

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández



Biblioteca

"ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL

COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN SISTEMA
DE ATOMIZACIÓN POR ULTRASONIDOS"

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio -2022

AUTOR: Jorge Fabregat Calixto

DIRECTOR/ES: Manuel Lucas Miralles

ÍNDICE

ÍNDICE.....	3
ÍNDICE DE FIGURAS.....	6
ÍNDICE DE TABLAS.....	12
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	14
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA PROBLEMÁTICA.....	14
1.2 MARCO TEÓRICO.....	15
1.2.1 PSICROMETRÍA.....	16
1.2.2 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.....	22
1.2.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	25
1.3 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y ESTADO DEL ARTE.....	29
1.4 OBJETIVOS.....	34
CAPÍTULO 2 DISEÑO DEL PROTOTIPO.....	36
2.1 NEBULIZADORES ULTRASÓNICOS.....	36
2.2 INSTALACIÓN HIDRÁULICA.....	42
2.2.1 Generalidades.....	42
2.2.2 Configuración de la instalación.....	43
2.3 INSTALACIÓN ELÉCTRICA.....	50

CAPÍTULO 3 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS.....	55
3.1 TÚNEL DE VIENTO.	55
3.2. INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA.	60
3.2.1 TERMOHIGRÓMETROS.	61
3.2.2 Anemómetro.	66
3.2.3 Unidad de adquisición de datos.	69
3.2.4 Tarjeta multiplexora.	70
3.2.5 CONEXIONES.	70
3.2.6 AJUSTE GAIN Y OFFSET.....	74
3.2.6 RESUMEN SONDAS, LISTADO DE CANALES, VARIABLES.	79
3.3 Disposición del prototipo y los equipos.....	82
CAPÍTULO 4 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....	87
4.1 DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS.	87
4.2 PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.	90
4.3 TRATAMIENTO DE DATOS Y ESTACIONARIEDAD.....	94
CAPÍTULO 5 RESULTADOS.....	101
5.1 RESULTADOS.	101
5.2 ESTUDIO DE LA VARIACIÓN TÉRMICA EN EL EJE LONGITUDINAL.....	114
5.4 ESTUDIO DE LA EVAPORACIÓN TOTAL DEL AGUA.....	123
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES	130
BIBLIOGRAFÍA	132



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.01 Estado típico del aire atmosférico y estado de aire saturado.....	17
Figura 1.02 Modelo de saturador adiabático.	20
Figura 1.03 Diagrama psicrométrico a presión atm.	22
Figura 1.04 Representación del proceso de enfriamiento evaporativo.....	23
Figura 1.05 Ciclo invertido de Carnot.	25
Figura 1.06 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	26
Figura 1.07 Representación de los estados del ciclo sobre los diagramas T-s y P-h.....	27
Figura 1.08 Influencia de la reducción de la temperatura en el condensador.	28
Figura 1.09 Pre-enfriamiento mediante panel mojado.....	31
<hr/>	
Figura 2.01 Estructura esquemática de un atomizador ultrasónico.	37
Figura 2.02 Concepto de funcionamiento del atomizador ultrasónico (Guerra-Bravo et al., 2021).....	37
Figura 2.03 Nebulizador ultrasónico utilizado.....	38
Figura 2.04 Componentes de la placa PCB.	39
Figura 2.05 Vista real del circuito de la placa PCB.....	39
Figura 2.06 Disposición de los terminales del microcontrolador.....	40
Figura 2.07 Salida del circuito electrónico.	41
Figura 2.08 Vista detallada y dimensiones de las microperforaciones.	41
Figura 2.09 Vista general y detallada de las gotas de agua atomizada.....	42
Figura 2.10 Suministro directo y suministro por capilaridad, respectivamente.	42
Figura 2.11 Vista detallada de la inyección no uniforme por suministro mediante capilaridad.	43
Figura 2.12 Primera consideración de suministro directo mediante cuerpo de plástico ABS.....	43
Figura 2.13 Instalación por gravedad e instalación con llenado automático, respectivamente.....	44
Figura 2.14 Vista en detalle de la formación de burbujas de aire en la instalación.	44

Figura 2.15 Suministro mediante recirculación por bombeo y bomba utilizada, respectivamente.....	45
Figura 2.16 Adaptación de la mini válvula como elemento de suministro directo.....	45
Figura 2.17 Mini válvula tras el proceso de limado para aumento de superficie de pegado.....	46
Figura 2.18 Fijación adhesiva del atomizador sobre la mini válvula a modo de cuerpo de suministro.....	46
Figura 2.19 Parrilla para el ajuste de la instalación hidráulica.....	47
Figura 2.20 Esquema general de la configuración del prototipo de atomización.	48
Figura 2.21 Fijación a través de cinta vulcanizable.	49
Figura 2.22 Vista general del prototipo sobre la sección experimental.....	49
Figura 2.23. Vista general del prototipo y uso de mini válvulas para variar la configuración de estudio.....	50
Figura 2.24 Alimentación de las placas PCB y fuente de alimentación empleada.....	51
Figura 2.25 Crimpado de conector dupont para los cables de alimentación del atomizador.....	51
Figura 2.26 Conexiones de los cables de alimentación a las placas PCB mediante protoboard.	52
Figura 2. 27 Disposición de los cables sobre la parrilla.	52
Figura 2.28 Alimentación eléctrica para la bomba de bajo caudal.	53
Figura 2.29 Fuente de alimentación utilizada para el ventilador y disposición del ventilador.....	53
<hr/>	
Figura 3.01 Vista general del túnel de viento.....	55
Figura 3.02 Tobera.....	56
Figura 3.03 Vista de la sección de ensayo.	57
Figura 3.04 Conjunto difusor-ventilador	57
Figura 3.05 Motor eléctrico acoplado al ventilador.....	58
Figura 3.06 Variador de frecuencia.	58
Figura 3.07 Bandeja para alojar la unidad de adquisición de datos.....	59
Figura 3.08 Mesa auxiliar para posicionar el ordenador en el ensayo.....	59

Figura 3. 9 Detalles del anclaje de le mesa auxiliar.....	60
Figura 3.10 Sonda de montaje en conducto.	62
Figura 3.11 Sonda remota.	63
Figura 3.12 Anemómetro de hilo caliente y puente para el ajuste de la salida.....	67
Figura 3.13 Disposición general del puente de Wheastone.....	68
Figura 3.14 Unidad de adquisición de datos.	69
Figura 3.15 Tarjeta multiplexora.	70
Figura 3. 16 Diagrama de conexión para TH con salida de voltaje	71
Figura 3. 17 Vista general de las conexiones de los TH en la tarjeta 1.	72
Figura 3.18 Esquema de conexión anemómetro.	72
Figura 3. 19 Esquema de conexión de los TH de intensidad (en canales de intensidad)73	
Figura 3.20 Conexión de resistencias Shunt.....	74
Figura 3. 21 Esquema de conexión para TH de intensidad (en canal de voltaje).	74
Figura 3.22 Lectura en modo resistencia.	77
Figura 3.23 Disposición de la instrumentación.	82
Figura 3.24 Disposición de la instrumentación en la sección transversal.....	83
Figura 3.25 Colocación TH de montaje en conducto y anemómetro.	83
Figura 3.26 Colocación de TH de sondas remotas.	84
Figura 3.27 Disposición del prototipo en la sección de ensayo.	85

Figura 4.1 Excel de calibración de la velocidad en el túnel de viento.....	89
Figura 4.02 Interfaz de inicio del programa Keysight Benchvue.....	90
Figura 4.03 Reconocimiento del sistema de adquisición por parte del programa.	91
Figura 4.04 Cuadro de opciones para la selección de la configuración.	91
Figura 4.5 Interfaz de trabajo del programa Keysight Benchvue.....	92
Figura 4.06 Interfaz para la configuración de canales.....	92
Figura 4.07 Introducción del ajuste Gain, Offset y unidades.	93
Figura 4.08 “Scan interval”, “Start Data Logging” y “Stop Data Logging”	93
Figura 4.09 Pestaña “Graphics Setup”	94
Figura 4.10 Vista general de los datos aportados por Keysight Benchvue.	94
Figura 4.11 Criterio de estacionariedad.	95

Figura 4.12 Análisis de la estacionariedad en el ensayo 1, TH5.....	97
Figura 4.13 Análisis de la estacionariedad en el ensayo 1, Temperatura media transversal.....	98
Figura 4.14 Análisis de la estacionariedad en el ensayo 2, Temperatura media transversal.....	99

Figura 5.01 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 0,5 m/s).....	102
Figura 5.02 Resultados de estacionariedad de ensayos (25 AT 0,5 m/s).....	102
Figura 5.03 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 1 m/s).....	102
Figura 5.04 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 1 m/s).....	¡Error!

Marcador no definido.6

Figura 5.05 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 1,5 m/s).....	1037
Figura 5.06 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 1,5 m/s).....	1037
Figura 5.07 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 2 m/s).....	105
Figura 5.08 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 2 m/s).....	105
Figura 5.09 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 0,5 m/s).....	106
Figura 5.10 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 0,5 m/s).....	106
Figura 5.11 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 1 m/s).....	107
Figura 5.12 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 1 m/s).....	107
Figura 5.13 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 1,5 m/s).....	108
Figura 5.14 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 1,5 m/s).....	108
Figura 5.15 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 2 m/s).....	109
Figura 5.16 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 2 m/s).....	109

Figura 5.17 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 0,5 m/s).....	110
Figura 5.18 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 0,5 m/s).....	110
Figura 5.19 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 1 m/s).....	111
Figura 5.20 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 1 m/s).....	111
Figura 5.21 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 1,5 m/s).....	112
Figura 5.22 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 1,5 m/s).....	112
Figura 5.23 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 2 m/s).....	113
Figura 5.24 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 2 m/s).....	113
Figura 5. 25 Saltos térmicos en función de la distancia de medida para 25 atomizadores.	115
Figura 5.26 . Saltos térmicos en función de la distancia de medida para 15 atomizadores.	116
Figura 5.27 Saltos térmicos en función de la distancia de medida para 5 atomizadores.	117
Figura 5.28 Saltos térmicos en la sección transversal en cada caso.	118
Figura 5.29 Resultados de eficiencia evaporativa en función de la velocidad para 25 AT.	119
Figura 5.30 Resultados de eficiencia evaporativa en función de la velocidad para 15 AT.	119
Figura 5.31 Resultados de eficiencia evaporativa en función de la velocidad para 5 AT.	120
Figura 5.32 Comparación de los resultados de eficiencia evaporativa para la totalidad de ensayos.	122
Figura 5.33 Resultados teóricos para velocidad 0,5 m/s.....	124
Figura 5.34 Resultados para una velocidad de 1 m/s.....	125
Figura 5.35 Resultados para una velocidad de 1,5 m/s.....	126
Figura 5.36 Resultados para una velocidad de 2 m/s.....	127

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Características técnicas EE210-M1T2L200A3F2SBL-40SBH60.....	62
Tabla 3.2 Características técnicas EE210-M1T3A6SBL-20SBH80.	63
Tabla 3 3 Características técnicas EE210-M1T3A3SBL-40BH60.	64
Tabla 3.4 Características técnicas EE210-M1T3A6SBL0SBH100.	65
Tabla 3.5 Ajuste Gain Offset TH3-TH10 y TH2.....	75
Tabla 3.6 Ajuste Gain/Offset TH11	76
Tabla 3.7 Transformación salida canal 2/01.....	77
Tabla 3.8 Transformación salida canal 2/02.....	78
Tabla 3.9 Ajuste Gain/Offset TH12	78
Tabla 3.10 Ajuste Gain/Offset TH1.....	79
Tabla 3.11 Resumen sondas, canales, variables.....	81
<hr/>	
Tabla 4. 1 Distribución temporal y descripción de ensayos realizados.....	88
Tabla 4.2 Equivalencias obtenidas mediante la calibración de velocidades.....	89
<hr/>	
Tabla 5.1 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 0,5 m/s).....	102
Tabla 5.2 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 1 m/s).....	103
Tabla 5.3 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 1,5 m/s).....	104
Tabla 5.4 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 2 m/s).....	105
Tabla 5.5 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 0,5 m/s).....	106
Tabla 5.6 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 1 m/s).....	107
Tabla 5.7 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 1,5 m/s).....	108
Tabla 5.8 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 2 m/s).....	109
Tabla 5.9 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 0,5 m/s).....	110
Tabla 5.10 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 1 m/s).....	111
Tabla 5.11 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 1,5 m/s).....	112
Tabla 5.12 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 2 m/s).....	113

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA PROBLEMÁTICA.

El sector de la edificación es responsable del 36% de las emisiones de gases de efecto invernadero y del 40% del consumo energético total en la Unión Europea [1.01]. A nivel nacional, si bien el consumo energético de estos supone el 30% del total, el porcentaje de emisiones se sitúa en cifras superiores a las de la UE, con una proporción del 40%.

También debemos tener en cuenta que el consumo de energía para refrigeración y climatización representa el 50% del consumo anual energético en la UE, del cual los edificios representan cuatro quintas partes del consumo para citado fin [1.02] además, gran parte de esta energía no es aprovechada de la manera adecuada.

Además, es de vital importancia considerar que, debido al incremento de periodos excesivamente cálidos, así como la intensidad de estos, se prevé un aumento en la potencia instalada de los equipos de aire acondicionado para refrigeración, con el correspondiente crecimiento de consumo eléctrico. A esto debemos añadir tanto el crecimiento económico como demográfico, que agravan esta situación. Esto se puede observar en diferentes estudios como pueden ser el elaborado por Izquierdo et al. [1.03] donde el consumo eléctrico de los equipos de refrigeración de aire acondicionado en la Comunidad de Madrid llegó a suponer un 33% del consumo pico en periodos estivales, situando además el impacto de emisiones de CO₂ en 572.000 toneladas durante el estudio.

