(b)	7	2.84	-0.22	-0.14	2.84	42	-2.48	87	37	2.37
(c)	7	2.73	-0.45	-0.37	2.73	41	-1.91	70	29	2.85

6.4.2.3. Efecto conjunto de una abertura de entrada y distintas áreas de los orificios de salida.

Una vez analizado el comportamiento de la torre modificando o bien las aberturas de entrada o bien los orificios de salida, es interesante evaluar qué ocurre cuando se combinan ambos efectos. Por ello se han simulados los casos de las configuraciones (a) y (c) y una sola abertura de entrada, cuyos resultados se muestran en la Tabla 6.7.

La configuración (a) con una sola abertura de entrada, da lugar a mayores eficiencias y velocidades de aire a la salida de la torre, pero disminuye ligeramente el flujo másico captado en comparación con los valores obtenidos para la misma configuración pero con tres aberturas de entrada. Sin embargo, cuando se reduce el área de salida casi a la mitad de la sección de la torre, configuración (c), aumenta el flujo de aire captado, la velocidad del aire a la salida y la eficiencia global de la torre que pasa de un 30 % a un 51 %, en comparación con los valores obtenidos con la misma configuración y tres aberturas de entrada.

Por lo tanto, el efecto suma de las dos modificaciones en los orificios de entrada y salida, aumenta la eficiencia de la torre del viento, lo que significa una mejora tanto del flujo de ventilación como de las velocidades en las secciones de salida. Todo redundaría en unas condiciones más próximas a las de confort en la zona peatonal.

Tabla 6.7. Resultados del comportamiento de la torre con una abertura de entrada y un orificio de salida, con el viento exterior orientado hacia el SO.

Configuración	v_v (m/s)	\dot{m}_{Ap1} (kg/s)	\dot{m}_{Ap2} (kg/s)	\dot{m}_{Ap3} (kg/s)	\dot{m}_e (kg/s)	C_w (%)	\dot{m}_s (kg/s)	h_{vt} (%)	h (%)	v_s (m/s)
(a)	5	0.64	0	0	0.64	13	-0.64	100	13	3.91
(c)	5	2.46	0	0	2.46	51	-2.46	100	51	3.11
(a)	7	0.89	0	0	0.89	13	-0.89	100	13	5.41
(c)	7	3.41	0	0	3.41	51	-3.41	100	51	4.32

6.5. CONCLUSIONES DEL MODELO.

Según el diseño original de la torre de viento evaluada, el orientar las aberturas del captador según las direcciones SO y N, generan los valores más altos de la eficiencia global en ventilación, a la vez que se consiguen mayores velocidades de aire a la salida de la torre con la consiguiente mejora en el grado de confort. Por el contrario, cuando el viento exterior proviene del NE, el funcionamiento de la torre como sistema de ventilación natural es prácticamente nulo.

El hecho de prolongar los tabiques de separación interior en el captador no mejora el rendimiento de la torre, ya que se mantiene el efecto de succión por parte de las dos aberturas mal orientadas.

La reducción de tres a una las aberturas de entrada al captador, mejora la eficiencia del sistema de ventilación aunque disminuye el flujo de aire captado.

Respecto de la configuración geométrica de los orificios de salida, los mejores resultados se obtienen cuando se pasa de siete a uno sólo, ya que se incrementa la eficiencia de ventilación de la instalación y la captación del aire a la entrada, pero se disminuye la velocidad del aire de salida. Combinando este efecto con una sola abertura de entrada, se aumenta notablemente la eficiencia del sistema de ventilación natural y las velocidades de salida de la torre.

CAPÍTULO 7. ANÁLISIS DE CONFORT TÉRMICO EN LA ZONA PEATONAL.

7.1. INTRODUCCIÓN.

Terminamos esta memoria de tesis presentando la evaluación del grado de confort térmico en la zona peatonal bajo el “Árbol de Aire” sur, uno de los objetivos principales del proyecto ECO-Valle Mediterranean Verandahways. Esta evaluación se ha realizado a través del índice de sensación térmica TS desarrollado por Givoni y expuesto en el Capítulo 3, aplicando la ecuación 3.34. Los datos utilizados para este cálculo son los valores de las variables medidas: temperaturas de bulbo seco, velocidad del aire y radiación solar, en diferentes posiciones de la instalación. El cálculo se realiza con las series de datos obtenidas a 1 m del suelo, en las zonas norte y sur (Figura 7.1), imponiendo un nivel de vestimenta de 0.65 CLO y un nivel de actividad de 1.2 Met, correspondiente al de una persona paseando despacio. Los niveles de confort obtenidos con este análisis, serán comparados con el nivel de confort existente en el bulevar, fuera de la influencia de la instalación en estudio.

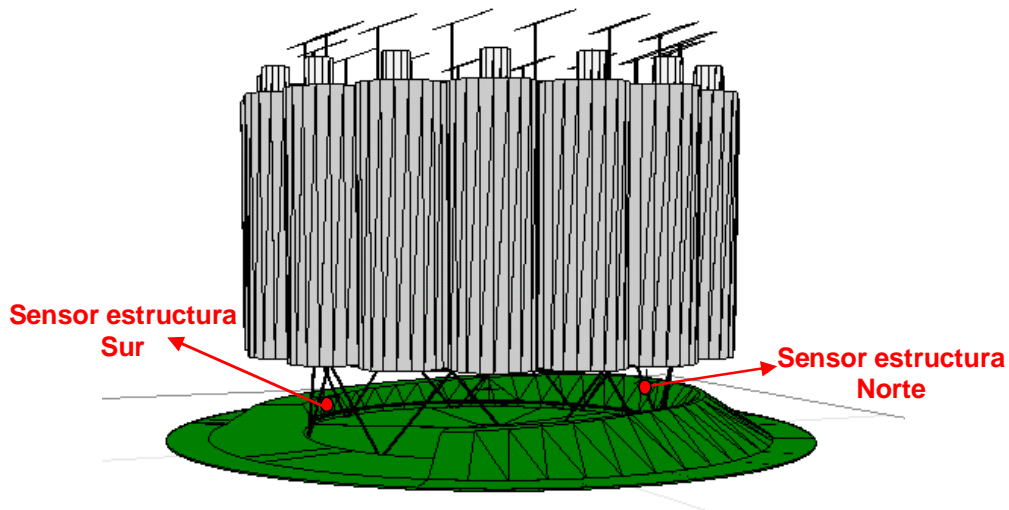


Figura 7.1. Posiciones de los sensores instalados a 1 m del suelo en el interior de la estructura.

7.2. NIVEL DE CONFORT DEL BULEVAR.

Para la evaluación del nivel de confort en el área peatonal del bulevar, se han tomado como datos de entrada las medidas obtenidas por la estación meteorológica de SUNRISE durante los meses de julio, agosto y septiembre de 2008 (ver Capítulo 4). Los resultados, mostrados en la Tabla 7.1, indican el número de situaciones que se produce un determinado valor del TS (en porcentaje) durante el periodo de análisis. En dicha tabla se observa que solamente un 33 % de las situaciones ambientales obtenidas están dentro de la banda de confort térmico; pero si se amplían los límites de la zona de confort a los ambientes térmicos fresco, neutro y templado, el porcentaje alcanza el 83 %. Es destacable que el porcentaje de situaciones bajo condiciones bastante extremas no es despreciable, por lo que el empleo de cualquier tipo de estrategia pasiva para el acondicionamiento de espacios abiertos en zonas climáticas como la del estudio es altamente recomendable.

Tabla 7.1. Porcentaje del índice TS obtenido en el verano de 2008 bajo condiciones ambientales.

Sensación	Índice TS Ambiental (%)
Ambiente Muy Frío	0.5
Ambiente Frío	6.6
Ambiente Fresco	28.1
Ambiente Neutro	32.8
Ambiente Templado	22.6
Ambiente Caliente	9.3
Ambiente Muy Caliente	0.1

7.3. CONFORT TÉRMICO EN LA ZONA PEATONAL BAJO EL “ÁRBOL DE AIRE” CON VENTILACIÓN FORZADA Y HUMIDIFICACIÓN.

Para cuantificar la influencia de la refrigeración evaporativa y del sombreado de la propia instalación sobre el confort térmico en la zona peatonal norte y sur, se calculan los valores del índice TS durante el periodo de tiempo en el que han funcionado los sistemas de ventilación y humidificación. Se utilizan para ello las medidas, correspondientes al día 19 de julio de 2008, de temperatura registradas por los sensores instalados a 1 m del suelo (Test N y Test S), la radiación solar incidente en esa posición (obtenidas con software Ecotec) y la velocidad del aire medida a la salida de la torre pero corregida con ayuda de Fluent para obtener su valor a 1 m del suelo.

La Figura 7.2 muestra el valor de la irradiancia solar en el exterior de la instalación, junto con los valores de la misma en las zonas norte y sur a 1 m del suelo; mientras que la Figura 7.3 representa los valores de temperatura medidas en dichas posiciones.