Ante esta problemática, la Unión Europea plantea como principales objetivos en materia energética y de cambio climático la renovación de su parque inmobiliario desde el punto de vista de la eficiencia energética y despliegue de las energías renovables en edificios, planteando el desafío de la transición hacia la descarbonización. Nace así La Directiva europea 2010/31/UE, modificada en 2018 por la Directiva 2018/844 [1.04] tras una revisión de su aplicación, que tiene por objetivo la mejora de la eficiencia energética de

los edificios de la Unión Europea teniendo en cuenta una serie de particularidades geográficas. Según la directiva, los países de la UE deberán establecer requisitos mínimos óptimos de eficiencia energética, que deben cubrir el edificio, sus componentes y la energía consumida para la calefacción de espacios, la refrigeración de espacios, agua caliente sanitaria, ventilación y la iluminación integrada.

En este contexto, la eficiencia energética de las máquinas de refrigeración utilizando otras fuentes de energía o utilizando soluciones constructivas para este fin, supone una interesante materia de estudio para la reducción de la demanda energética, representando una información de mucho interés para las compañías eléctricas y el redimensionamiento de la red eléctrica. Además de esto, con una reducción del consumo energético de los sistemas de refrigeración se conseguiría la reducción de emisiones de dióxido de carbono, así como la reducción de la dependencia de los combustibles fósiles, combatiendo el cambio climático y reduciendo así sus impactos más severos.

1.2 MARCO TEÓRICO.

La eficiencia energética de los sistemas de refrigeración se puede llevar a cabo mediante, o bien el suministro eléctrico de energía mediante energías renovables, o mediante soluciones constructivas como la utilización de sistemas de condensación más eficientes o la utilización de sistemas híbridos que permiten el pre-enfriamiento evaporativo de la corriente de aire que entra al condensador.

Con el objetivo de la exposición de los conceptos básicos que rigen el presente estudio experimental, se procede a realizar un marco teórico de estos con el fin del correcto entendimiento del desarrollo de este.

En primer lugar, se expondrá qué es la psicrometría y las variables fundamentales que contempla, que serán de interés en el presente estudio experimental para conocer las diferentes propiedades que caracterizan el aire húmedo.

A continuación, se explicará qué es el fenómeno del enfriamiento evaporativo y cómo se produce la reducción de temperatura del aire en este proceso.

Para finalizar, se describirá el principio de funcionamiento de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y se planteará la influencia de la temperatura del aire de entrada al condensador en el coeficiente de operación (COP) o relación entre la potencia extraída como refrigeración o calor y la potencia consumida en el compresor.

Toda la documentación teórica recogida en el siguiente apartado ha sido extraída de los libros Fundamentos de termodinámica técnica (2004) [1.05], Termodinámica (2009) [1.06].

1.2.1 PSICROMETRÍA.

La psicrometría consiste en la rama de la física que evalúa las condiciones higrométricas del aire húmedo, esto es, sus propiedades termodinámicas.

Definimos aire húmedo (o aire atmosférico) como una mezcla de aire seco (N₂, O₂, Ar, CO₂ y trazas de gases nobles) y vapor de agua, en la cual el aire seco se trata como si fuera un componente puro. La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire está en un rango de -10°C a cerca de 50°C, en estas condiciones el aire seco se puede tratar como un gas ideal con un valor de c_p constante de 1,005 KJ/kg·K con un error menor al 0,2% (insignificante) y el vapor de agua como un gas ideal con entalpía $h_g=2500,9+1,82T$ KJ/kg, siendo T la temperatura en grados centígrados (C), es decir, se puede considerar la entalpía de vapor saturado a la misma temperatura. Así, en estas condiciones el aire atmosférico se modeliza como una mezcla binaria de gases ideales, aire húmedo y vapor de agua [1.07]. Aplicando en consecuencia los conceptos desarrollados de gases ideales, podemos obtener la presión de la mezcla como la suma de las presiones parciales del aire seco y vapor de agua (presión de vapor), considerando que cada componente de la mezcla actúa como si ejerciera una parte de la presión en el volumen V y a la temperatura T. A partir de la ecuación de estado podemos obtener las presiones parciales p_a (aire seco) y p_v (vapor de agua):

$$p = \frac{n \cdot R \cdot T}{V} = \frac{m \cdot \left(\frac{R}{M}\right) \cdot T}{V} \quad (1.1)$$

$$p_a = \frac{n_a \cdot R \cdot T}{V} = \frac{m_a \cdot \left(\frac{R}{M_a}\right) \cdot T}{V} \quad (1.2)$$

$$p_v = \frac{n_v \cdot R \cdot T}{V} = \frac{m_v \cdot \left(\frac{R}{M_v}\right) \cdot T}{V} \quad (1.3)$$

Donde n_a y n_v denotan los moles de aire seco y vapor de agua, m_a y m_v las masas de aire seco y vapor de agua, M_a y M_v los pesos moleculares de aire seco y vapor de agua, T la temperatura de la mezcla, V el volumen ocupado y R la constante de gases ideales, siendo su valor $R=8,314 \text{ J/mol}\cdot\text{K}$.

Cuando la presión parcial de vapor de agua es la de saturación de agua a la temperatura de la mezcla, p_g , se dice que la mezcla es saturada. Definimos aire saturado como mezcla de aire seco y vapor de agua saturado, esto es, la presión de vapor de agua es la presión de saturación del agua a la temperatura de la mezcla. El estado más típico del vapor de agua en el aire atmosférico es en estado de vapor sobrecalentado. Se muestran a continuación en el diagrama T-V estas dos situaciones.

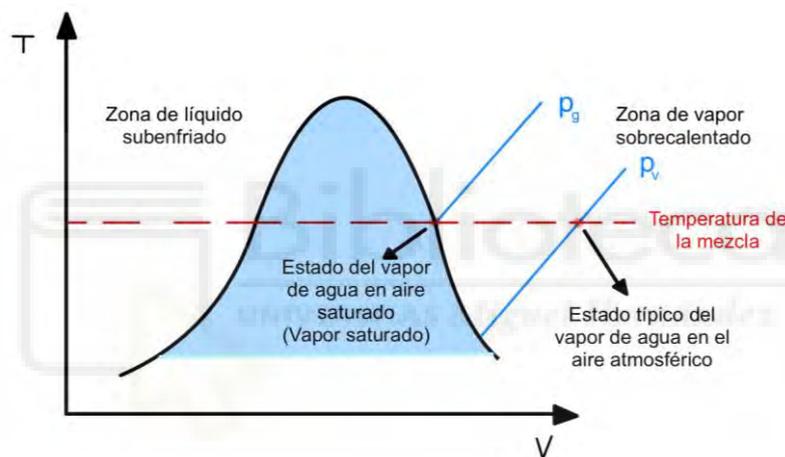


Figura 1.01 Estado típico del aire atmosférico y estado de aire saturado.

Se exponen a continuación las distintas propiedades del aire atmosférico que son de interés en el presente estudio experimental, en cuestión de humedad (humedad relativa y humedad absoluta), temperatura (temperatura de saturación adiabática y temperatura de bulbo seco y húmedo y energía (entalpía de la mezcla).

Humedad absoluta (ω).

La forma más efectiva o directa de expresar la cantidad de vapor de agua en el aire húmedo es mediante la humedad absoluta, esto es, la masa de vapor presente por cada unidad de masa de aire seco.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (1.4)$$

Expresando la ecuación anterior en función de las presiones parciales y aplicando la ecuación de estado de los gases ideales, podemos obtener la humedad absoluta a través de las presiones de aire seco y vapor de agua.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v \cdot p_v \cdot \frac{V}{R \cdot T}}{M_a \cdot p_a \cdot \frac{V}{R \cdot T}} = \frac{M_v \cdot p_v}{M_a \cdot p_a} \quad (1.5)$$

Siendo M_v y M_a los pesos moleculares de aire seco (28,9645 kg/kmol) y vapor de agua (18,1535 kg/kmol) [1.07]. Considerando esto y sustituyendo la presión parcial de aire seco como la presión total menos la presión parcial de vapor de agua.

$$\omega = 0,622 \frac{p_v}{p_T - p_v} \quad (1.6)$$

Decimos que la humedad absoluta es nula para aire seco. A medida que añadimos vapor de agua a este aire seco la humedad absoluta aumentará hasta que el aire no pueda contener más humedad. En este punto, como se ha comentado con anterioridad, se dice que el aire es saturado, y cualquier cantidad de vapor de agua agregada a este aire saturado condensará. La cantidad de vapor de agua en aire saturado se puede obtener a partir de la expresión (1.6) utilizando como presión parcial de vapor de agua la presión de saturación de vapor a la temperatura de la mezcla.

Humedad relativa (φ).

Si expresamos la humedad como relación entre la masa de vapor de agua (m_v) presente en una unidad de aire seco, con respecto a la máxima cantidad de vapor que podría contener el aire a la misma temperatura (cantidad de vapor de agua en condiciones de aire saturado), estaríamos hablando de la humedad relativa, pudiendo obtener esta a partir de la siguiente expresión.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{p_v \frac{V}{R \cdot T}}{p_g \frac{V}{R \cdot T}} = \frac{p_v}{p_g} \quad (1.7)$$

La humedad relativa varía entre 0% (aire seco) y 100% (aire saturado). La humedad relativa varía con la temperatura a diferencia de la humedad absoluta, ya que la humedad relativa depende de la cantidad de humedad que el aire puede contener varía con la temperatura.

Entalpía del aire húmedo.

La entalpía es un valor equivalente al contenido total del calor de un sistema. Definimos entalpía específica como la cantidad de calor comunicado 1 kg de fluido para hacerle pasar de unas condiciones origen a otras cualesquiera. Podemos definir entalpía de aire atmosférico como suma de la entalpía de aire seco y la entalpía de vapor de agua que contiene dicha corriente de aire.

En el caso del aire seco, la entalpía de aire seco será el producto del calor específico y la temperatura de la mezcla. Anteriormente, se ha expuesto que el aire seco es tratado en condiciones de -10°C a 50°C como un gas ideal con c_p constante de $1,005 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$, con un error insignificante. De esta manera, la entalpía específica de aire seco.

$$h_a = c_{pa} \cdot T ; \text{ con } c_{pa} = 1,005 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K} \quad (1.8)$$

Al igual que para el aire seco, ya hemos definido que el valor de la entalpía del vapor de agua presente en el aire húmedo, tratado como un gas ideal en citadas condiciones, responde a la siguiente expresión.

$$h_v = c_{fv} + c_{pv} \cdot T ; \text{ con } c_{fv} = 2500,9 \text{ KJ/kg} \text{ y } c_{pv} = 1,82 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K} \quad (1.9)$$

Así, podemos obtener la entalpía específica de aire húmedo para condiciones de temperatura de -10°C a 50°C mediante la siguiente expresión.

$$h = h_a + \omega \cdot h_v = 1,005 \cdot T + \omega \cdot (2500,9 + 1,82T) \quad (1.10)$$

Siendo T la temperatura de la mezcla en grados Kelvin.

Temperatura de saturación adiabática.

Supongamos un saturador adiabático, este se puede asemejar a un túnel infinitamente largo aislado que posee dos entradas y una salida, a través del cual circulará aire atmosférico (o aire húmedo). En la parte inferior del túnel se encuentra una pila de agua, con la cual el aire de entrada estará en contacto. Si el aire de entrada no está saturado, es decir posee una humedad relativa menor al 100 %, parte del agua se evaporará y se mezclará con el flujo del aire, así, el contenido de humedad del aire ascenderá. La temperatura de esta corriente descenderá puesto que parte del calor latente de vaporización del agua será cedido por la corriente de aire (pues no existe intercambio de calor con el entorno). Al tratarse de un túnel considerado infinitamente largo, el aire a la salida del túnel estará saturado y a una temperatura que denominamos temperatura de saturación adiabática.

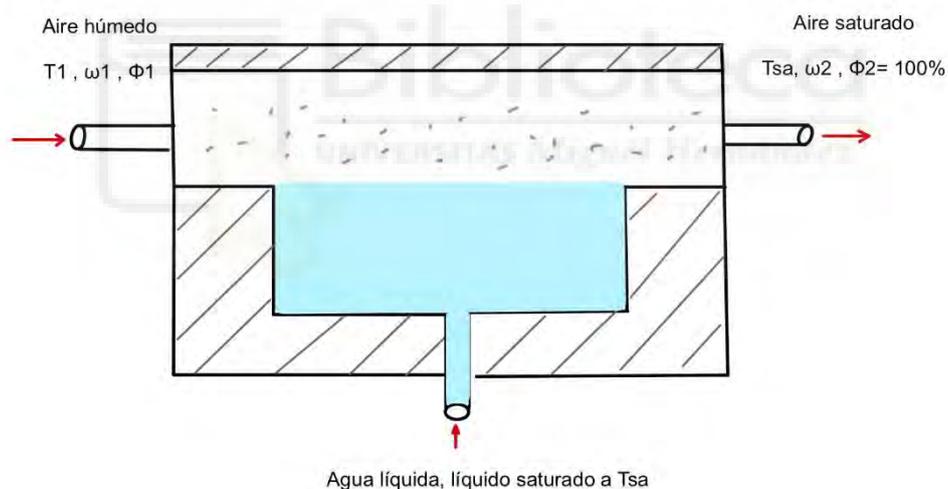


Figura 1.02 Modelo de saturador adiabático.

Temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco.

La temperatura de saturación adiabática es una propiedad de estado, pero no podemos obtenerla por medida directa. Podemos aproximar en rangos normales de presión y temperatura del aire húmedo la temperatura de saturación adiabática a lo que denominamos temperatura de bulbo húmedo. Definimos temperatura de bulbo

húmedo como la que mide un termómetro ordinario cuyo bulbo se encuentra rodeado por una tela humedecida con agua. Cuando el aire atmosférico pasa sobre el trapo humedecido, parte del agua del paño se evaporará y el calor necesario para esta evaporación (calor latente de vaporización) hará descender la temperatura del agua. Así, habrá una diferencia de temperatura entre el aire y el agua (la temperatura del agua es menor que la del aire), existiendo una transferencia de calor desde el aire del ambiente al agua (calor sensible). Pasado un tiempo, ambas cantidades se igualarán y la temperatura se estabilizará, alcanzando el régimen permanente. La lectura del termómetro en dicha situación es la temperatura de bulbo húmedo. La temperatura de bulbo húmedo no es una propiedad de estado, ya que depende de la velocidad de transferencia de calor entre el aire y el agua, que a su vez depende de factores como la geometría del bulbo y la velocidad del aire.