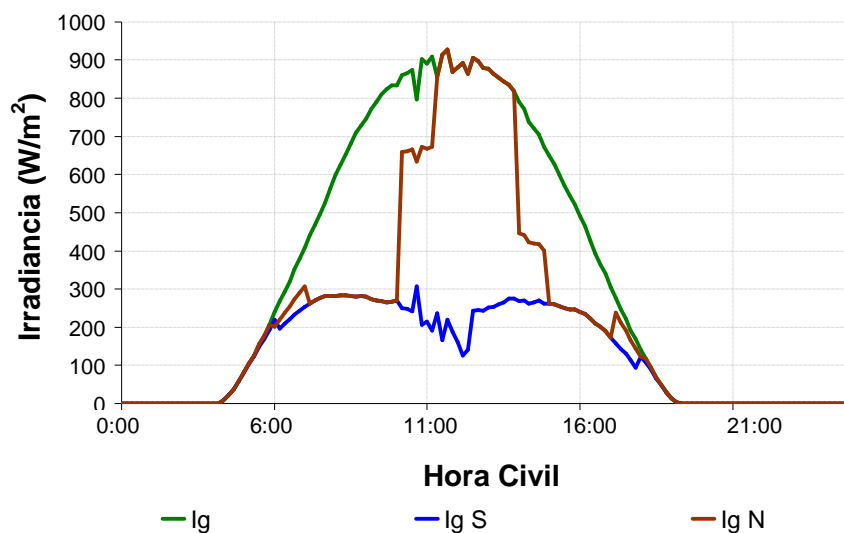


Figura 7.2. Irradiancia solar global e incidente a 1 m del suelo en la zona peatonal.

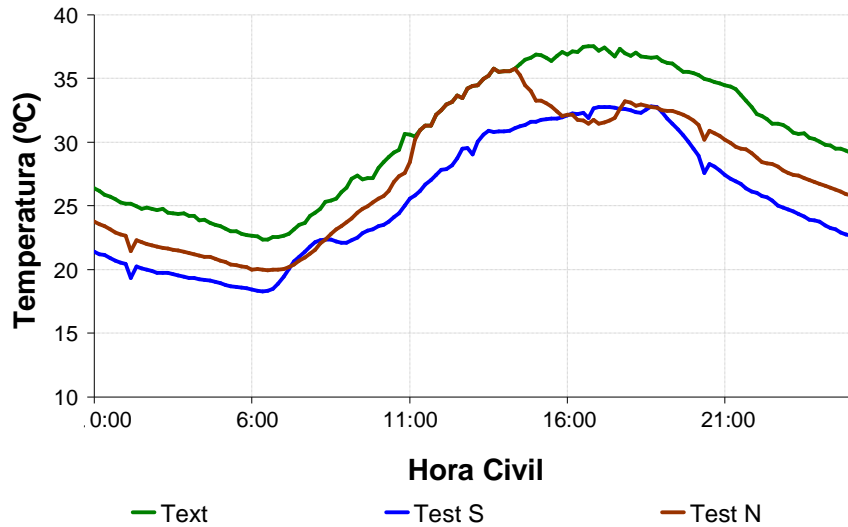


Figura 7.3. Temperatura ambiente exterior y a 1 m del suelo.

Claramente se observa que la zona sur está en sombra prácticamente todo el día (con valores de radiación solar difusa), mientras que la zona norte está bajo la influencia solar durante las horas centrales del día, por lo que sus valores de temperaturas medidas son más altos que los correspondientes a la zona sur. La Figura 7.3 también muestra que la temperatura en la zona sur es unos 5 °C más baja que la ambiente, y que su valor máximo se obtiene más tarde que el correspondiente ambiental, hecho que indica que la estructura está más caliente e incluso recibe radiación solar directa durante las últimas horas del día.

En la Figura 7.4 se ha representado el valor de la velocidad del viento exterior junto con la velocidad del aire a 1 m de altura. Esta grafica nuevamente pone de manifiesto, que cuando el ventilador no funciona, el movimiento del aire en la zona peatonal es mínimo, incluso para velocidades de viento exterior significativas.

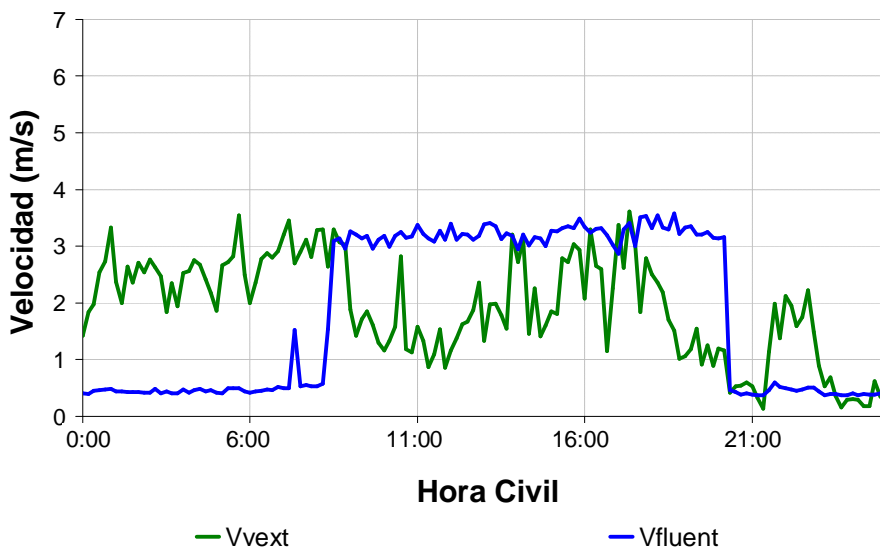


Figura 7.4. Velocidad del viento y del aire a 1 m del suelo

La Figura 7.5 representa las gráficas correspondientes a la evolución del índice TS y, superpuestos a ella, las bandas de color para los siete niveles de sensación térmica. En la zona sur es claro el efecto conjunto de la sombra y la refrigeración evaporativa, ya que el valor del índice TS corresponde a los ambientes neutro y ligeramente fresco. En la zona norte la influencia de la insolación en las horas centrales del día, hace que el valor del índice TS alcance los niveles correspondientes al ambiente caliente; sin embargo, la humidificación consigue mantener el valor de este índice por debajo del correspondiente valor externo.



Figura 7.5. Índice TS registrado a 1 m del suelo en el interior del “Árbol de Aire” cuando funcionan los sistemas evaporativos.

Cuando las temperaturas son inferiores a 26 °C y la radiación solar es baja, el índice de confort para las condiciones ambientales y a 1 m del suelo alcanza resultados similares. A medida que aumenta la radiación solar y sube a temperatura ambiente, entran en funcionamiento los sistemas de refrigeración (ventilador y humidificadores), aumentando la velocidad del aire registrada en la zona peatonal y disminuyendo la temperatura en dicha posición. Esta ventilación evaporativa, unida al efecto de sombra que ejerce la envolvente de plástico sobre la zona peatonal, da lugar a dos perfiles diferentes de confort. En la zona sur, en sombra durante la mayor parte del día, el nivel de sensación térmica obtenido oscila entre el ambiente neutro y el fresco. En la parte norte, el nivel de sensación térmica oscila entre el ambiente templado y el caliente durante las horas de máxima radiación solar, ya que la zona peatonal no está en sombra durante este periodo de tiempo, sin embargo alcanza la zona neutra por la tarde.

La Tabla 7.2 recoge los porcentajes de los niveles de sensación térmica extendidos al periodo desde el 17 al 20 de julio de 2008, tanto para las condiciones ambientales como a 1 m del

suelo. En la zona peatonal sur de la instalación, el porcentaje de valores dentro de la banda de confort térmico (ambiente neutro, TS=3) es de 60 %, valor claramente superior al TS ambiental (30 %). Si se amplía esta franja a la de confort permisible (ambientes neutro, templado y fresco) el porcentaje aumenta considerablemente hasta prácticamente el 100 %, frente 82 % obtenido para el ambiente exterior. Sin embargo, en la zona peatonal norte de la instalación (al sol durante casi todo el día) el porcentaje de valores en ambiente neutro es del 59 %, aumentando hasta el 96 % cuando se amplía a la franja de confort permisible.

Tabla 7.2. Porcentaje de valores de TS (17 al 20 de julio de 2008) para el ambiente exterior y bajo el “Árbol de aire” a 1m del suelo.

Sensación	Índice TS a 1 m suelo (%)		Índice TS Ambiental (%)
	Zona Sur	Zona Norte	
Ambiente Muy Frío	0.2	0.2	0.0
Ambiente Frío	0.2	0.2	2.8
Ambiente Fresco	39.4	25.8	18.1
Ambiente Neutro	60.2	59.5	29.8
Ambiente Templado	0.0	10.7	34.0
Ambiente Caliente	0.0	3.6	15.3
Ambiente Muy Caliente	0.0	0.0	0.0

7.4. CONFORT TÉRMICO CON SÓLO VENTILACIÓN NATURAL.

Cuando el ventilador y los humidificadores no funcionan, y por lo tanto sólo hay circulación natural del aire, se ha obtenido el valor del índice de confort TS. Los datos utilizados para este cálculo son las variables medidas y calculadas correspondientes al 9 de julio de 2008. Las Figuras 7.6, 7.7, 7.8 y 7.9, representan de forma similar a las del apartado anterior, la irradiancia, la velocidad del viento y del aire a la salida de la torre, así como la evolución de las temperaturas y del índice TS para el día en estudio.

En estas gráficas se observa que el nivel de soleamiento registrado en el interior del “Árbol de Aire” es similar al del 19 de julio, tanto para la zona norte como para la sur; que la velocidad del aire a 1 m del suelo es prácticamente despreciable, y al igual que antes, bastante menor que la correspondiente al viento exterior; y que la temperatura del aire en la zona sur es ligeramente inferior a la ambiente por estar en sombra durante casi todo el día.