La temperatura de bulbo seco es la temperatura que marca un termómetro convencional, es decir, el bulbo no está humedecido. Es considerada la temperatura de una masa de aire atmosférico.

Si el aire que rodea el termómetro está saturado, la temperatura que marcarían el termómetro normal y el humedecido sería igual. En el caso contrario, la temperatura de bulbo húmedo es menor que la de bulbo seco, pues en el primer caso se está midiendo la mínima temperatura del aire posible debido a enfriamiento por evaporación al aire libre.

Diagrama psicrométrico

Las diferentes propiedades del aire húmedo se pueden sintetizar en lo que conocemos como diagrama psicrométrico, siendo este una buena herramienta para la representación gráfica de estas propiedades. El más ampliamente utilizado es el diagrama psicrométrico de Carrier.

Siguiendo la Ley de fases de Gibbs, podemos calcular el número de grados de libertad (L) o variables independientes termodinámicas en un sistema cerrado en equilibrio a partir del número de componentes químicos (C) y el número de fases en equilibrio (F), siguiendo la siguiente expresión.

$$L = C - F + 2 = 2 - 1 + 2 = 3 \quad (1.11)$$

Así, podemos definir termodinámicamente el estado del aire húmedo a través de 3 variables. Los diagramas psicrométricos suelen limitarse para una presión de 1 atmósfera, resultando una herramienta suficientemente exacta para los casos prácticos de ingeniería. De esta manera, mediante el diagrama psicrométrico podemos definir el estado del aire atmosférico a partir de dos propiedades intensivas independientes. Se muestra a continuación la representación del diagrama psicrométrico de Carrier.

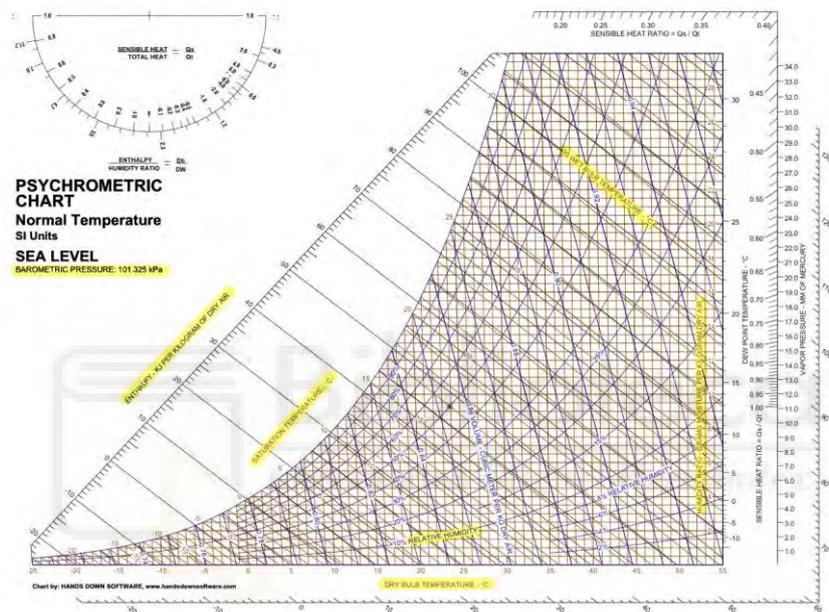


Figura 1.03 Diagrama psicrométrico a presión atm.

1.2.2 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.

Siempre hemos escuchado la frase “Eres más simple que el mecanismo de un botijo”. En realidad, este dicho popular no es tan simple como parece. Un botijo está manufacturado con un material poroso como la arcilla, de esta manera, permite filtrar el agua en su interior por capilaridad hacia el exterior, donde se pondrá en contacto con el aire del ambiente (hay mucha más masa de aire que de agua). En este punto, el agua se evaporará obteniendo el calor necesario (calor latente de vaporización) de la corriente de aire no saturado. Así, el agua en el interior del botijo reducirá su

temperatura por debajo de la temperatura ambiente. Esta temperatura decrece más cuanto más cálido y seco sea el ambiente. El fenómeno que se produce detrás de este dicho popular es el enfriamiento evaporativo.

Podemos definir enfriamiento evaporativo como un proceso por el cual se produce el enfriamiento de una corriente de aire húmedo mediante el efecto de evaporación de agua líquida, obteniendo la energía necesaria de la corriente de aire. Así, tanto el aire como el agua reducen su temperatura y el aire se humedece.

Se muestra en la siguiente imagen figura tal la representación gráfica del proceso de enfriamiento evaporativo por spray o cortina de agua, así como en la figura tal la representación del proceso sobre el diagrama psicrométrico.

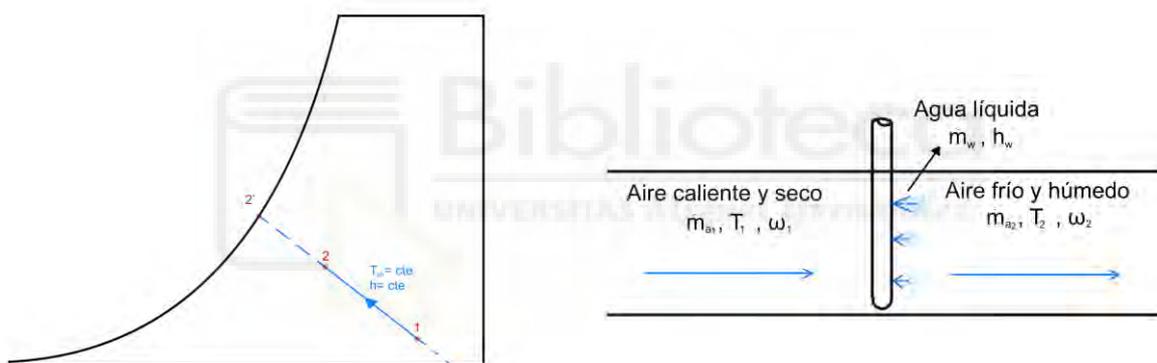


Figura 1.04 Representación del proceso de enfriamiento evaporativo.

Se introduce en el enfriador evaporativo una corriente de aire caliente y seco (Estado 1), donde se rocía con agua líquida o spray. Parte de esta agua se evapora durante el proceso, absorbiendo el calor latente de vaporización necesario de la corriente de aire. Así, la temperatura del flujo de aire se ve reducida y se humecta. (Estado 2). El límite teórico de este proceso se encuentra en la temperatura de bulbo húmedo de las condiciones del aire a la entrada, representado por el estado 2', siendo el salto de temperatura entre T_1 y T_2' el máximo posible alcanzable mediante el enfriamiento evaporativo, pues el aire en este punto 2' se encontraría saturado no pudiendo contener más humedad.

Este proceso es análogo al de saturación adiabática, puesto que el calor transferido entre el flujo de aire y el entorno suele ser despreciable. El proceso, al seguir la línea de temperatura de bulbo húmedo constante en el diagrama psicrométrico de Carrier, puede suponerse como un proceso isoentálpico debido a que las líneas de entalpía constante coinciden con las de temperatura de bulbo húmedo constante, siendo esta una aproximación de uso común en cálculos de acondicionamiento de aire.

Se exponen a continuación las ecuaciones que gobiernan el balance de masas y energía del proceso.

$$\text{Balance de masas en aire seco } \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (1.12)$$

$$\text{Balance de masas en vapor de agua } \dot{m}_{v1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \quad (1.13)$$

$$\text{Balance de energía } \dot{m}_{a1} \cdot h_1 + \dot{m}_w \cdot h_w = \dot{m}_{a2} \cdot h_2 \quad (1.14)$$

A partir de (1.12) y (1.13) obtenemos la siguiente expresión.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad (1.15)$$

Y a partir de (1.12), (1.14) y (1.15) podemos obtener la ecuación de balance de energía desarrollada.

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1) \cdot h_w = h_2 \quad (1.16)$$

A través del análisis de la ecuación de balance de energía desarrollada en (1.16). Podemos observar que el producto de la entalpía de agua líquida inyectada y la diferencia de humedades absolutas, en casos prácticos de acondicionamiento de aire es del orden de décimas, por lo tanto, la aproximación citada con anterioridad es muy acertada.

Para saber cómo de eficiente es el proceso de enfriamiento, debemos valorar dos variables, la eficiencia evaporativa y lo que conocemos como depresión de bulbo húmedo. La eficiencia evaporativa es obtenida mediante el cociente entre el salto de temperaturas obtenido frente al máximo salto de temperaturas posible.

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta T_{MÁX}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{BH}} \quad (1.17)$$

La depresión de bulbo húmedo es justo el denominador de la variable anterior, siendo esta el máximo salto de temperaturas posible, es decir, la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de las condiciones de entrada. Tanto la eficiencia del proceso como la depresión de bulbo húmedo son determinantes de la efectividad del enfriamiento evaporativo, puesto que si la depresión de bulbo húmedo en un medio es relativamente pequeña (condiciones de entrada muy próximas a la línea de saturación del diagrama psicrométrico), la eficiencia del proceso puede ser muy alta habiendo conseguido un salto térmico muy pequeño. Por lo tanto, las condiciones óptimas para la aplicación del enfriamiento evaporativo son condiciones de ambientes cálidos y secos.

1.2.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Una máquina frigorífica tiene como objetivo mantener una región fría. Estas máquinas transfieren calor de foco frío a un foco más caliente. Según la ley de la Termodinámica, no es posible que el calor fluya desde un cuerpo frío a uno más caliente, por lo tanto. La producción de frío no es un proceso espontáneo. Para que la transferencia de calor siga ese curso, se ha de aportar una cierta energía en forma de trabajo. Un refrigerador o máquina frigorífica opera según el ciclo invertido de Carnot, que se muestra en la siguiente figura.

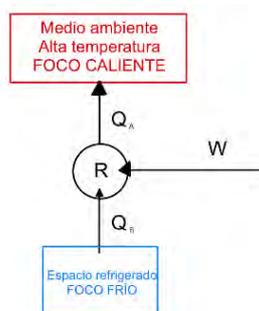


Figura 1.05 Ciclo invertido de Carnot.

Siguiendo la terminología de la figura anterior, Q_B es la cantidad de calor eliminado del espacio a refrigerar, Q_A es la cantidad de calor rechazado hacia el medio ambiente (o foco caliente) y W representa la entrada de trabajo neto a la máquina frigorífica o refrigerador.

El ciclo de Refrigeración de Carnot se compone de cuatro elementos básicos, idénticos a los del ciclo clásico, estos son, el condensador, el evaporador, el compresor y la válvula de expansión. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos, donde el fluido de trabajo en el ciclo se denomina refrigerante, que sigue el flujo estacionario comenzando en la entrada del evaporador.

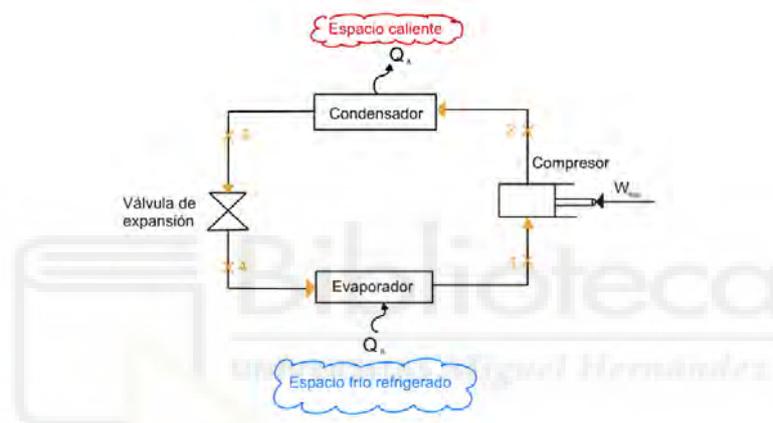


Figura 1.06 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo de refrigeración el refrigerante experimenta 4 procesos termodinámicos. El proceso 1-2 (compresor) el refrigerante experimenta una compresión isoentrópica hasta la presión del condensador. El proceso 2-3 (condensador) es una transferencia de calor desde el refrigerante a presión constante, a su salida, el refrigerante se encuentra en estado de líquido saturado. El proceso 3-4 (válvula de expansión) corresponde con el proceso de estrangulación hasta la presión del evaporador, el refrigerante a la salida de la válvula de expansión se encuentra en estado de mezcla bifásica. Finalmente, el proceso 4-1 (evaporador) corresponde con una transferencia de calor hacia el refrigerante a presión constante, donde el refrigerante sale como vapor saturado.

Se muestra a continuación el ciclo de refrigeración sobre los diagramas Temperatura-Entropía (T-s) y Presión-Entalpía (P-h)

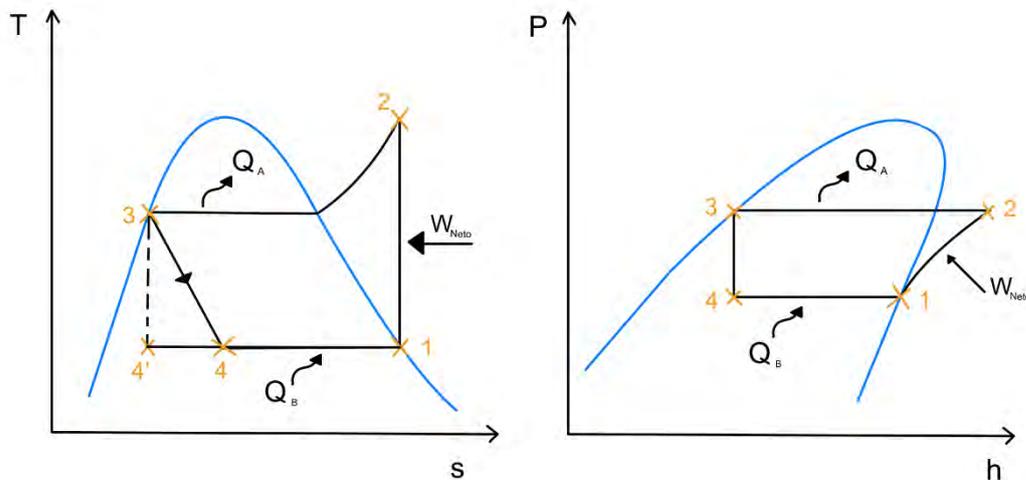


Figura 1.07 Representación de los estados del ciclo sobre los diagramas T-s y P-h.

Realmente, las representaciones del ciclo sobre los diagramas descritos no corresponden a la situación real, pues estamos considerando que el proceso es reversible y adiabático, cuando en realidad no es así, ya que existen diversas irreversibilidades sobre este, como pueden ser el subenfriamiento en el condensador, el recalentamiento del vapor al entrar al compresor, las pérdidas de carga, las variaciones de temperatura del evaporador y condensador con respecto al ambiente, etc. Aun así, el estudio del ciclo ideal nos brinda una idea general sobre el funcionamiento de los refrigeradores.

Consideraremos ahora las transferencias de calor y trabajo en cada uno de los elementos, ignorando energías cinéticas y potenciales, así, podemos definir las variables de más interés en nuestro estudio, siendo estas el trabajo en el compresor y el calor transferido en el evaporador y en el condensador.

$$\text{Trabajo en el compresor } (1 - 2) \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (1.18)$$

$$\text{Calor transferido en el condensador } (2 - 3) \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (1.19)$$

$$\text{Calor transferido en el evaporador} (4 - 1) \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (1.20)$$

El valor de Q_e es la capacidad de refrigeración, de esta manera el coeficiente de operación del ciclo (COP) lo obtenemos a partir de la siguiente expresión.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (1.21)$$

En este punto, se realizará un análisis de la influencia de la reducción de la temperatura en el condensador. Una disminución de esta temperatura supone una reducción de la presión de condensación, lo que provocará que la potencia introducida en el compresor en forma de energía eléctrica sea menor (pues tiene que ejercer menos trabajo en la compresión del vapor de refrigerante). Además, la capacidad de refrigeración se verá incrementada. Evidentemente, ambos efectos favorecen al COP, a igualdad en el resto de las condiciones de operación. Se presenta, a modo de síntesis, el efecto de la reducción de la temperatura del condensador sobre el diagrama Presión-Entalpía (P-h), representando la nueva situación en color morado.

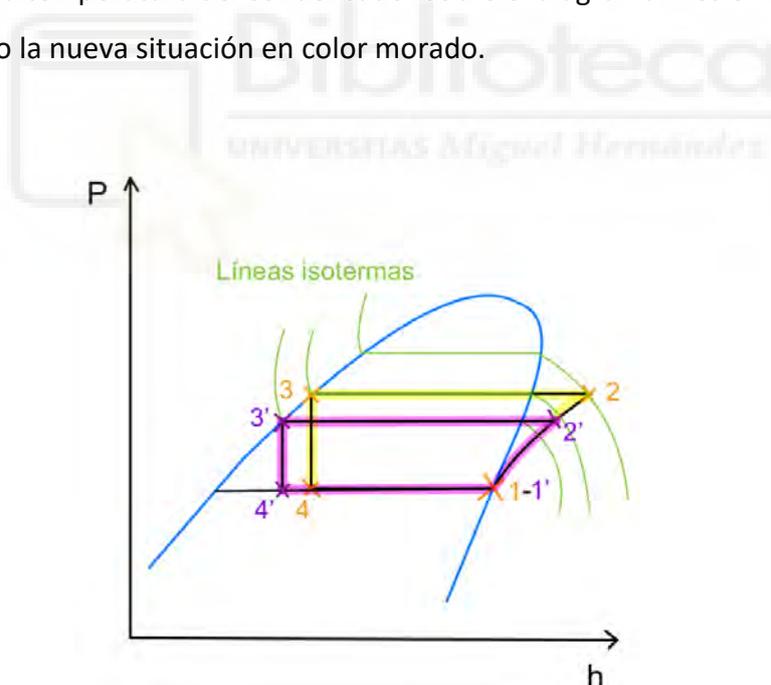


Figura 1.08 Influencia de la reducción de la temperatura en el condensador.

1.3 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y ESTADO DEL ARTE.

La eficiencia energética de los sistemas de refrigeración se puede llevar a cabo mediante, o bien el suministro eléctrico de energía mediante energías renovables, o mediante soluciones constructivas como la utilización de sistemas de condensación más eficientes. En el presente apartado se realizará un estudio sobre las posibles soluciones a esta problemática en el ámbito de la utilización de sistemas de pre-enfriamiento evaporativo, así como una revisión bibliográfica de cada uno de los sistemas expuestos que nos permita conocer cuál es la evolución y la situación actual de cada una de las posibles soluciones.

El sistema de condensación, así como el tipo de refrigeración de este es uno de los aspectos clave que determina la eficiencia del equipo de climatización, por la influencia de dicha refrigeración sobre los diferentes parámetros del ciclo de refrigeración. Podemos encontrarnos sistemas condensados por aire, por agua, o sistemas híbridos. Así, observamos dos grandes protagonistas en cuanto a soluciones clásicas de sistemas de condensación, las torres de refrigeración (sistemas húmedos) y los aerorefrigeradores (sistemas secos).

Los sistemas húmedos, basados en enfriamiento evaporativo, tienen el límite físico a nivel térmico en la temperatura de bulbo húmedo del ambiente, y en los sistemas secos la temperatura de condensación se ve limitada por temperatura seca del ambiente, conllevando un peor comportamiento térmico si se compara con los sistemas húmedos. Diferentes estudios, como puede ser uno realizado por el Instituto Catalán de Energía, evidencian que, mediante el análisis de las curvas de rendimiento energético, en cualquier potencia los sistemas más eficientes son los húmedos, seguidos de los híbridos [1.08]. También el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la energía incluye los sistemas húmedos como medida de ahorro energético con aplicación a edificaciones [1.09].

Si bien las torres de refrigeración representan los sistemas de mayor rendimiento, hay que tener en cuenta que, si estos sistemas evaporativos no son correctamente instalados, o bien no se realiza un correcto mantenimiento, suponen un riesgo de

dispersión de Legionella, que en su variedad *Legionella Pneumophila* y serogrupo 1 puede resultar gravemente infecciosa para la población. En este contexto, diversas administraciones locales están restringiendo la instalación de torres de refrigeración puesto que difícilmente el agua de alimentación de las torres de refrigeración, aún proviniendo de agua de red, puede encontrarse esta sin bacterias de legionela. El Real decreto 865/2003 establece el conjunto de acciones higiénico sanitarias aplicadas a las instalaciones que utilicen agua en su funcionamiento, produciendo aerosoles que puedan ser susceptibles de convertirse en un riesgo para la propagación de Legionella [1.10].

En este contexto, han surgido soluciones tecnológicas híbridas para su aplicación en sistemas de aire acondicionado domésticos y comerciales, que buscan aunar los problemas de los sistemas de condensación clásicos sin comprometer el ahorro energético producido. Así, podemos encontrar diversidad de soluciones para el pre-enfriamiento evaporativo del aire de entrada a un condensador refrigerado por aire, reduciendo así el consumo energético y el impacto sobre la salud pública debido a la reducción de proyección de gotas de agua. Entre las principales soluciones híbridas de pre-enfriamiento directo, podemos destacar el pre-enfriamiento mediante superficie mojada o rellenos evaporativos (pads), el pre-enfriamiento mediante atomización (spray o mist generator).

El método de pre-enfriamiento adiabático mediante superficie mojada o pad, consiste en hacer pasar la corriente de aire que circula a través del evaporador de una máquina frigorífica a través de un relleno evaporativo que es diseñado para humedecer y reducir la temperatura de la corriente de aire.

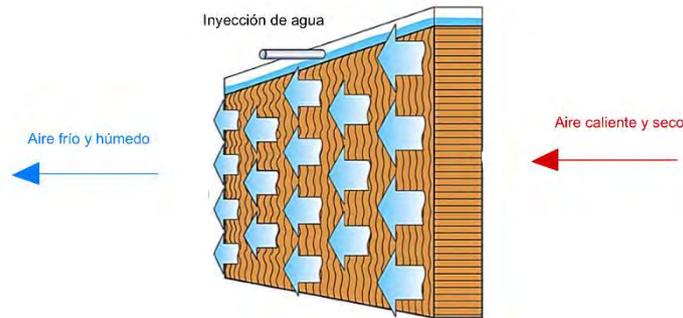


Figura 1.09 Pre-enfriamiento mediante panel mojado.

La principal ventaja de este sistema es la no producción de aerosoles, evitando la emisión de gotas de agua y la propagación de la Legionela. Como inconveniente principal cabe resaltar la caída de presión que se produce en al corriente de aire del condensador, esta caída de presión provoca una reducción del flujo másico de aire a través del condensador que conlleva a la reducción de la capacidad de extracción de calor, incluso cuando el dispositivo de pre-enfriamiento no está en funcionamiento. Esto puede implicar una mayor presión en el condensador en caso de que el enfriamiento del aire no sea suficiente.

Esta metodología de pre-enfriamiento ha sido evaluada por diferentes autores, presentándose a continuación una revisión bibliográfica sobre trabajos que abordan dicha materia de estudio.

Hajidavallo (2007) [1.11] investigó el uso de un relleno evaporativo instalando dos pads a ambos lados del sistema de aire acondicionado e inyectando agua en ellos para pre-enfriar el aire de entrada al condensador de un aire acondicionado de ventana. Los resultados experimentales mostraron que el consumo energético se reduce en un 16% y el COP aumentó en un 55%.

Ibrahim et al. (2017) [1.12] estudió el uso de paneles evaporativos para el pre-enfriamiento del aire de entrada al condensador de un sistema de aire acondicionado split convencional. Se consiguió un salto de temperaturas del aire de entrada al condensador de 4°C y se observó una reducción de la presión de descarga del

compresor, resultando en una disminución de la potencia del compresor, reduciendo el consumo en un 6,1%. Esto resultó en una mejora del COP en torno a un 21,4%.

Martínez et al. (2016) [1.13] estudiaron cómo los diferentes espesores de rellenos evaporativos condicionaban la eficiencia de enfriamiento y la pérdida de carga del sistema. Los resultados mostraron que el mayor aumento del EER (eficiencia energética de refrigeración) se lograba con un espesor de aproximadamente 100 mm, siendo el aumento del 10,6 %.

El segundo método de pre-enfriamiento considerado es el de atomización de partículas. Un inyector atomiza partículas de agua de tamaño reducido que se evaporan al entrar en contacto con el aire, enfriándolo y elevando su humedad. La *figura 1.4* representa la tipología de dicho enfriamiento.

Es un sistema muy simple por su bajo coste, flexibilidad en el diseño y bajo mantenimiento, ya que únicamente requieren de los atomizadores y una red de tuberías, lo que conlleva una pérdida de presión en la corriente de aire del condensador mucho menor, que puede ser incluso despreciable.

En cuanto al estudio del arte de dicha materia, Yu et al. (2016) [1.14] analizaron la eficiencia del uso de un atomizador para el pre-enfriamiento del aire de entrada al condensador en un sistema refrigerativo para enfriamiento de agua. Este sistema tenía dos modos de funcionamiento, el modo normal y el modo VSD de velocidad variable para los ventiladores del condensador. El uso de este sistema supuso, en un clima subtropical, un aumento de entre el 0,36 % y 8,86 % en el modo normal y un aumento de entre el 0,34% y 10,19% en el rendimiento EER en el modo VSD en un clima subtropical.

El principal inconveniente de los sistemas de atomización de agua en aplicaciones de pre-enfriamiento del aire de entrada al condensador es la posibilidad de formación de corrosión, incrustaciones, y ensuciamiento en los tubos del intercambiador de calor del condensador si el agua alcanza estos en su fase líquida.

Sobre las premisas que suponen los inconvenientes de los sistemas planteados con anterioridad, surge la necesidad del estudio de otro sistema que solvente las partes negativas de cada uno de ellos. Así, analizando los inconvenientes que suponen el uso de un sistema de pre-enfriamiento basado en atomización, para solventar dicho problema se requiere de un sistema que evapore toda el agua líquida alojada en la corriente de aire para que esta ni entre en contacto con la superficie de los conductos del intercambiador de calor.

Una materia emergente de estudio es la utilización de equipos de ultrasonidos para mejorar la eficiencia de una amplia variedad de procesos. Los equipos de ultrasonidos están formados por transductores piezoeléctricos, que son capaces de transformar señales electrónicas de alta en vibraciones de alta frecuencia. Podemos encontrar estudios como el de Guerra-Bravo et al. (2021) [1.15] que exponen el comportamiento del en el uso de estos sistemas como sistemas de atomización de agua, así como su concepto de funcionamiento.

Yao (2016) [1.16] realizó un estudio bibliográfico sobre estudios relacionados con la aplicación de ultrasonidos como aplicación para sistemas HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado, concluyendo que la utilización de los equipos de ultrasonidos posee unas interesantes aplicaciones en procesos de transferencia de calor o masa.

Nie et al. (2018) [1.17] desarrolló un recuperador entálpico basado en enfriamiento evaporativo para su uso en ventilación de edificios. Este estaba constituido por un intercambiador de placas de contraflujo que se combinaba con un atomizador ultrasónico, utilizado la neblina producida para enfriar el aire de escape interior hasta su temperatura de bulbo húmedo. Concluyó que esta utilización de técnicas de ultrasonidos suponía un aumento del efecto de enfriamiento en comparación con el enfriamiento evaporativo indirecto convencional, al aumentar el área de evaporación de las gotas de agua atomizada. Se consiguió un 71% de eficiencia total de recuperación de calor, y más del 50% de la entalpía recuperada fue debido a la condensación de humedad en el aire de suministro exterior.

Matínez et al. (2020) [1.18] realizaron un estudio experimental sobre el uso de un equipo de atomización ultrasónica para su uso como pre-enfriador evaporativo en

condensadores de aire acondicionado refrigerados por aire. El dispositivo de atomización consistía en un dispositivo compacto equipado con 10 transductores ultrasónicos, sumergidos en un tanque con un nivel de agua constante. Para evaluar el rendimiento y la capacidad de enfriamiento del dispositivo se realizó un conjunto de pruebas en túnel de viento. Se obtuvo una eficiencia máxima de enfriamiento evaporativo directo del 83,7% para una relación agua-aire de $0,35 \cdot 10^{-3}$ y un caudal de aire de $630 \text{ m}^3/\text{h}$.