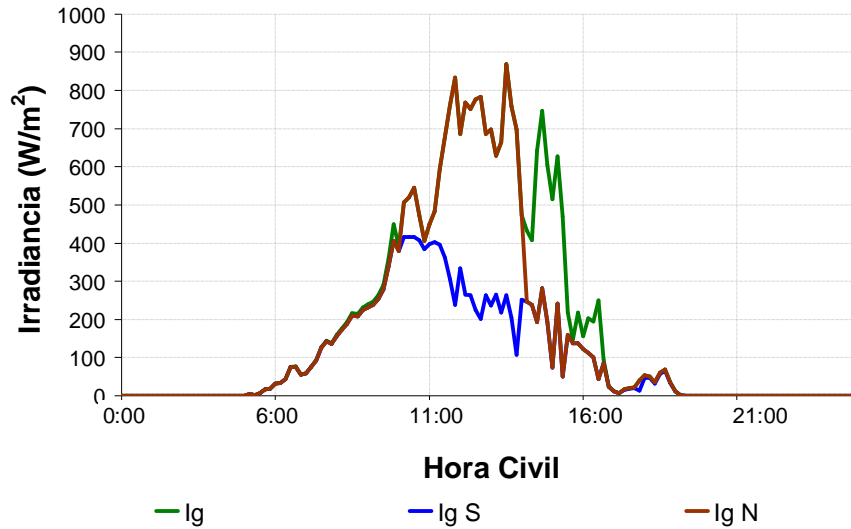


Figura 7.6. Irradiancia solar global e incidente a 1 m del suelo en la zona peatonal.

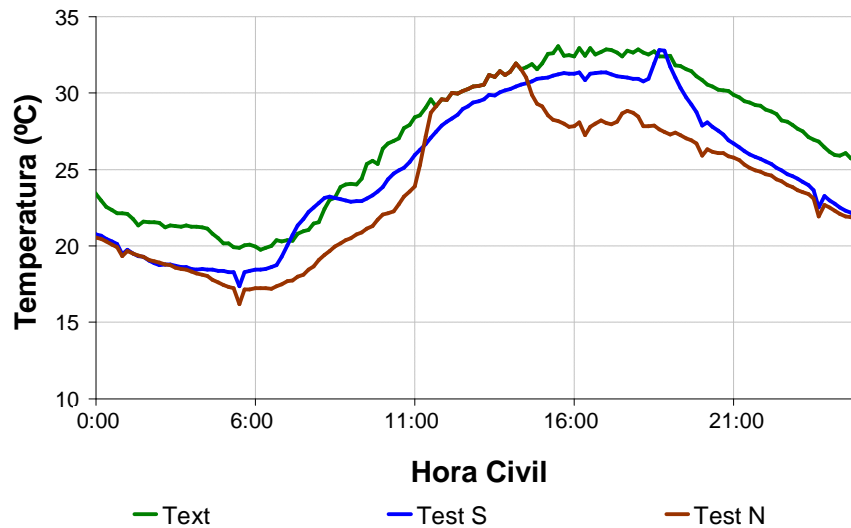


Figura 7.7. Temperatura ambiente exterior y a 1 m del suelo.

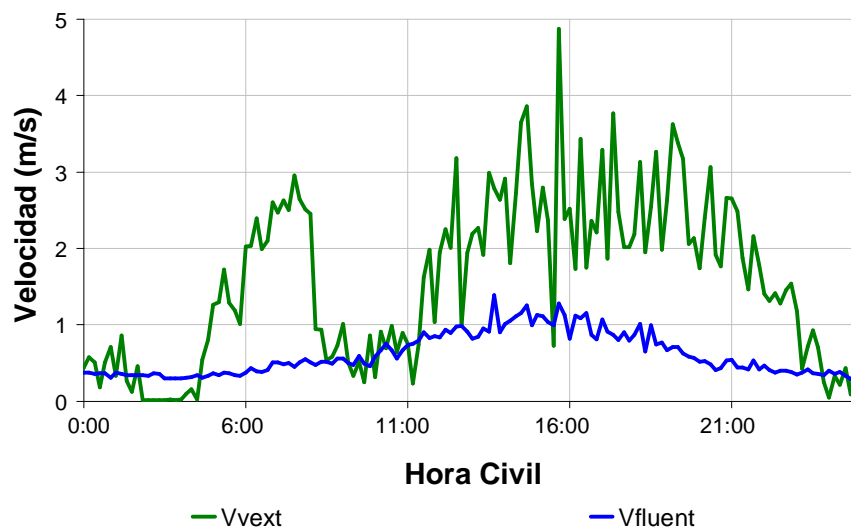


Figura 7.8. Velocidad del viento y del aire a 1 m del suelo.

La gráfica del índice confort TS para el 9 de julio (Figura 7.9), muestra que los valores de dicho índice son muy similares durante las primeras horas del día. La zona sur, por efecto de la sombra proyectada por la propia instalación, permanece durante todo el día, o bien en los niveles de confort térmico o bien con un ambiente ligeramente templado. En la zona norte sólo se alcanzan estos niveles de confort por la tarde, cuando la envolvente de plástico del “Árbol de Aire” protege el área peatonal de la radiación solar incidente, mientras que al mediodía la situación es peor que la ambiental, por ser la velocidad del aire significativamente inferior a la velocidad del viento exterior.



Figura 7.9. Índice TS registrado a 1 m del suelo en el interior del “Árbol de Aire” cuando no funcionan los humidificadores ni el ventilador.

En la Tabla 7.3 se muestran los porcentajes de los niveles de sensación térmica durante el periodo del 7 al 10 de julio de 2008, tanto para las condiciones ambientales como a 1 m del suelo. En la zona peatonal de la instalación, el porcentaje de valores dentro de la banda de confort térmico oscila entre el 45 % y el 53 % de las veces, para las zonas norte y sur respectivamente, siendo en el primer caso ligeramente superior al TS Ambiental. Ampliando esta franja a la banda de confort permisible, los porcentajes de la situación de confort aumentan considerablemente, con el 100 % en la zona sur, el 96 % en la zona norte y el 91 % para las condiciones ambientales. Estos resultados indican que bajo estas condiciones climáticas, y en ausencia de humidificación, el efecto de la instalación sobre el confort térmico en la zona peatonal es muy bajo.

Tabla 7.3. Porcentaje de valores de TS (7 al 10 de julio de 2008) para ambiente exterior y bajo el “Árbol de Aire” a 1m del suelo.

Sensación	Índice TS a 1 m suelo (%)		Índice TS Ambiental (%)
	Zona Sur	Zona Norte	
Ambiente Muy Frío	0.0	0.0	0.0
Ambiente Frío	0.0	0.0	7.0
Ambiente Fresco	31.8	39.3	27.7
Ambiente Neutro	52.8	45.1	40.5
Ambiente Templado	15.4	11.6	22.5
Ambiente Caliente	0.0	4.0	2.3
Ambiente Muy Caliente	0.0	0.0	0.0

7.5. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS ESTRATEGIAS PASIVAS DEL “ÁRBOL DE AIRE” SOBRE EL CONFORT TÉRMICO.

Tras el estudio expuesto en apartados anteriores, y con el fin de ver más claramente cuál o cuáles son las estrategias pasivas de mayor interés para el confort térmico en la zona peatonal bajo el “Árbol de Aire”, se ha hecho un análisis comparativo de ellas por separado o en combinación con otras. Las situaciones estudiadas son las siguientes:

- **Caso 1.** Confort para el ambiente exterior.

- § **Caso 2.** Efecto sobre el confort del sombreado en la zona peatonal (sin ventilación ni humidificación).

- § **Caso 3.** Efecto sobre el confort de la ventilación y la humidificación a 1 m del suelo, sin elementos de sombra.

- § **Caso 4.** Efecto conjunto sobre el confort a 1 m del suelo, de la ventilación natural y el sombreado, sin ventilador ni humidificación.

- § **Caso 5.** Efecto conjunto sobre el confort de los elementos de sombra, la ventilación y la humidificación.

Los datos de entrada empleados para los cálculos son: las medidas de la estación meteorológica SUNRISE para el 19 de julio, las realizadas a 1 m del suelo en la zona peatonal sur, los valores soleamiento corregidos con Ecotec en dicha posición, y la velocidad del aire estimada con Fluent.

Los valores del índice TS obtenidos en cada una de las situaciones anteriores, se muestran juntos en parte inferior de la Figura 7.10. En la parte superior, se representa la evolución de las tres velocidades del aire empleadas: la exterior (línea naranja), la de convección natural (línea azul) y la que existe cuando hay ventilación forzada (línea verde).