El uso de sistemas de pre-enfriamiento por ultrasonidos podría implicar las mismas desventajas que los sistemas de atomización de agua convencional, ya que la atomización de agua puede provocar corrosión o incrustaciones en el intercambiador de calor del condensador, aunque mediante el uso de técnicas de ultrasonidos existe la posibilidad de generar gotas de menor tamaño con respecto a los sistemas convencionales. Además, los sistemas de atomización por ultrasonidos inyectan agua a más bajas velocidades. Estos dos factores disminuyen el riesgo de la aparición de dichos inconvenientes por la mayor rapidez de evaporación del agua y el aumento del tiempo de contacto entre las gotas y el aire, reduciendo así la distancia de evaporación total.

1.4 OBJETIVOS.

El objetivo del presente trabajo final de grado es el diseño y construcción de un prototipo de atomización por ultrasonidos para posteriormente evaluar su comportamiento térmico variando entre diferentes configuraciones de operación. Los ensayos de caracterización del comportamiento térmico de dicho prototipo se han realizado en un túnel de viento presente en el Laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos del edificio Altet de la UMH.

Los resultados obtenidos en el presente trabajo se utilizarán para la validación de un modelo CFD (Computational Fluid Dynamics) y la optimización del diseño prototipo para su uso como pre-enfriador en un condensador refrigerado por aire de un sistema de aire acondicionado tipo Split.



CAPÍTULO 2 DISEÑO DEL PROTOTIPO

En el presente apartado se pretende plasmar una descripción del diseño de preenfriamiento evaporativo empleado en el estudio experimental, así como las diferentes alternativas que finalmente se descartaron por diferentes problemáticas que causaban. Se expondrá así, el tipo y modelo de nebulizador ultrasónico empleado, la instalación hidráulica y acoplamiento de los nebulizadores a esta, así como el tipo de modo de suministro de agua, incluyendo las diferentes alternativas valoradas previamente, y por último, la instalación eléctrica empleada para abastecer energéticamente al prototipo.

2.1 NEBULIZADORES ULTRASÓNICOS.

Los materiales piezoeléctricos son materiales dieléctricos que, al ser sometidos a acciones tales como tensiones mecánicas o campos eléctricos, generan una serie de cargas eléctricas en su superficie. Este fenómeno también se produce a la inversa.

Los nebulizadores (o atomizadores) ultrasónicos responden a este principio de piezoelectricidad. Están compuestos por una cerámica piezoeléctrica en forma de anillo que es cubierta mediante una placa de metal. La placa metálica posee una serie de microperforaciones dispuestas dentro de un área circular en el centro de la misma. En la figura siguiente se muestra la estructura de manera esquemática, identificando las diferentes partes de este.

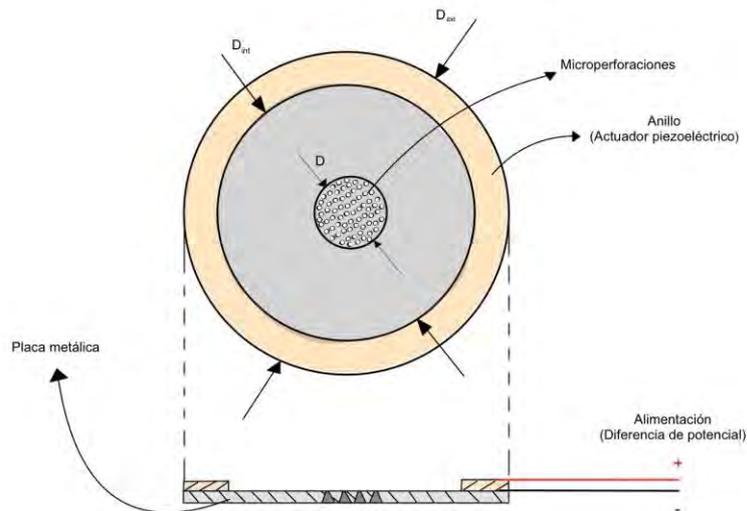


Figura 2.01 Estructura esquemática de un atomizador ultrasónico.

Las dimensiones del anillo piezoeléctrico quedan determinadas por D_{int} y D_{ext} y las microperforaciones se distribuyen en el área central de la placa que determina D . Una diferencia de potencial (voltaje) es aplicada entre las diferentes caras del anillo. A partir del efecto piezoeléctrico, se convierte la energía eléctrica en mecánica, provocando una deformación de la membrana del disco y la ruptura de la estructura líquida [2.01]. Para la obtención de la transferencia de masa de fluido a través de las microperforaciones de la malla es necesario una oscilación de esta. Esto se consigue mediante una señal de pulsos que consiga la ruptura de la tensión superficial del fluido y, la energía necesaria para este fin se consigue mediante pulsos a frecuencias ultrasónicas, esto es, ondas acústicas por encima de los 20.000 Hz de frecuencia.

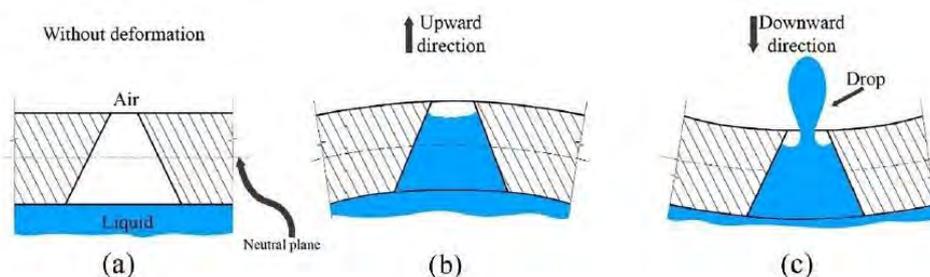


Figura 2.02 Concepto de funcionamiento del atomizador ultrasónico (Guerra-Bravo et al., 2021)

En el presente estudio experimental, se ha utilizado un nebulizador ultrasónico de malla de baja potencia, compuesto por un disco piezoeléctrico PZT (Titanato Circonato de plomo). El modelo viene acompañado de una placa PCB de circuito impreso que genera una señal de pulsos a una frecuencia fija de 108 kHz. Esta placa se alimenta a 5 V en continua a través de un conector Micro-USB mediante según instrucciones del fabricante.



Figura 2.03 Nebulizador ultrasónico utilizado.

El diámetro exterior del disco piezoeléctrico es de $D_{\text{ext}}=15,5$ mm, el diámetro interior es de $D_{\text{int}}=8,5$ mm y el diámetro que determina el área en el que se encuentran las microperforaciones es de $D=3,3$ mm.

En cuanto a la placa de circuito impreso que alimenta al nebulizador, esta posee como elementos principales una bobina, un microcontrolador de 6 terminales PMS150C-U06, tres condensadores, un transistor MOSFET, dos resistencias y las conexiones de alimentación de la placa (MICRO USB) y salida para la alimentación del atomizador, además de un pulsador para activar y alternar entre 2 modos de funcionamiento del atomizador.

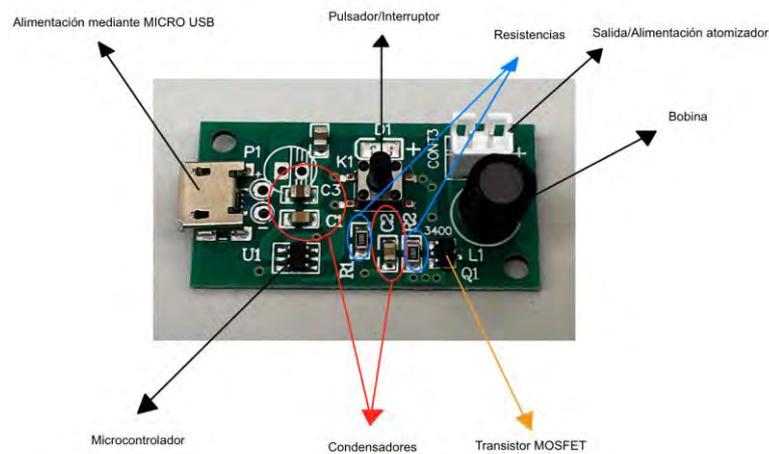


Figura 2.04 Componentes de la placa PCB.

El circuito equivalente mostrado en la figura 2.05 nos permite una vista real de este y del posicionamiento de los componentes que lo conforman, así como una comprensión del modo de funcionamiento.

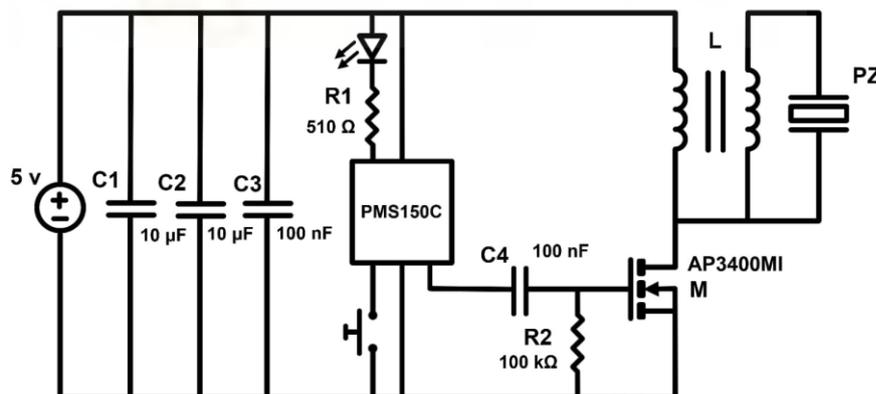


Figura 2.05 Vista real del circuito de la placa PCB.

La disposición de los terminales del microcontrolador [2.02] se muestran en la figura 2.06.

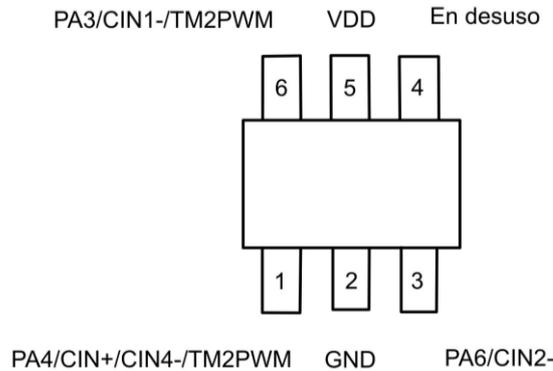


Figura 2.06 Disposición de los terminales del microcontrolador.

Según la disposición, el terminal 1 está en contacto con el pulsador que acciona el nebulizador y varía el modo de funcionamiento, el terminal 5 es alimentado mediante 5 V en continua a través del MICRO-USB, el terminal 2 está conectado a tierra, el terminal 3 controla la tensión de entrada del MOSFET y el terminal 6 está conectado a la resistencia y el LED que indica si la placa está en funcionamiento y en qué modo, mediante el parpadeo de este. El terminal 4 se encuentra libre, en desuso.

Cuando el pulsador es accionado, el microcontrolador genera una señal de pulsos en el terminal GATE del MOSFET. Cuando un pulso de nivel alto llega al MOSFET, se excita y permite el paso de corriente entre los terminales DRAIN y SOURCE. El circuito secundario se cierra, cargando la bobina de tres terminales (carga de forma lineal) actuando ésta como un transformador, descargando sobre el piezoeléctrico, cuyo equivalente son un par de condensadores en paralelo con una resistencia. La señal de 5V DC se transforma en una señal a frecuencias de en torno a 108 kHz de tensión superior, del orden de 85,6 V de pico-pico, siendo el valor máximo 49,6 V y el mínimo -36 V. Se muestra en la figura siguiente la salida de alimentación a los atomizadores cuando estos están en funcionamiento, donde se pueden observar las oscilaciones del comportamiento bobina (actuando de transformador) y condensador (equivalente del piezoeléctrico).

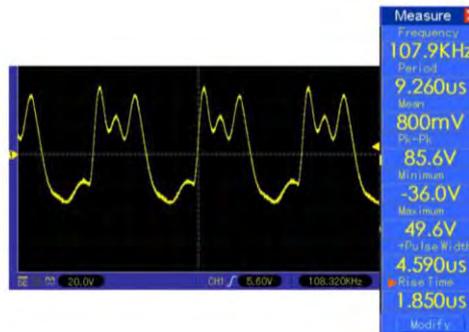


Figura 2.07 Salida del circuito electrónico.

Con el objetivo de caracterizar la geometría de las microperforaciones se empleó una técnica fotográfica directa de alta resolución de estos, empleando un objetivo macro junto a un tubo de extensión. La geometría de las perforaciones, como se puede apreciar en la vista transversal de la figura 2.01, son de aspecto cónico. Las medidas obtenidas son de diámetro máximo de 50 μm y diámetro mínimo de 10 μm .

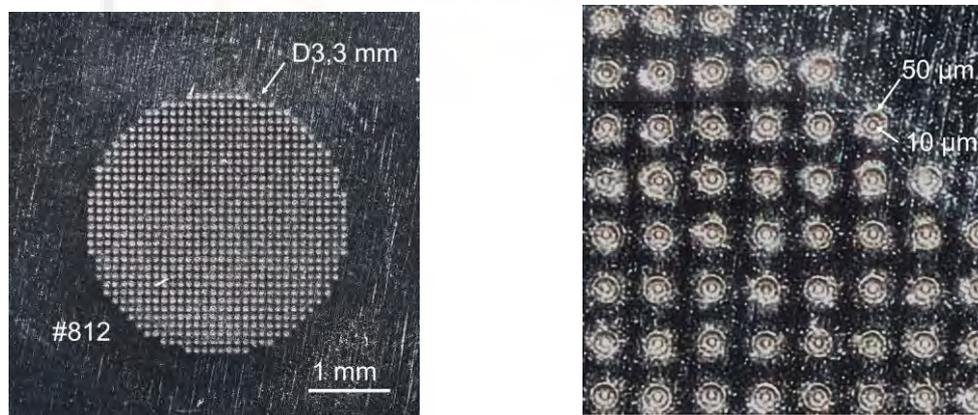


Figura 2.08 Vista detallada y dimensiones de las microperforaciones.