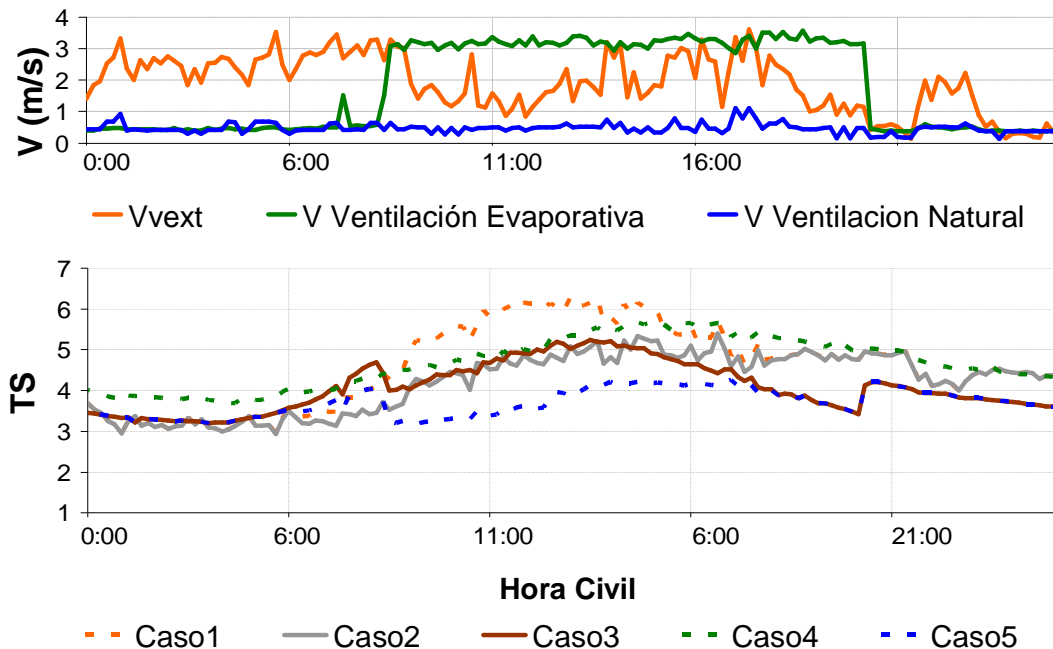


Figura 7.10. Índice TS para los cinco casos evaluados.

Del análisis de esta figura se deduce que el índice TS ambiental (línea discontinua naranja), alcanza niveles claramente de desconfort durante las horas de máxima radiación solar, con oscilaciones entre 3 y 6.3 que equivalen a variaciones del ambiente térmico entre neutro y caliente. Se observa que el sombreado es una estrategia pasiva muy similar a la ventilación evaporativa, con valores que oscilan entre 3 y 5.3 para el caso 2 (línea continua gris) y entre 3.2 y 5.2 para el caso 3 (línea continua marrón). Cuando a la estrategia de sombreado se une la ventilación natural producida por las torres (caso 4 o línea discontinua verde), los resultados obtenidos son muy parecidos al de sombreado, con valores que oscilan entre 3.7 y 5.7. Esto se justifica por el hecho que la ventilación natural produce corrientes de aire muy inferiores a las del viento exterior, lo que empeora, respecto del ambiente, el nivel de sensación térmica en la zona peatonal a partir de las 6 de la tarde. Finalmente y tal y como era de esperar, el mejor nivel de sensación térmica se obtiene cuando se combina el sombreado, la ventilación y la refrigeración evaporativa (línea discontinua azul), con un valor entre 3.2 y 4.2 durante la mayor parte del día, lo que equivale a un ambiente térmico neutro o templado.

7.6. EVALUACIÓN DEL ÍNDICE DE CALOR EN LA ZONA PEATONAL.

Con el objetivo de predecir el estrés térmico y sus posibles riesgos sobre la salud humana, se ha calculado el índice de calor, HI, con los valores de temperatura y humedad relativa registrados por la estación meteorológica y a 1 m del suelo. Este índice de confort se calcula cuando las torres de viento del “Árbol de Aire” trabajan con y sin sistemas de humidificación y ventiladores. La Figura 7.11 muestra la evolución del índice HI para el 19 de julio cuando el ventilador y los humidificadores entraron en funcionamiento; mientras que la Figura 7.12 representa el mismo índice para el 9 de julio, día en el que no entraron en funcionamiento los sistemas de refrigeración (ventilador y micronizadores).

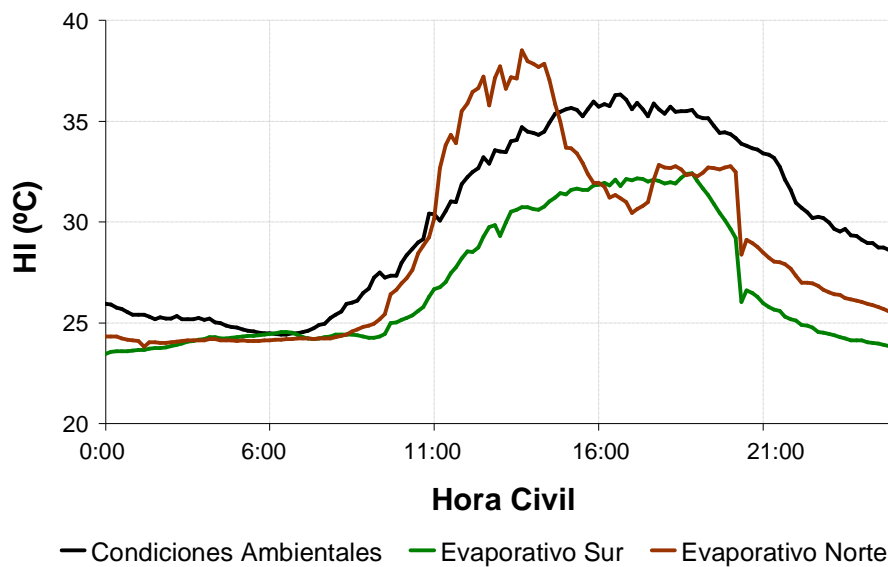


Figura 7.11. Índice de confort HI calculado para el 19 de julio de 2008.

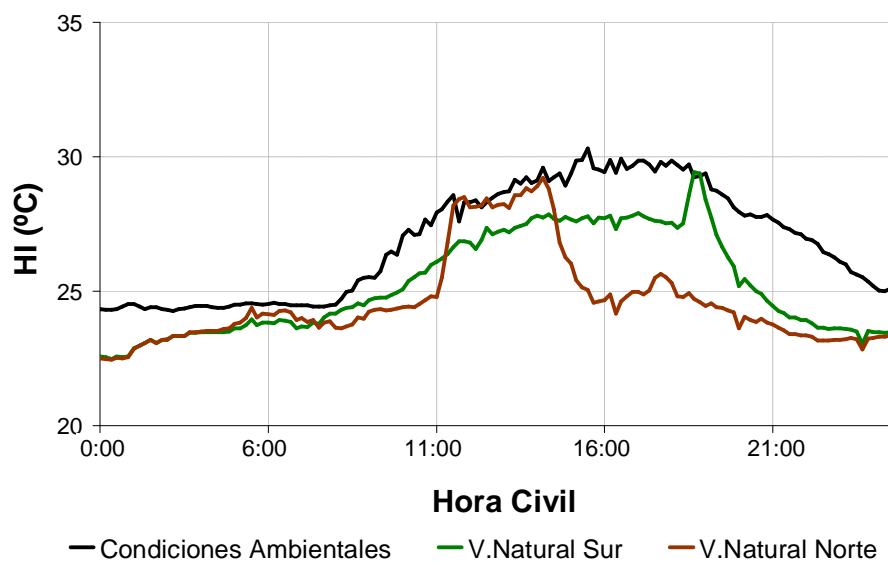


Figura 7.12. Índice de confort HI calculado para el 9 de julio de 2008.

De la observación de estas figuras se deduce que la acción combinada de la sombra y de los sistemas evaporativos en la zona sur, reduce mucho el índice de calor con respecto al ambiental, pasando de un riesgo moderado de calambres musculares y agotamiento físico, a un riesgo leve. En la zona norte, al sol durante las horas centrales del día, el índice de calor supera el correspondiente valor ambiental, a pesar de funcionar la refrigeración evaporativa. El hecho de aumentar considerablemente la humedad relativa, con apenas descenso de la temperatura, afecta negativamente a este índice, por lo que se incrementa el riesgo de calambres y fatiga.

Cuando no funcionan los sistemas evaporativos y las torres actúan como sistema de ventilación natural, los valores de HI en las posiciones norte y sur no superan el correspondiente valor ambiental (Figura 7.12), ya que la humedad relativa a 1 m del suelo es más baja que la ambiente. El posible estrés térmico alcanzado en estas posiciones oscila entre nulo y fatiga.

7.7. CONCLUSIONES.

Tras el análisis de los estudios de confort térmico realizados en los apartados anteriores, se puede concluir:

Evaluando estrategia por estrategia, el sombreado obtiene resultados similares a la ventilación evaporativa en lo que a confort térmico se refiere, seguidos por la ventilación natural. Cuando se combina el sombreado con la ventilación y la humificación, se incrementan notablemente los niveles de confort térmico.

El efecto de captador de vientos no ha servido para mejorar el nivel de confort térmico en la zona peatonal bajo el "Árbol de Aire", dada la poca velocidad del aire alcanzada en dicha posición y al propio diseño de la instalación.

El efecto de la humedad relativa sobre el estrés térmico es positivo si la zona está en sombra, pero cuando la zona no está sombreada, este incremento de la humedad relativa aumenta el índice de calor hasta niveles por encima del correspondiente valor ambiental.

CONCLUSIONES Y PAUTAS DE DISEÑO.

CONCLUSIONES.