En cuanto al tamaño de gota generada por este nebulizador ultrasónico, se decidió adoptar una técnica fotográfica similar a la descrita por Ramisetty et al. (2013) [2.03]. Se fotografió las gotas mediante una cámara réflex a la que se incorporó un objetivo macro y un tubo de extensión de 18 cm para conseguir un mayor aumento del objetivo.

Las fotografías se realizaron disponiendo un Flash en el lado opuesto de la apertura de la cámara y utilizando un disparador remoto, mientras se nebulizaba el flujo de agua entre los dos dispositivos. Se canalizó la luz del flash a través de una lámina de 3 mm realizada a partir de material plástico, obteniendo un diámetro medio de 5 μm .

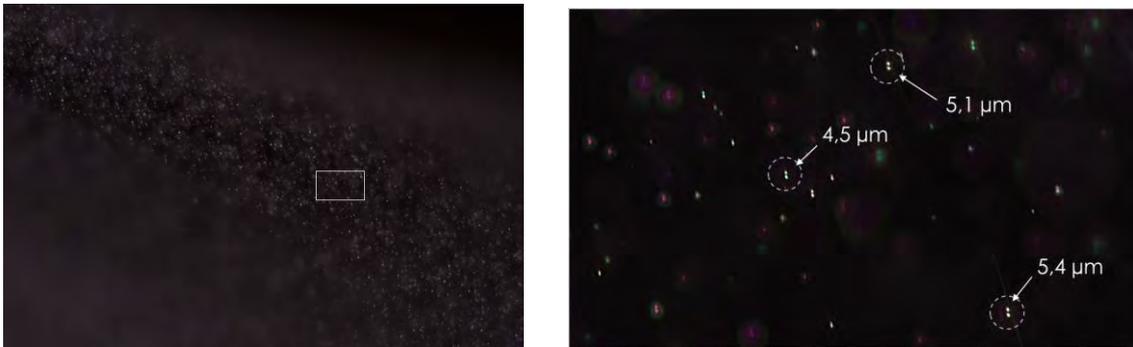


Figura 2.09 Vista general y detallada de las gotas de agua atomizada.

2.2 INSTALACIÓN HIDRÁULICA.

2.2.1 Generalidades.

En primer lugar, se ha de considerar el tipo de suministro hídrico que tomaremos para la alimentación de agua a atomizar. En este punto, distinguimos dos formas de suministro, por capilaridad, donde un material poroso se pone en contacto con la superficie de agua y las microperforaciones del atomizador, y, por otro lado, el suministro directo, donde el atomizador está en contacto directo con el agua a atomizar.

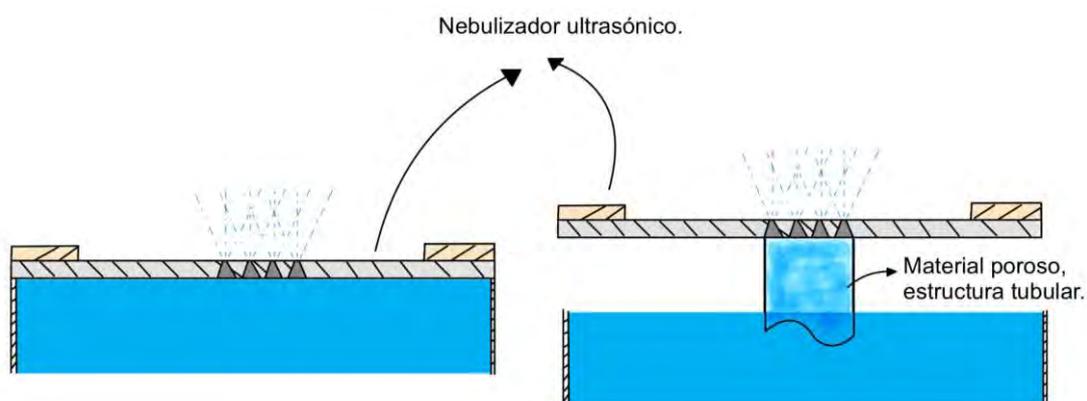


Figura 2.10 Suministro directo y suministro por capilaridad, respectivamente.

Diferentes pruebas experimentales realizadas con el objetivo de determinar el suministro hídrico óptimo, arrojaron que el suministro por capilaridad no aportaba una inyección de agua uniforme, reduciendo el caudal de agua atomizada a igualdad de consumo con respecto al suministro directo. Además, al tratarse estos atomizadores de elementos sensibles, el acople del material poroso suponía un problema añadido con respecto a la diversidad posibilidades que brindaba el suministro directo. Por tanto, el suministro por capilaridad fue descartado.



Figura 2.11 Vista detallada de la inyección no uniforme por suministro mediante capilaridad.

2.2.2 Configuración de la instalación.

Una vez seleccionado el tipo de suministro de agua, se plantea la forma en la que ésta se dará dentro de una instalación hidráulica que abastecerá a varias unidades de atomizadores. Así, se planteó un diseño de un cuerpo de plástico ABS que alimentaría a los atomizadores mediante suministro directo. Éste se puede ver en la figura siguiente.

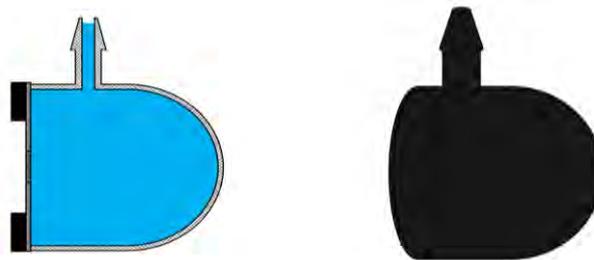


Figura 2.12 Primera consideración de suministro directo mediante cuerpo de plástico ABS.

Así, se configuró una instalación hidráulica de los atomizadores por gravedad, priorizando la simplicidad del diseño. La instalación consistía de un depósito de gravedad que mantendría un nivel estable debido a las condiciones de vacío. Se valoró la posibilidad de semi automatizar el llenado del depósito. Aunque esto presentaba el problema de la necesidad de la instalación de dos bombas, una para el llenado automático del depósito y otra para realizar una purga de aire para mantener el vacío.

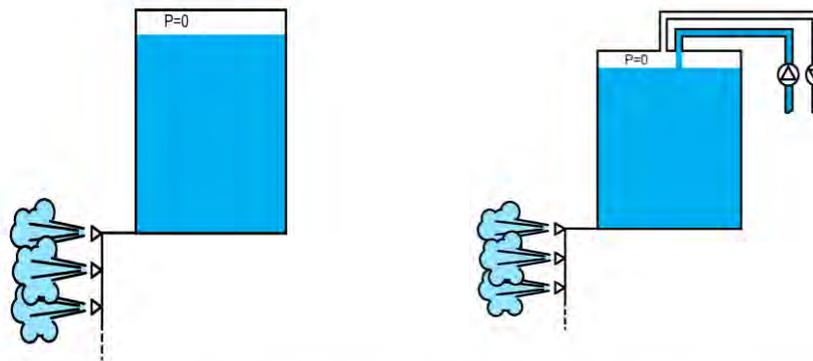


Figura 2.13 Instalación por gravedad e instalación con llenado automático, respectivamente.

Cuando se realizaron pruebas con este tipo de instalación, surgió el problema de la generación de diferentes burbujas de aire dentro de la instalación que dificultan el proceso de atomización y el correcto funcionamiento de los dispositivos por falta de suministro. Además, se observaron pérdidas por goteo en las microperforaciones de los atomizadores debido a que, siendo el suministro por gravedad, los conductos, aún estando el sistema apagado, permanecen llenos de agua. Evidentemente, este fenómeno se intensificó cuando se aumentaba la altura del depósito con respecto a los atomizadores.



Figura 2.14 Vista en detalle de la formación de burbujas de aire en la instalación.

En este punto, se decidió optar por una instalación hidráulica de recirculación, mediante una bomba de bajo caudal para la recirculación de agua y aunar los problemas planteados por el sistema de suministro por gravedad. La bomba seleccionada es una RS PRO 20 [2.04] con un caudal máximo de 650 ml/mín, conexión de tubo de unos 3,2 mm. La alimentación de esta bomba será de 3-4 V en continua y está confeccionada en aluminio anodizado de la serie 6000 y acero inoxidable de grado 316, combinando buenas características de resistencia a la corrosión y resistencia a tracción.

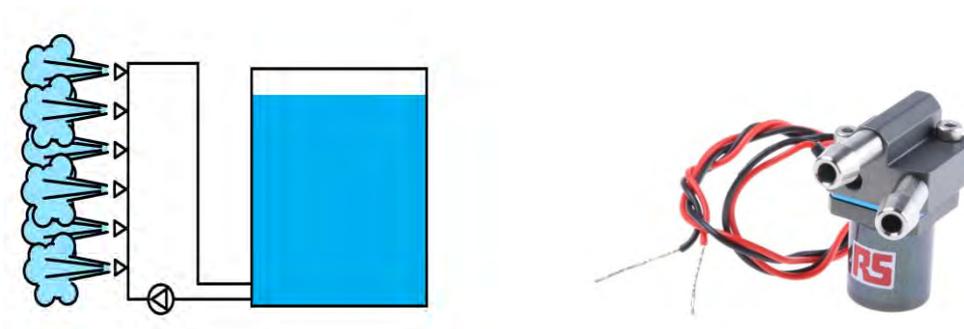


Figura 2.15 Suministro mediante recirculación por bombeo y bomba utilizada, respectivamente.

Debido a la configuración del circuito y la condición de recirculación, el cuerpo ABS considerado en la *figura 2.11* no sería operativo para esta disposición, pues necesitaba de un canal de entrada y de salida de agua con el objetivo de recircular el caudal bombeado. Así, se adaptaron unas válvulas de plástico ABS, cuyo diámetro coincidía aproximadamente con el diámetro exterior del piezoeléctrico. Así, para la adaptación de esta como cuerpo de suministro directo de agua al atomizador, se eliminó el actuador manual de cierre/apertura del paso de caudal, como se ilustra en la figura siguiente.

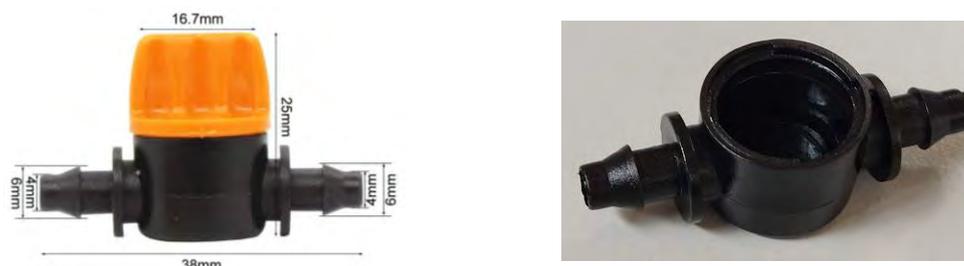


Figura 2.16 Adaptación de la mini válvula como elemento de suministro directo.

Para fijar los atomizadores a este cuerpo, se empleó una fijación adhesiva del atomizador sobre la válvula. Debido a que la superficie de la válvula sobre la que se pretendía pegar los atomizadores era relativamente pequeña, se decidió limar la superficie de pegado con el objetivo de aumentar la superficie de contacto y evitar pérdidas por posibles filtraciones debido a falta de adhesivo.



Figura 2.17 Mini válvula tras el proceso de limado para aumento de superficie de pegado.

En este punto, la selección del tipo de adhesivo a utilizar es primordial, debido a que uno demasiado “duro” impediría la deformación de la membrana del piezoeléctrico, imposibilitando la atomización de agua. Así, se decidió utilizar un adhesivo de polímero híbrido monocomponente de MS (prepolímeros de polieter de silanoterminado), vendido comercialmente como sella juntas. Tras diferentes pruebas, el proceso de atomización ocurría de forma satisfactoria. Antes de distribuir el pegamento sobre la superficie de adhesión, se realiza un proceso de limado con lima fina para evitar excesiva rugosidad en la superficie de pegado. El adhesivo se distribuye mediante la utilización de forma más homogénea posible, ya que si no se correría el riesgo de formación de filtraciones.



Figura 2.18 Fijación adhesiva del atomizador sobre la mini válvula a modo de cuerpo de suministro.

Una vez pegados, estos fueron testados, verificando que no se produjeran filtraciones por ningún punto de la superficie de contacto.

El conducto utilizado para la confección de la instalación hidráulica es tubo flexible translúcido de silicona (silicona curada con peróxido), de la marca Versilic [2.05]. El diámetro exterior de este es de 6 mm y su diámetro interno es de 4 mm. Este tubo era adaptable a las conexiones tanto de la mini válvula, como de la bomba, debido a su flexibilidad y manejabilidad.

Debido a la falta rigidez estructural aportada por este tipo de conducto, se optó por la creación de una parrilla confeccionada con alambre metálico rígido con el objetivo de sujetar la instalación a ésta para su estudio en el túnel de viento descrito en el capítulo 3 “*Descripción de los equipos utilizados*”. La parrilla posee unas dimensiones de 557 mm de alto por 355 mm de ancho, con una distancia entre columnas de unos 44,38 mm, con una capacidad de albergar unos 81 atomizadores en configuración de matriz de 9x9.

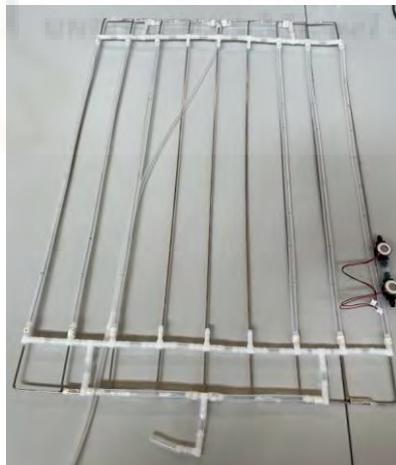


Figura 2.19 Parrilla para el ajuste de la instalación hidráulica.