Como resultado de la serie de medidas llevadas a cabo en la instalación de los “Árboles de Aire” del Bulevar de la Naturaleza de Vallecas por la UiE3 del CIEMAT, durante los periodos estivales de 2008 y 2009, y la correspondiente **evaluación experimental**, se concluye:

- § Las peculiares características de la instalación derivadas de su localización en un espacio urbano, público y abierto, ha dado lugar a numerosas restricciones en lo que se refiere a la ubicación y protección de sensores, las cuales se han visto reflejadas en la toma de datos experimentales y su posterior análisis. Es por ello, que la serie de medidas útiles ha sido corta aunque representativa del periodo estival en Madrid.
- § La no accesibilidad a los sensores y equipos de medida de la instalación por su situación y colocación, así como la imposibilidad de acceder al sistema de control de los ventiladores y de los sistemas de humidificación, ha dificultado no sólo una correcta adquisición de datos, sino lo que es más importante, la posibilidad de obtener información bajo diferentes condiciones de trabajo.
- § Tal y como era esperar, las temperaturas y las humedades relativas registradas en el interior del recinto del “Árbol de Aire” por encima de los 4 m, son prácticamente iguales y coincidentes con los valores climáticos del bulevar (registrados por la estación meteorológica de SUNRISE). Esto pone de manifiesto la no influencia de las torres de refrigeración evaporativa sobre el espacio interior del “Árbol de Aire” por encima de este nivel, siendo innecesario poner sensores de medida en dichas posiciones.
- § La ubicación de los sensores que miden la velocidad del aire a la entrada, ha permitido detectar la presencia de corrientes ascendentes de aire cuando no funciona el ventilador, hecho que sólo se justifica por el efecto de succión de las aberturas del captador.
- § El diseño del captador de vientos, con tres aberturas y sus correspondientes canalizaciones, no ha sido el más adecuado, ya que las aberturas mal orientadas han generado un efecto de succión que contrarresta el efecto beneficioso del aire captado por la abertura bien orientada.
- § Del análisis de los datos experimentales se deduce que cuando funcionan los sistemas de humidificación y ventilación, es posible conseguir un descenso en la temperatura del aire en su recorrido por el interior de la torre de hasta 9 °C, con valores promedios de 6.5 °C. En la zona peatonal bajo el “Árbol de Aire” y a 1 m de altura, la temperatura llega a ser hasta 7 °C más baja que la ambiente, con un valor promedio de 4 °C. Estos son cambios significativos de la temperatura en cuanto al confort se refiere.

Del **modelo térmico** se extraen las siguientes conclusiones:

- § Se ha validado el modelo del comportamiento térmico del aire en el interior de la torre, bajo una serie de hipótesis razonables sobre los flujos másicos de agua y aire, cuyas medidas eran imprecisas.
- § Tal y como era de esperar, los mayores flujos másicos de agua dan lugar a mayores saltos térmicos entre la entrada y salida de la torre, pero conllevan un mayor consumo de agua.
- § Cuanto menor es el flujo de aire, más posibilidades tiene de saturarse para un mismo suministro de agua, y de acercarse a la temperatura de saturación adiabática.
- § La elección de las propiedades ópticas del plástico de la envolvente es de vital importancia, ya que plásticos oscuros pueden anular el efecto de la humidificación al calentar el aire en su recorrido por el interior de la torre.
- § Durante las horas de máxima radiación solar, el aumento de la altura y el diámetro de la torre, disminuye el salto térmico obtenido entre la entrada y la salida de la misma. Este efecto se hace más significativo para torres superiores a los 12 m.

Los resultados del **modelo fluido-dinámico** indican que:

- § Todas las simulaciones efectuadas con CFD (Fluent) reproducen la situación detectada experimentalmente, donde las aberturas mal orientadas del captador de vientos minimizan la ventilación natural por efecto de succión. La mayor eficiencia global en ventilación se consigue en las aberturas que se enfrentan total o parcialmente a los vientos dominantes de la zona, que son las orientadas al SO y N. Cuando el viento exterior proviene del NE, el funcionamiento de la torre como sistema de ventilación natural es prácticamente nulo.
- § La reducción de tres a una las aberturas de entrada al captador, mejora la eficiencia del sistema de ventilación pese a disminuir el flujo de aire captado.
- § La prolongación de la longitud de los tabiques de separación interior en el captador de la torre, no mejora su rendimiento ya que no consigue evitar el efecto de succión.
- § La reducción del número de orificios de salida de siete a sólo uno con la misma área total (0.1 m^2), incrementa ligeramente la eficiencia de ventilación de la instalación pero disminuye la velocidad del aire a la salida. Cuando además se aumenta el área del orificio, se incrementa notablemente el rendimiento de la instalación como sistema de ventilación natural aunque se reduce la velocidad de salida del aire, con la consiguiente disminución en los niveles de confort.

§ El efecto combinado de reducir de tres a una las aberturas de entrada y de siete a uno los orificios de salida, mejora notablemente la eficiencia de ventilación de la instalación y la velocidad del aire a la salida de la torre, y por consiguiente el nivel del confort.

Del la evaluación del **confort térmico**, a través del índice de Sensación Térmica, TS, de Givoni se concluye que:

§ Cuando se utiliza una única estrategia, el sombreado alcanza niveles de confort térmico similares a los de la ventilación evaporativa, seguidos por la ventilación natural. Esto se justifica por el hecho que el índice TS da un gran peso, y negativo, a la incidencia solar, y pondera positivamente el movimiento del aire incluso a elevadas temperaturas.

§ El efecto combinado de la ventilación evaporativa y la sombra permite alcanzar en la zona peatonal bajo el “Árbol de Aire”, la zona neutra de confort (posición sur); mientras que en ausencia de sombra el nivel de sensación térmica sería el correspondiente al ambiente templado e incluso caliente (posición norte).

§ Cuando funcionan los sistemas evaporativos, el exceso de humedad en una zona sin sombreado, tiene una repercusión negativa al aumentar el posible riesgo de fatiga, calambres musculares o agotamiento físico.

§ Cuando las torres actúan únicamente como sistema de ventilación natural, los elementos de sombreado reducen el estrés térmico a nulo o a una ligera fatiga.

Como última conclusión se puede afirmar que, pese a que la serie de medidas útiles no ha sido todo lo completa que habría sido deseable, se ha conseguido una muestra representativa del periodo estival de Madrid, con la cuál se ha podido hacer la evaluación experimental y la validación de los modelos, permitiendo definir unas estrategias de diseño y construcción para instalaciones similares en un futuro.

PAUTAS PARA EL DISEÑO DE UNA TORRE DE VIENTO EVAPORATIVA.

A la vista de la experiencia adquirida en el trabajo que se presenta en esta memoria, se han podido extraer las siguientes **pautas de diseño**:

- § Lo primero a considerar en todo estudio, son las variables climatológicas del emplazamiento de la torre, en especial: temperatura, humedad relativa, radiación solar, velocidad y dirección del viento, por lo que es recomendable disponer de medidas reales de la ubicación antes de la fase de diseño.
- § Una torre de viento debe ser capaz de proporcionar un flujo másico de aire de manera natural cuando la velocidad del viento exterior es elevada. Cuando esto no ocurre, debe instalarse un ventilador para forzar y asegurar el flujo deseado. Si a esta torre se le añade un captador de vientos en la parte superior, previamente debe conocerse la dirección de los vientos predominantes, evaluando la posibilidad de poner más de una abertura pero sin olvidar que una mala orientación de las mismas o una inadecuada separación entre ellas, reduce de manera significativa el flujo de aire de salida y su eficiencia como sistema de ventilación natural.
- § A la hora de dimensionar el flujo másico de aire saliente de una torre de viento, es necesario calcular las pérdidas de carga producidas, las cuales dependen de la altura y el diámetro interno, así como del factor de fricción.
- § También parece ser recomendable, la instalación de un rectificador de flujo entre el ventilador y los sistemas de humidificación para una mejor canalización del aire captado y evitar las pérdidas de energía debidas a los choques del aire contra las paredes.
- § La inclusión de un tipo u otro de sistemas evaporativos depende del caudal de agua disponible, de la existencia o no de un sistema de recogida de agua, del tipo de sistema de bombeo y presión, etc.
- § Para el buen funcionamiento de la instalación es necesaria una correcta programación del sistema de control y un mantenimiento periódico del mismo. El conocimiento de las medidas exteriores que alimentan estas consignas, así como el tiempo exacto de parada y funcionamiento de los ventiladores y micronizadores, son incertidumbres que deben ser conocidas para obtener los consumos eléctricos y de agua de la instalación, así como para evaluar la bondad de los modelos teóricos utilizados.
- § Por último y no menos importante, la adecuada elección y ubicación de sensores para determinar en cada instante las condiciones reales en el interior del recinto, junto con un

buen mantenimiento de la instalación, es absolutamente necesario para garantizar el buen funcionamiento del sistema y su evaluación energética.

A la vista de todo lo expuesto anteriormente, es necesario continuar la investigación sobre esta línea de trabajo si se quiere conocer y evaluar científicamente las torres de viento. En esta línea, ya se ha construido una torre de viento evaporativa en las instalaciones del CIEMAT (ver Anexo).

**ANEXO. CONSTRUCCIÓN DE UNA TORRE
DE VIENTO EVAPORATIVA EN EL CIEMAT.**

A raíz de los problemas surgidos durante la monitorización del “Árbol de Aire” sur de Vallecas, y como resultado de la evaluación experimental preliminar, la Unidad de Investigación en Eficiencia Energética en la Edificación del CIEMAT inició el diseño y construcción de una torre de viento evaporativa, Torre TORVENT, en sus instalaciones de Madrid. Se pretende con ello profundizar en la comprensión del comportamiento energético de estos sistemas y evaluar su eficiencia cuando trabajan en diferentes condiciones de trabajo controlables. Los parámetros de diseño han tenido que ser sometidos a la normativa del CIEMAT en lo relativo a ubicación (zona arbolada), altura (no más de 4 m), nivel de ruido en funcionamiento, etc.