Con el objetivo de que la configuración del prototipo afectara de la menor forma posible al flujo de aire que atraviesa la sección de ensayo del túnel de viento, se ajustó lo máximo posible la instalación hidráulica sobre la superficie de la parrilla, utilizando diversos accesorios para el conducto de silicona como conexiones en “T”, codos a 90°, y empalmes que permitieran una fácil desconexión de todas las partes de la instalación.

En el presente estudio experimental se decidió realizar el análisis térmico para configuraciones de 25 atomizadores (dispuestos en una matriz de 5x5), 15 atomizadores (dispuestos en 3 filas) y 5 atomizadores (dispuestos en una única fila). Así, en primer lugar, se diseñó una configuración para 25 atomizadores. Las dimensiones y la disposición de la configuración sobre la parrilla se muestran en la figura siguiente.

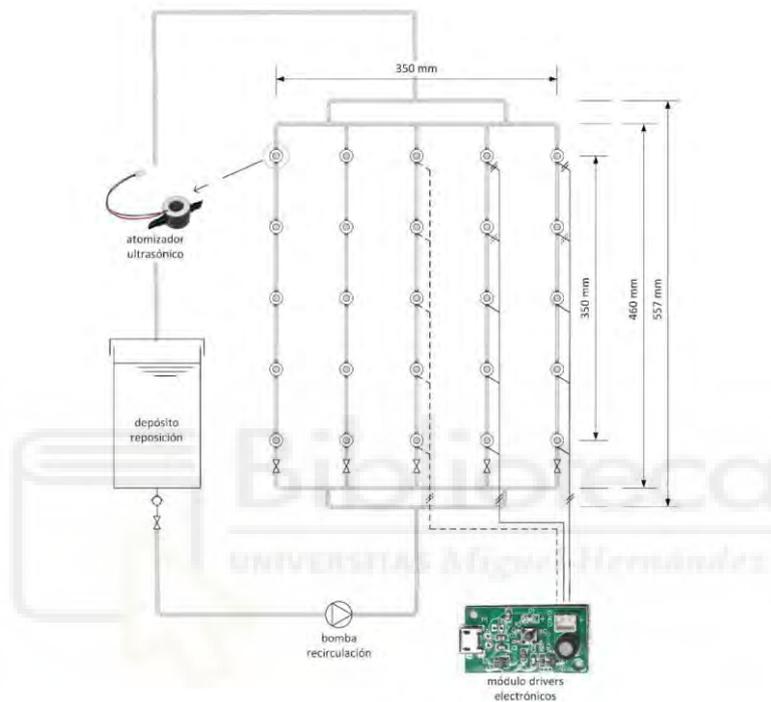


Figura 2.20 Esquema general de la configuración del prototipo de atomización.

La fijación de los diferentes conductos a la parrilla se realizó mediante una cinta autofusionable realizada a través de caucho butílico vulcanizable. El procedimiento para la fijación fue, a través de un trozo de esta cinta, se procedía a estirarla hasta dos veces aproximadamente la longitud inicial (80% de estiramiento). En este punto, se une el conducto con la varilla de la parrilla y se presiona la cinta una vez aplicada, para que el proceso de vulcanización del caucho se produzca.



Figura 2.21 Fijación a través de cinta vulcanizable.

Los cuerpos adaptados para el suministro directo del atomizador, por su parte, van anclados a la parrilla mediante la utilización de cinta adhesiva de aluminio.

Así, la configuración final del prototipo de pre-enfriamiento a estudiar se muestra en la siguiente figura. La forma de anclaje a este, así como las dimensiones acerca de la colocación de éste sobre el túnel de viento, quedarán reflejadas en capítulos en un capítulo posterior llamado “Descripción de los equipos utilizados”.



Figura 2.22 Vista general del prototipo sobre la sección experimental.

Con el objetivo de facilitar la realización de los diferentes ensayos variando el número de atomizadores en funcionamiento, se hicieron uso de las mini válvulas disponibles para cortar el paso de agua y lograr la configuración deseada a evaluar, permitiendo el funcionamiento de 5, 3 ó 2 columnas de atomizadores.



Figura 2.23. Vista general del prototipo y uso de mini válvulas para variar la configuración de estudio.

2.3 INSTALACIÓN ELÉCTRICA.

Como se ha introducido anteriormente, los nebulizadores ultrasónicos utilizados son controlados y alimentados por una placa PCB ilustrada en la *Figura 2.04*. Cada atomizador ultrasónico utiliza una de estas placas PCB para su alimentación, aunque, primando la simplificación, se decidió observar el comportamiento de los atomizadores en el caso de una misma placa PCB alimentando a dos de ellos. Las pruebas fueron satisfactorias y la atomización se daba de forma correcta.

En este punto, para la alimentación de 25 atomizadores ultrasónicos se requería de 13 placas PCB. Las placas PCB se alimentan mediante 5 V a través de un conector MICRO USB. El positivo y el negativo de cada uno de los cables MICRO USB de alimentación de las placas están interconectados mediante el uso de una clema, interconectada directamente al positivo y negativo a una fuente de alimentación autorregulable de hasta 50 W.

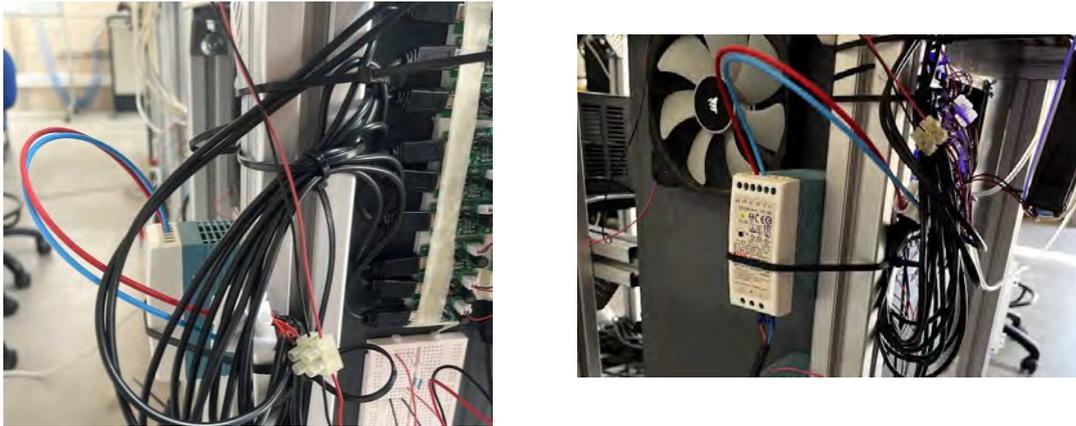


Figura 2.24 Alimentación de las placas PCB y fuente de alimentación empleada.

Para la conexión de dos nebulizadores a una única placa PCB se utilizó una protoboard, con el objetivo de una fácil y rápida identificación y/o desconexión de alguno de los nebulizadores, siendo los cables de cada uno de ellos previamente etiquetados y nombrados en referencia a la fila y columna a la que pertenecían. Debido a que los cables cuyo conductor estaba soldado a las dos caras del piezoeléctrico eran muy cortos, se utilizaron cables a los que en un extremo se crimpó un conector Dupont macho de dos pines (positivo y negativo) mediante el uso de una crimpadora, para la conexión sobre el conector hembra del nebulizador. El otro extremo del cable quedaría pelado y estañado para su conexión a la protoboard.

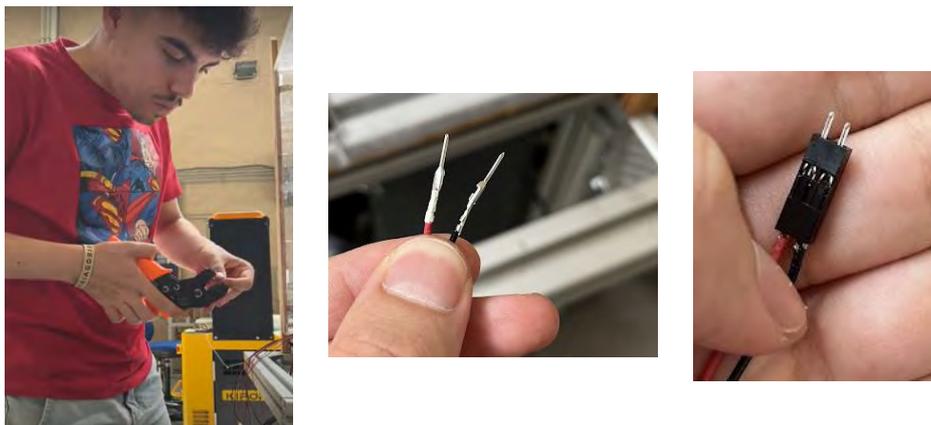


Figura 2.25 Crimpado de conector dupont para los cables de alimentación del atomizador.

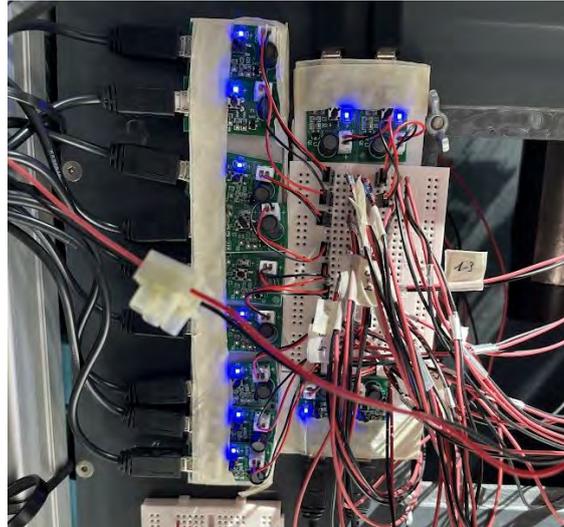


Figura 2.26 Conexiones de los cables de alimentación a las placas PCB mediante protoboard.

Los cables fueron fijados a la parrilla a través de cinta adhesiva metálica, intentando en la medida de lo posible que estos no interfirieran en el flujo de aire en la sección de ensayo.



Figura 2. 27 Disposición de los cables sobre la parrilla.

Para la alimentación de la bomba, se utilizó un modelo de fuente de alimentación idéntico al utilizado para las diferentes placas PCB de los atomizadores. Debido a que la salida de esta fuente de alimentación es de 5 V y la bomba debe ser alimentada en un rango de 3 a 4 V, se ha dispuesto el siguiente circuito eléctrico en una nueva placa

protoboard, utilizando dos resistencias de 10 y 15 Ω en consideración con el comportamiento resistivo de la bomba que supone unos 25 Ω . Así, la bomba se encuentra alimentada a unos 4 V.

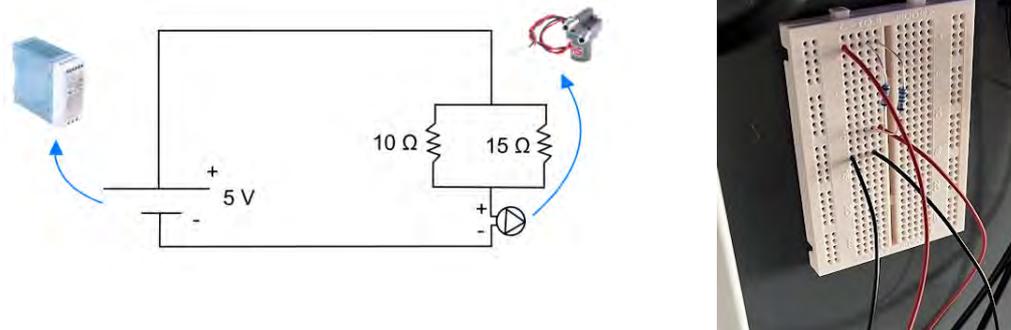


Figura 2.28 Alimentación eléctrica para la bomba de bajo caudal.

Tras la elaboración de diferentes ensayos de larga duración, se observó que el transistor MOSFET de la placa PCB de alimentación de los atomizadores se calentaba hasta unos 60°C cuando este alimentaba a dos unidades de nebulizador simultáneamente. Además, las resistencias utilizadas para las conexiones de la bomba de bajo caudal también se calentaban en cierta medida. De esta manera, se dispuso un ventilador con una alimentación de 12 V. La fuente de alimentación utilizada para este caso fue la misma que para la sensórica, ilustrada en el capítulo 3. Esta fuente de alimentación posee una salida independiente de 12 V a la que se conectó dicho ventilador.



Figura 2.29 Fuente de alimentación utilizada para el ventilador y disposición del ventilador



CAPÍTULO 3 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS

En el presente capítulo se pretende ilustrar los diferentes equipos que se han utilizado para el estudio experimental del comportamiento del prototipo de atomización. Estos, nos servirán como medio para el análisis experimental de las prestaciones térmicas del equipo de atomización por ultrasonidos.

3.1 TÚNEL DE VIENTO.

Se ha utilizado el túnel de viento presente en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos del edificio Altet (UMH), que nos permitirá la realización de ensayos del prototipo simulando diferentes condiciones, fundamentalmente condiciones referentes a la variación de velocidad en el interior de este con el objeto de recrear las condiciones reales del aire de entrada al compresor de un sistema de aire acondicionado de un edificio real.

Las partes de dicho túnel de viento están recogidas en estudios como puede ser el de Martínez et al. [3.01]. Para el presente estudio experimental se han realizado varias modificaciones a este. Las partes constructivas fundamentales del túnel de viento son 3, la tobera, la sección de ensayo y el conjunto ventilador/difusor. Estas se pueden apreciar en la figura siguiente.



Figura 3.01 Vista general del túnel de viento.

De izquierda a derecha, podemos observar en primer lugar la tobera, fabricada mediante tableros de madera reconstituida a los que se ha dado forma mediante humidificación. La sujeción de dichos tableros está ejecutada mediante grapas y adhesivo para madera. La tobera posee perfiles laminados de aluminio a los que se han incorporado ruedas para permitir desplazamientos sencillos. La longitud de esta es de 1 metro y posee una sección de entrada de 1,5 metros de alto por 1 de ancho. Tiene como función aumentar la velocidad del fluido a través de la disminución del área en el plano transversal, así como homogeneizar el flujo de aire, ya que sin este elemento el flujo de aire es muy turbulento en la primera parte de la sección de ensayo.