Tal y como se observa en la Figura A.1, la instalación está formada por un andamiaje metálico de base cuadrada de $4 \times 4 \text{ m}^2$, que envuelve y sujeta a la torre de viento propiamente dicha, la cual está formada por un tubo troncocónico de polipropileno ubicado a 3 m de altura, con diámetros superior e inferior de 1 m y 0.75 m respectivamente, centrado en el eje de simetría vertical y elevado 1.3 m sobre el suelo.

Esta torre dispone de un ventilador provisto de un variador de frecuencia que permite controlar y regular el flujo de aire que se introduce en la torre, el cual se ha colocado en la parte más alta del tubo (Figura A.2), protegido del exterior por una malla anti-pájaros



Figura A.1 Vista de la Torre de Viento Torvent.

Justo debajo del ventilador, hay una corona de 16 micronizadores de agua (Figura A.3). Este sistema funciona de forma que se puede ajustar el número de humidificadores que operan en cada instante de tiempo, así como la presión de trabajo, lo que permite afinar el caudal de suministro de agua en la torre. Además se dispone de distintos tipos de boquillas para evaluar diferentes tamaños de gota: 0.1, 0.15 y 0.2 μm .

Se han colocado una serie de sensores de hilo caliente en el interior del tubo a fin de medir la influencia de las aspas del ventilador sobre el propio caudal de aire, pues cuando el número de revoluciones es alto las aspas pueden crear turbulencias que invalidan cualquier tipo de medidas de aire. Es por tanto necesario estabilizar el caudal de aire introducido antes de

comenzar la monitorización, y por ello se ha instalado un rectificador de flujo entre el ventilador y los micronizadores hecho en policarbonato.

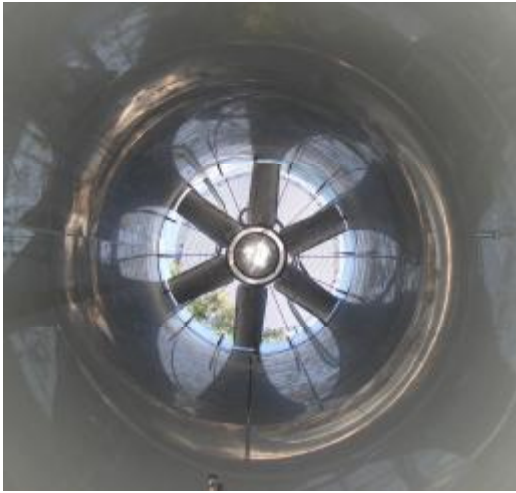


Figura A.2. Vista del ventilador.



Figura A.3. Detalle de los micronizadores.

**NOMENCLATURA. SUBÍNDICES.
ACRÓNIMOS.**

NOMENCLATURA.

a	Coeficiente de correlación lineal.
A	Área (m^2).
ASV	Actual Sensation Vote.
b	Coeficiente de correlación lineal.
C_D	Coeficiente de ajuste de una ecuación.
c_p	Calor específico (kJ/kg grado).
C_f	Constante adimensional de corrección.
CLO	Nivel de resistencia térmica de la ropa.
C_w	Porcentaje de viento captado (%).
d	Diámetro (m).
DV	Dirección del viento ($^\circ$).
FS	Estadística de Finkelstein- Schafer.
f_w	Factor de ponderación.
G	Irradiancia solar ($W.m^{-2}$).
g	Aceleración de la gravedad (m/s^2).
h	Entalpía específica (J/kg).
H	Altura (m).
h_c	Coeficiente de transferencia de calor ($J.m^{-2}. grado^{-1}$).
HI	Índice de calor (grado).
h_m	Coeficiente de transferencia de masa ($J.m^{-2}. grado^{-1}$).
HR	Humedad relativa (%).
h_v	Coeficiente de convección ($W.m^{-2}. grado^{-1}$).
I_g	Radiación solar global sobre la horizontal (W/m^2).
k	Conductividad térmica ($J.m^{-1}.grado^{-1}$).
K_i	Coeficientes adimensionales.
Le_f	Factor de Lewis.
L_v	Entalpía específica de vaporización (J/kg).
M	Masa molecular (uma).
m	Masa (kg).
\dot{m}	Flujo másico (kg/s).
\dot{M}_e	Ritmo metabólico (W/m^2).
Met	Nivel de Actividad Metabólica de una persona.

n	Día.
p	Presión (Pa).
P_r	Número de Prandt.
P_{ot}	Potencia (kW).
\dot{Q}	Flujo de calor unitario (W/m^2).
R	Constante universal de los gases (8314.41 J/kg mol K).
R^2	Coefficiente de regresión.
R_e	Número de Reynolds.
\dot{S}	Energía por unidad de tiempo almacenada en el cuerpo humano (W/m^2).
T	Temperatura ($^{\circ}C$).
t	Tiempo (s).
TS	Thermal Sensation o índice de confort térmico.
\dot{W}	Potencia mecánica (W/m^2).
WBD	Wet Bulb Depresión ($^{\circ}C$).
$WBG\dot{T}$	Wet Bulb Globe Temperature ($^{\circ}C$).
WS	Suma ponderada.
$WTCI$	Índice de congelación (grado).
U	Coefficiente global de transferencia de calor ($J \cdot grado^{-1} \cdot m^{-2}$).
U_p	Coefficiente adimensional de pérdida de presión.
V	Volumen de un fluido (m^3).
v	Velocidad de un fluido (m/s).
v_v	Velocidad del viento (m/s).
w	Razón de humedad específica ($kg_{agua}/kg_{aire\ seco}$).
X	Humedad específica ($kg_{agua}/kg_{airehumedo}$).
a_{abs}	Coefficiente de absorción del plástico.
r	Densidad (kg/m^3).
e	Velocidad de disipación viscosa (m^2/s^3).
k	Energía cinética turbulenta (m^2/s^2).
m	Viscosidad dinámica ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).
q	Humedad absoluta (m^3).
h	Eficiencia (%).
d	Diferencia absoluta de la función de distribución acumulativa diaria y estacional.
ν	Viscosidad cinemática ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).
c	Relación entre el peso molecular del agua y del aire.

SUBÍNDICES.

<i>a</i>	Aire.
<i>ah</i>	Aire húmedo.
<i>amb</i>	Ambiente.
<i>Ap</i>	Apertura.
<i>arb</i>	En el "Árbol de Aire".
<i>cv</i>	Convección.
<i>cnd</i>	Conducción.
<i>est S, N, E, O</i>	Posiciones Sur, Norte, Este y Oeste en interior de la estructura.
<i>e</i>	Entrada.
<i>ext</i>	Exterior.
<i>ext S, N</i>	Posiciones Sur y Norte en una farola próxima al "Árbol de Aire" a 4 m.
<i>fl</i>	Fluido.
<i>g</i>	Gota.
<i>gb</i>	Globo.
<i>h</i>	Bulbo húmedo.
<i>int</i>	Interior.
<i>int C1</i>	Posición Central exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 4.5 m.
<i>int C2</i>	Posición Central exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 7.6 m.
<i>int C3</i>	Posición Central exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 10.7 m.
<i>int N1</i>	Posición Norte exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 4.5 m.
<i>int N2</i>	Posición Norte exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 7.6 m.
<i>int N3</i>	Posición Norte exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 10.7 m.
<i>int S1</i>	Posición Sur exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 4.5 m.
<i>int S2</i>	Posición Sur exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 7.6 m.
<i>int S3</i>	Posición Sur exterior de la estructura del "Árbol de Aire" a 10.7 m.
<i>pl</i>	Plástico.
<i>r</i>	Rocío.
<i>rad</i>	Radiación.
<i>res</i>	Respiración.
<i>s</i>	Salida.

<i>sat</i>	Saturación.
<i>sk</i>	Sudoración.
<i>sl</i>	Suelo.
<i>TR5</i>	Posición superior en el interior de la torre de viento a 16.5 m.
<i>TR1</i>	Posición inferior en el interior de la torre de viento a 4.75 m.
<i>TR5v</i>	Posición 5 en la varilla ubicada en el interior de la torre de viento a 15.9 m.
<i>TR4v</i>	Posición 4 en la varilla ubicada en el interior de la torre de viento a 13.9 m.
<i>TR3v</i>	Posición 3 en la varilla ubicada en el interior de la torre de viento a 10.7 m.
<i>TR2v</i>	Posición 2 en la varilla ubicada en el interior de la torre de viento a 7.6 m.
<i>TR1v</i>	Posición 1 en la varilla ubicada en el interior de la torre de viento a 4.5 m.
<i>TH1</i>	Posición inferior de los sensores inalámbricos en el interior de la torre a 4.5 m.
<i>TH2</i>	Posición superior de los sensores inalámbricos en el interior de la torre a 16 m.
<i>t</i>	Torre de viento.
<i>vp</i>	Vapor de agua.
<i>vt</i>	Ventilación.
<i>w</i>	Agua.

ACRÓNIMOS.

AEMET	Agencia Estatal de Meteorología.
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc.
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas.
CFD	Computational Fluid Dynamics.
EMVS	Empresa Municipal de la Vivienda y Suelo de Madrid.
ISO	International Organization for Standardization
NTP	Norma Técnica de Prevención Española.
REE	Red Eléctrica de España.
RTD	Termorresistencias de Platino.
SAD	Sistema de Adquisición de Datos.
TMY	Año Meteorológico Tipo.
TRNSYS	TRansient System Simulation Program.
UiE3	Unidad de Investigación de Eficiencia Energética en la Edificación.

**REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA
CONSULTADA.**

I. REFERENCIAS

Agencia Estatal de Meteorología Española (AEMET): www.aemet.es.

Alvarez, S.; Cejudo, J.M.; Guerra, J.J.; Molina, J.L.; Rodríguez, E.A.; Velázquez, R. Control Climático en Espacios Abiertos. El Proyecto Expo'92. Editorial: Secretaría General Técnica del CIEMAT. ISBN.: 84-7834-158-7. Sevilla, 1992.

ASHRAE, Evaporative Cooling Applications Chapter. ASHRAE Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 1999.

ASHRAE. Heat Transfer Chapter. ASHRAE Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 1999.

ASHRAE. Mass Transfer Chapter. ASHRAE Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 1999.

ASHRAE, Psychrometrics Chapter. ASHRAE Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 1999.

ASHRAE, Thermal Comfort Chapter. ASHRAE Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 2005.

Auliciems, A., Szokolay, S.V. Thermal Comfort. Passive and Low Energy Architecture International. PLEA Notes. Design Tools and Techniques. ISBN 0 86776 729 4. 1997.

Badran, A.A. Performance of cool towers under various climates in Jordan. Energy and Buildings. Vol. 35, pp. 1031-1035. 2003.

Bahadori, M.N. An improved design of wind towers for natural ventilation and passive cooling. Solar Energy. Vol.35, nº 2, pp. 119-129. 1985.

Bahadori, M.N. Viability of wind towers in achieving summer comfort in the hot arid regions of the Middle East. Renewable Energy. Vol.5, part II, pp. 879-892. 1994.

Bahadori, M.N.; Mazidi, M.; Dehghani, A.R. Experimental investigation of new designs of wind towers. Renewable Energy. Vol. 33, pp. 2273-2281. 2008.

Carew, P.; Jobert, G. Shower Tower, Miele Showroom, Johannesburg South Africa. Plea Conference on Passive and Low Energy Architecture. Geneve. 2006.

Centro de la Confederación Industrial India (CII-Sohrabji Godrej):
www.greenbusinesscentre.com/site/ciigbc

Centro de Planificación Urbanística y Arquitectura del Desierto de la Universidad de Ben-Gurion en el Negev, Israel: www.bgu.ac.il/CDAUP.

Centro de Aprendizaje Interactivo de la Universidad Charles Sturt en Dubbo (Australia):
www.architecture.com.au

Cunningham, W.A.; Thompson, T.L. Passive cooling with natural draft cooling towers in combination with solar chimneys. Plea Congress. Hungary, September 1986.

Cunningham, W.A.; Mignon, G.V. Establishing feasibility for providing passive cooling with solar updraft and evaporative downdraft chimneys. Progress Report on Grant No. DE-FG02-84CH10205. DOE/CH/10205-T5. DE93 003062. Time Period: October 1985- February 1986. 1986-2.

Duffie, J.A.; Beckman, A. Procesos Térmicos en Energía Solar. Editorial Grupo Cero. ISBN: 84-85498-07-0; 1979.

Dymola simulation software: <http://www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola>.

Dymola Multi-Engineering Modeling and Simulation. Dymola User Manual. SE-223 70. Dynasim AB. Lund, 2007.

ECOTEC AUTODESK software: <http://usa.autodesk.com/adsk/servlet/pc/>

ECOSISTEMA URBANO Estudio de Arquitectura: www.ecosistemaurbano.com.

Erell, E.; Etzion, Y.; Pearlmutter, D.; Guetta, R.; Pecornik, D.; Zimmermann, H. Krutzler, F. A novel multi-stage down-draft evaporative cool tower for space cooling. Passive and Low-Energy Cooling for the Built Environment Conference. Santorini, Greece. 2005.

Erell, E.; Pearlmutter, D.; Etzion, Y. A multi-stage down-draft evaporative cool tower for semi-enclosed spaces: Aerodynamic performed. Solar Energy. Vol. 82, pp. 420-429. 2008.

Etzion, Y.; Pearlmutter, D.; Erell, E.; Meir, I.A. Adaptive architecture: Integrating low-energy technologies for climate control in the Desert. Automation in Construction. Vol. 6, pp. 417-425. 1997.

Evola, G.; Popov, V. Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings. *Energy and Buildings*. Vol. 38, pp. 491-501. 2006.

FLUENT ANSYS:

<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+Fluent>

Fluent INC. *Fluent 6.3 Tutorial Guides*. 2004.

Gaitani, N.; Mihalakakou, G.; Santamouris, M. On the use of bioclimatic architecture principles in order to improve thermal comfort conditions in outdoor spaces. *Building and Environment*. Vol. 42, pp. 317-324. 2007.

Givoni, B. Semiempirical model of a building with a passive evaporative cool tower. *Solar Energy*. Vol. 50, nº 5, pp. 425-434. 1993.

Givoni, B. *Climate considerations in Building and Urban Design*. Editorial John Wiley&Sons, Inc. ISBN: 0-471-29177-3. Unites States of America, 1998.

Givoni, B.; Noguchi, M.; Saaroni, H.; Pochter, O.; Yaacov, Y.; Feller, N.; Becker, S. Outdoor comfort research issues. *Energy and Buildings*. Vol. 35, pp. 77-86. 2003.

Guerra, J.J.; Cejudo, J.M.; Molina, J.L.; Alvarez, S.; Velázquez, R. *Control Climático en Espacios Abiertos. Evaluación del Proyecto Expo'92*. Editorial: Secretaría General Técnica del CIEMAT & Junta de Andalucía. ISBN: 84-7834-258-3. Sevilla, 1994-1.

Guerra, J.J.; Álvarez, S.; Molina, J.L.; Velázquez, R. *Guía Básica para el Acondicionamiento Climático de Espacios Abiertos*. Secretaría General Técnica del CIEMAT & Junta de Andalucía. ISBN: 84-7834-259-1. Sevilla, 1994-2.

Hall, I.J. *Generation of a Typical Meteorological Year*. Annual Meeting of AS of ISES, Denver CO, 1978.

Heras, M.R.; Zarzalejo, L.F.; Bosqued, R. *Análisis del Clima. Proyecto Eco-Valle Mediterranean Verandahways del Ensanche de Vallecas (EU-LIFE Program 2002)*. Informe Técnico CIEMAT DER-ESE- 46111-IT.001 – 2003.10.11. 2003.

Incropera, F.P.; DeWitt, D.P. *Fundamentos de transferencia de calor*. Cuarta edición. Editorial Prentice Hall. ISBN 970-17-0170-4. México, 1999.

International Standard ISO 7730:1994 (E). Moderate Thermal Environments. Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. Genève.

Kalantar, V. Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region. *Renewable Energy*. Vol. 34, pp. 246-254. 2009.

Karakatsanis, C.; Bahadori, M.N.; Vickery, B.J. Evaluation of pressure coefficients and estimation of air flow rates in buildings employing wind towers. *Solar Energy*. Vol. 37, nº 5, pp. 363-374. 1986.

Kloppers, J.C.; Kröger, D.G. Cooling tower performance: A critical evaluation of the Merkel assumptions. *Research and Development Journal*. Vol. 20, nº 1, pp. 24-29. 2004.

Kloppers, J.C.; Kröger, D.G. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 48, pp. 765-777. 2005.

Li, L.; Mak, C.M. The assessment of the performance of a windcatcher system using computational fluid dynamics. *Building and Environment*. Vol. 42, pp. 1135-1141. 2007.

Marion, W.; Urban, K. User's Manual for TMY2s. Typical Meteorological Years. National Renewable Energy Laboratory (NREL). Colorado, 1995.

Martins, A.C.; Correia, M. Passive downdraught evaporative cooling applied on existing fabric: Using traditional chimney as case study in Portugal. *Plea Conference on Passive and Low Energy Architecture*. Geneva. 2006.

Ministerio de Vivienda del Gobierno de España. Código Técnico de la Edificación (CTE). Marzo 2006.

The Modelica Association: <https://www.modelica.org/>

Moody, C.D.; Thompson, T.L.; Peck, J.F. The downdraft chimneys: Passive evaporative cooling for the Southwest. Environmental Research Laboratory. University of Arizona. June 1978.

Montazeri, H. Experimental and numerical study on natural ventilation performance of various multi-opening wind catchers. *Building and Environment*. Vol. 46, pp. 370-378. 2011.

National Weather Service NOAA's: <http://www.weather.gov>.

Nikolopoulou, M.; Lykoudis, S. Thermal comfort in outdoor urban spaces: Analysis across different European countries. *Building and Environment*. Vol. 41, pp. 1455-1470. 2006.

Nogareda, S; Luna, P. NTP 323: Determinación del Metabolismo Energético. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. Madrid, 2004.

Nottage, H.B. Merkel's cooling diagram as a performance correlation for air water evaporative cooling system. *ASHVE Transactions*. Vol. 47. 1941.

Palacios, J. Termodinámica Aplicada. Máquinas térmicas, Refrigeración, Acondicionamiento del aire, Propulsores de reacción. Tercera edición. Editorial Espasa Calpe S.A. Nº Registro: 4.688-61. Depósito Legal: M. 10.054-1961. Madrid, 1961.

Palomo, E. Evaluating the methods to produce TMY. Contribution to the Final PASCOOL Climate Subtask Report. Enero. 1995.

Pearlmutter, D.; Erell, E.; Etzion, Y.; Meir, I.A.; Di, H. Refining the use of evaporation in an experimental down-draft cool tower. *Energy and buildings*. Vol. 23, pp. 191-197. 1996.

Pearlmutter, D.; Erell, E.; Etzion, Y. A multi-stage down-draft evaporative cool tower for semi-enclosed spaces: Experiments with a water spraying system. *Solar Energy*. Vol. 82, pp. 430-440. 2008.

Petrakis, M.; Aguiar, R. Generation of TMY from complete data bases. Climate Final Report. PASCOOL Project. Editorial Universidad de Sevilla. Sevilla, 1996.

Proyecto Europeo Passive and Hybrid Draught Cooling (PHCD): www.phdc.eu.

Sánchez del Río, C. Análisis de errores. Editorial Universidad Complutense de Madrid. ISBN: 978-84-7754-036-6. Madrid, 1989.

Santiago del Río, J.L. Estudio numérico y experimental de los flujos atmosféricos y dispersión de contaminantes en entornos urbanos. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Madrid. 2006.

Schoen, C. A New Empirical Model of the Temperature–Humidity Index. *Journal of Applied Meteorology*, Vol 44, pp. 1413-1420. 2005.

Soutullo, S.; Olmedo, R.; Heras, M.R.; Bosqued, R.; Jiménez, M.J. Diseño de la monitorización de los sistemas “Árboles de Aire” del Bulevar Bioclimático del proyecto “Eco-Valle Mediterranean Verandahways” (Programa LIFE-UE) situados en el Nuevo Ensanche de Vallecas. Madrid. Informe Técnico CIEMAT. UIE3-LIFE (Eco-Valle)-E2421-IT.002.1-2005.25.05. 2005.

Soutullo, S.; Olmedo, R.; Sanchez, M.N.; Heras, M.R. Evaluación energética de viviendas de alta eficiencia promovidas por la Empresa Municipal de la Vivienda y Suelo (EMVS) en el Ensanche de Vallecas (Madrid). Proyecto SUNRISE. Periodo verano 2008. Informe Técnico CIEMAT. UIE3 – SUNRISE – E2424-IT.001.1 – 2008.30.11. 2008.

Soutullo, S.; Olmedo, R.; Sanchez, M.N.; Heras, M.R. Evaluación energética de los sistemas “Árboles de Aire” del Bulevar Bioclimático del Nuevo Ensanche de Vallecas (Madrid). Proyecto “Eco-Valle Mediterranean Verandahways” (Programa LIFE-UE). Verano 2008. Informe Técnico CIEMAT. UIE3-LIFE (Eco-Valle)-1G101-IT.002.1-2010.05.30. 2010.

Soutullo, S.; Sanchez, M.N.; Olmedo, R.; Heras, M.R. Theoretical model to estimate the thermal performance of an evaporative wind tower placed in an open space. *Renewable Energy*. Vol. 36, pp. 3023-3030. 2011-1.

Soutullo, S.; Olmedo, R.; Sánchez, M.N.; Heras, M.R. Thermal conditioning for urban outdoor spaces through the use of evaporative wind towers. *Building and Environment*. Vol. 46, pp. 2520-2528. 2011-2.

Steadman, R.G. The assessment of sultriness. Part I: A temperature-humidity index based on human physiology and clothing science. *Journal of Applied Meteorology*, Vol 18, pp. 861-873. 1979.

Su, Y.; Riffat, S.B.; Lin, Y.L.; Khan, N. Experimental and CFD study of ventilation flow rate of a Monodraught windcatcher. *Energy and Buildings*. Vol. 40, pp. 1110-1116. 2008.

Tata Institute of Social Sciences: www.tiss.edu.

Tato Serrano, B.; Vallejo Mateo, J.L.; García Setién Terol, D. Acondicionamiento bioclimático en el vial C-91 de la UE-1 del Ensanche de Vallecas. Programa LIFE (ENV / E / 000198). Comisión Europea. Proyecto de ejecución Fase I. Madrid, 2004.

TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation Program): <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>

TRNSYS 16. A TRAnSient SYstem Simulation program Manuals. Solar Energy laboratory, TRNSSOLAR Energietechnik GmbH, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, Thermal Energy System Specialists, LLC. University of Wisconsin – Madison. 2006.

U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE. National Oceanic and Atmospheric Administration. Report on Wind Chill Temperature and Extreme Heat Indices: Evaluation and Improvement Projects. Office of the Federal Coordinator for Meteorological Services and Supporting Research. Washington, 2003.

Yaglou, C. P; Minard, D. Prevention of heat casualties at Marine Corps Training Centres. Final Report Contract N° N5ori-07665. Washington. 1956.

Yajima, S.; Givoni, B. Experimental performance of the shower cooling tower in Japan. Renewable Energy. Vol. 10, nº 2/3, pp. 179-183. 1997.

Zarzalejo, L.F.; Téllez, F.M.; Palomo, E.; Heras, M.R. Creation of Typical Meteorological Years (TMY) for southern Spanish cities. Internacional Symposium Passive Cooling of Buildings. Atenas, 1995.

Zarzalejo Tirado, L.F. Capítulo Fundamentos para el acondicionamiento térmico (II). Confort térmico. Serie de Ponencias del Curso Energía Solar en la Edificación. Editorial CIEMAT. ISBN: 84-7834-481-0. Madrid, 2004.

II. BIBLIGRAFÍA CONSULTADA

Bouchahm, J.Bourbia, F.; Belhamri, A. Performance analysis and improvement of the use of wind tower in hot dry climate. Renewable Energy. Vol. 36, pp. 898-906. 2011.

Bowman, N.T.; Lomas, K.J.; Cook, M.J.; Eppel, H.; Robinson, D.; Ford, B.; Diaz, C.; Wilton, O.; Cucinella, M; Badano, E.; Bombardi, F.; Francis, E.; Galatá, A.; Lanarde, P.; Belarbi, R.; Rodríguez, E.; Álvarez, S. The Application of Passive Draught Evaporative Cooling (PDEC) to Non- domestic buildings. Final Publishable Report. No. PDEC/DMU/FCD/25.2.99. Institute of Energy and Sustainable Development de Montfort University, UK. January 1996 to December 1998.

Castejón Vilella, E. NTP 18: Estrés térmico. Evaluación de las exposiciones muy intensas. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales.

Castejón Vilella, E. NTP 74: Confort térmico. Método de Fanger para su evaluación. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales.

Ebrahimpour, A.; Maerefat, M. A method for generation of typical meteorological year. Energy Conversion and Management. Vol. 51, pp. 410-417. 2010.

Ford, B.; Patel, N.; Zaveri, P.; Hewitt, M. Cooling without air conditioning. The Torrent Research Centre, Ahmedabad, India. Renewable Energy. Vol. 15, pp. 177-182. 1998.

Giabaklou, Z.; Ballinger, J.A. A Passive Evaporative Cooling System by Natural Ventilation. Building and Environment. Vol. 31, nº 6, pp. 503-507. 1996.

Givoni, B. Passive and Low Energy Cooling of Buildings. Editorial John Wiley&Sons, Inc. ISBN: 0-471-28473-4. Unites States of America, 1994.

Givoni, B. Performance of the "Shower" cooling tower in different climates. Renewable Energy. Vol. 10, nº 2/3, pp. 173-178. 1997.

Haines, R.W; Lewis Wilson, C. HVAC System design handbook. Fourth Edition. Editorial McGraw Hill Handbook. ISBN: 0-07-139586-5. New York, 2003.

Hughes, B.R.; Cheuk-Ming, M. A study of wind and buoyancy driven flows through commercial wind towers. Energy and Buildings. Vol. 43, pp. 1784-1791. 2011.

Khan, N.; Su, Y.; Riffat, S.B. A review on wind driven ventilation techniques. Energy and Buildings. Vol. 40, pp. 1586-1604. 2008.

Liao, C.M.; Chiu, K.H. Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region. Building and Environment. Vol. 37, pp. 177-187. 2002.

Nikolopoulou, M.; Baker, N.; Steemers, K. Thermal comfort in outdoor urban spaces: Understanding the human parameter. Solar Energy. Vol. 70, nº 3, pp. 227-235. 2001.

Nikolopoulou, M.; Lykoudis, S. Use of outdoor spaces and microclimate in a Mediterranean urban area. Building and Environment. Vol. 42, pp. 3691-3707. 2007.

NOAA National Weather Service USA. Heat Index Information:
<http://www.nws.noaa.gov/os/heat/index.shtml>

Sánchez, M.M.; Lucas, M.; Martínez, P.; Sánchez, A.; Viedma, A. Climatic solar roof: An ecological alternative to heat dissipation in buildings. *Solar Energy*. Vol. 73, nº 6, pp. 419-432. 2002.

Seo, D.; Huang, J.; Krarti, M. Evaluation of typical weather year selection approaches for energy analysis of buildings. *ASHRAE Transactions*. 7022 words. 2009.

Steadman, R.G. The assessment of sultriness. Part II: Effects of wind, extra radiation and barometric pressure on apparent temperature. *Journal of Applied Meteorology*, Vol 18, pp. 874-885. 1979.

Vázquez, J.L. La ecuación de Navier-Stokes. Un reto físico-matemático para el siglo XXI. *Monografías de la Real Academia de Ciencias de Zaragoza*. Vol. 26, pp. 31-56. 2004.