Figura 3.02 Tobera.

La sección de ensayo del túnel de viento está fabricada mediante láminas de tereftalato de polietileno (PET) de 6 mm de grosor. La estructura metálica de esta sección está fabricada mediante perfiles de aluminio laminado. Posee una longitud de 2,5 metros de largo y una sección transversal cuadrangular de 71,2 cm de alto por 48,7 cm de ancho. Aquí irán alojadas las diferentes sondas que nos permitirán monitorizar las variables a medir. La disposición de estas sondas en esta sección, así como su caracterización, quedan recogidas en el apartado posterior “*Instrumentación de medida*”.



Figura 3.03 Vista de la sección de ensayo.

Para finalizar, la parte final del túnel de viento contiene un difusor, fabricado en fibra de vidrio, que evita retornos de flujo que afectarían a las mediciones realizadas. En el interior de este, se localiza el ventilador que genera la corriente de aire en circulación.

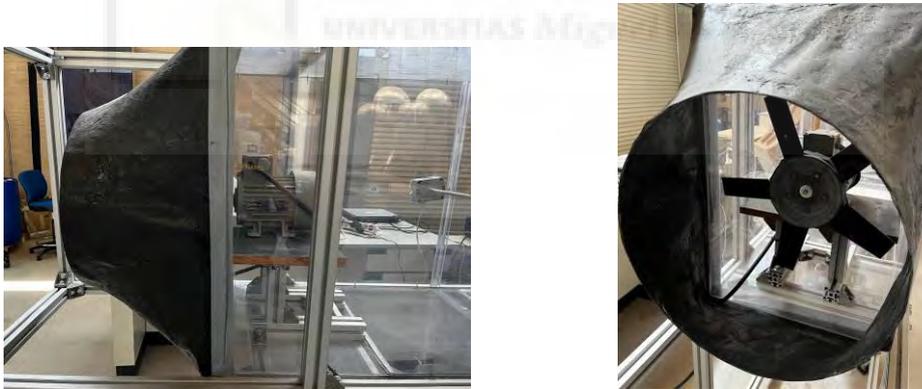


Figura 3.04 Conjunto difusor-ventilador

El motor acoplado al ventilador es un motor eléctrico de baja tensión de la marca Siemens, modelo 1LA7080-2AA10, con grado de protección IP55, de potencia 0,75 kW, factor de potencia 0,86 y alimentación trifásica 230/400 V triángulo/estrella.



Figura 3.05 Motor eléctrico acoplado al ventilador.

Conectado al motor que acciona el ventilador, se encuentra el variador de frecuencia con el objetivo de variar la corriente de alimentación del motor. El variador de frecuencia utilizado es de la marca Toshiba, modelo Tosvert VF-nC1. El rango de potencias abarcado es de entre 1 y 70 W. Este elemento nos permitirá realizar ensayos para las velocidades de la corriente de aire de entrada al condensador más usuales, que se sitúan en el rango de 0,5 a 2 m/s.



Figura 3.06 Variador de frecuencia.

En cuanto a las modificaciones que se han realizado sobre el presente túnel de viento, estas han sido la inclusión de una bandeja, mediante uniones atornilladas, con el objetivo de localizar en esta la unidad de adquisición de datos, así como la fuente de alimentación que alimenta tanto al ventilador de disipación de calor como a las diferentes sondas que se ubican en las tarjetas multiplexoras de la unidad de adquisición de datos.



Figura 3.07 Bandeja para alojar la unidad de adquisición de datos.

Además de esta, se ha instalado una mesa auxiliar para ubicar el ordenador conectado a la unidad de adquisición de datos con el objetivo de visualizar de una forma cómoda los datos aportados por esta mientras se verifica el correcto funcionamiento de tanto el prototipo como de todos los componentes que intervienen en el estudio experimental.



Figura 3.08 Mesa auxiliar para posicionar el ordenador en el ensayo.

El anclaje de esta mesa se ha realizado mediante uniones atornilladas, en conjunto a tuercas y arandelas sobre perfiles de aluminio, unidos a los perfiles laminados que conforman la estructura del túnel de viento utilizando escuadras metálicas.



Figura 3. 9 Detalles del anclaje de la mesa auxiliar.

3.2. INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA.

Tras la elaboración del prototipo de pre-enfriamiento utilizando los atomizadores por ultrasonidos, es de interés observar las mejoras que provee la utilización de este sistema y realizar un estudio comparativo del comportamiento de la corriente de aire antes y después de atravesar la sección de dispositivos generadores de neblina.

Con el objetivo de conocer las características de cada corriente de aire, se realizarán diferentes ensayos en diferentes condiciones de operación como diferentes velocidades de aire y condiciones ambientales, etc. Para los cuales se dispondrán los siguientes sensores:

- 12 Termohigrómetros
 - 9 Termohigrómetros E+E Elektronik modelo EE210 con señal de voltaje, 8 unidades para montaje en conducto y 1 con sonda remota.
 - 3 Termohigrómetros modelo EE210 con sonda remota y señal de intensidad.
- 1 Anemómetro de película caliente E+E Elektronik modelo EE65

Toda esta sensórica requerirá de un sistema de adquisición de datos fiable y adaptable a las necesidades del ensayo. La unidad de adquisición de datos utilizada en este caso es de la marca Keysight, modelo DAQ970A, utilizando dos tarjetas multiplexoras Keysight DAQM901A. Se caracterizará esta instrumentación más adelante en subapartados posteriores.

3.2.1 TERMOHIGRÓMETROS.

Un termohigrómetro es un instrumento que permite monitorizar de forma constante la temperatura y la humedad relativa referente a un medio. Suele constar de una carcasa de plástico que aloja una PCB (placa de circuito impreso) que procesa las señales que provienen de las sondas. En nuestro caso, los modelos de termohigrómetro utilizado son EE210 de la marca E+E Elektronik, en cuatro diferentes configuraciones. La carcasa, el recubrimiento de la sonda y los orificios de montaje externos proporcionan a este modelo de sensor gran protección contra ambientes de trabajo severos, como puede ser un estudio del uso de agua de red con baja concentración de cloruro de sodio en nuestro sistema de atomización, minimizando el daño mecánico.

Descripción.

Los termohigrómetros utilizados en el estudio experimental corresponden al modelo EE210 de la marca E+E Elektronik [3.02], en cuatro diferentes configuraciones. A continuación, se exponen las cuatro referencias de las que se disponen, así como sus características fundamentales y rangos de funcionamiento:

- 8 unidades de la referencia EE210-M1T2L200A3F2SBL-40SBH60

EE210-M1T2L200A3F2SBL-40SBH60	
Modelo	RH+T
Tipo	Montaje en conducto
Longitud de la sonda	200 mm
Salida	0-10 V
Filtro de protección	Membrana
Rango de humedad	0-100 (%)
Rango de temperatura	-40-60 (°C)
Precisión HR (%)	$\pm(1,5+0,015* \text{valor de medición}) \% \text{ HR}$
Precisión T (°C)	$\pm 0,2 \text{ } ^\circ\text{C T}$

Tabla 3. 1 Características técnicas EE210-M1T2L200A3F2SBL-40SBH60



Figura 3.10 Sonda de montaje en conducto.

- 2 unidades de la referencia EE210-M1T3A6SBL-20SBH80

EE210-M1T3A6SBL-20SBH80	
Modelo	RH+T
Tipo	Sonda remota
Longitud del cable	1,5 m
Salida	4 - 20 mA
Filtro de protección	Membrana
Rango de humedad	0-100 (%)
Rango de temperatura	-20-80 (°C)
Precisión HR (%)	±2,5 % HR
Precisión T (°C)	±0,2 °C

Tabla 3.2 Características técnicas EE210-M1T3A6SBL-20SBH80.



Figura 3.11 Sonda remota.

- 1 unidad de la referencia EE210-M1T3A3SBL-40BH60.

EE210-M1T3A3SBL-40BH60	
Modelo	RH+T
Tipo	Sonda remota
Longitud del cable	1,5 m
Salida	0-10 V
Filtro de protección	Membrana
Rango de humedad	0-100 (%)
Rango de temperatura	-40-60 (°C)
Precisión HR (%)	±2,5 % HR
Precisión T (°C)	±0,2 °C

Tabla 3 3 Características técnicas EE210-M1T3A3SBL-40BH60.

- 1 unidad de referencia EE210-M1T3A6SBL0SBH100.

EE210-M1T3A6SBL0SBH100	
Modelo	RH+T
Tipo	Sonda remota
Longitud del cable	1,5 m
Salida	4 - 20 mA
Filtro de protección	Membrana
Rango de humedad	0-100 (%)
Rango de temperatura	0-100 (°C)
Precisión HR (%)	±2,5 % HR
Precisión T (°C)	±0,2 °C

Tabla 3.4 Características técnicas EE210-M1T3A6SBL0SBH100.

Medición de la humedad relativa.

Los termohigrómetros utilizados utilizan sensores capacitivos, en específico el denominado sensor HCT01 de medición de humedad relativa [3.03], donde el principio en el cual se basan para las mediciones es en el cambio que experimenta la capacidad (C) de un condensador cuando varía la constante dieléctrica del mismo, siendo la mezcla gaseosa (aire-agua) la sustancia aislante la que actúa como dieléctrico separando las placas de conductores que componen el condensador.

En presencia de un campo eléctrico, el agua, dado que es un compuesto polar, experimenta una alineación molecular. Debido a esto, el agua presenta una constante

dieléctrica mayor que el aire. Por ende, si utilizamos como dieléctrico una mezcla gaseosa que contenga una mezcla aire-agua, el valor de la constante dieléctrica del condensador variará en función de la cantidad de moléculas de agua que separan los conductores que componen el condensador. La medición de la humedad relativa por parte del dispositivo se basa en este principio físico, donde bastará con medir el cambio en la constante dieléctrica del condensador que provocará un cambio en la capacidad de este.

Medición de la temperatura.

El sensor de temperatura alojado en los termohigrómetros utilizados es el PT1000 con tolerancia DIN B (clase de exactitud) [3.03], siguiendo la norma europea IEC 60751 (DIN EN 60751). Este sensor está integrado en el sensor de humedad HCT01. La medición de temperatura mediante esta clase de termorresistencias (sensor RTD) PT1000 tiene su principio de funcionamiento en la característica de los conductores de variación de su resistencia eléctrica cuando varía la temperatura, esto es, el sensor detecta la variación de temperatura que experimenta la resistencia al aumentar el calor sobre esta por agitación magnética de un determinado conductor en función de la temperatura ambiente. Así, estos sensores son capaces de transformar la variación de resistencia eléctrica en una variación de temperatura.

La denominación Pt1000 hace referencia a que la resistencia es de platino, con una resistencia de 1000 Ohm a 0°C. La clase B de calibración indica que el desvío máximo es de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ (0,12 ohm) para una temperatura de 0°C.

3.2.2 Anemómetro.

Se utilizará un anemómetro para la medición de la velocidad de la corriente de aire para cada uno de los ensayos en el túnel de viento. El anemómetro utilizado en este caso es un anemómetro de hilo caliente de la marca E+E Elektronik, modelo EE65. Este, nos permitirá una gran precisión en la medición, sobre todo a bajas velocidades, debido a su sensor de película fina basado en la anemometría caliente a temperatura constante (CTA).

Descripción del modelo utilizado.

El anemómetro utilizado, como se ha comentado anteriormente, es el EE65 de la marca E+E elektronik, en configuración de sonda remota y pantalla que digitaliza la velocidad del flujo de aire. La longitud de la sonda es de 318 mm y la longitud del cable es de 1 m. El dispositivo permite regular la salida (corriente y voltaje) y el rango de trabajo a través de unas patillas alojadas en la placa PCB del dispositivo. La configuración seleccionada en nuestro caso es salida 0-10 mV con un rango de medida de 0 a 10 m/s.

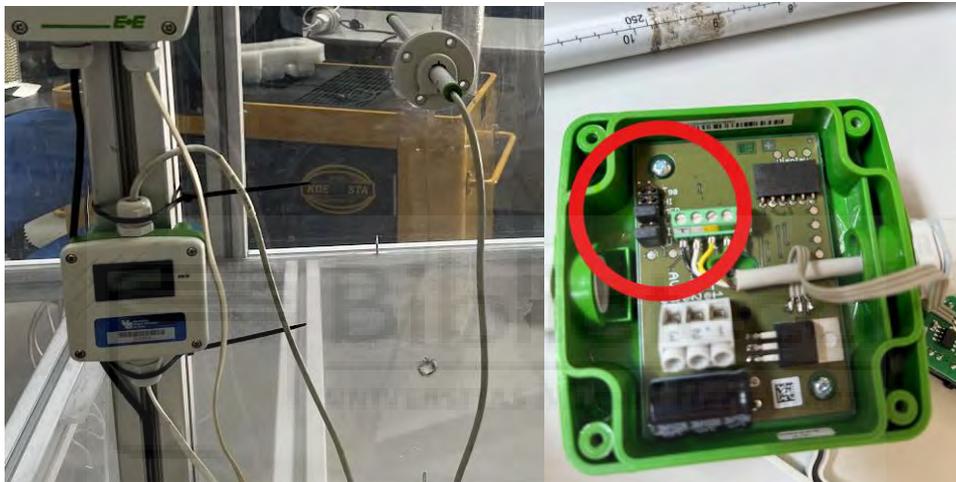


Figura 3.12 Anemómetro de hilo caliente y puente para el ajuste de la salida

Principio de funcionamiento de la medición de la velocidad.

Este tipo de sensores son los más utilizados en túneles de viento. El modelo EE65 equipa el sensor VTQ confeccionado por esta misma marca. El principio físico de funcionamiento de esta tipología de sensor está basado en la transferencia de calor por convección entre una lámina o película caliente de metal resistivo y el flujo de aire que pasa a su alrededor [3.04]. Así, se hace pasar por la película una corriente eléctrica por esta película y el calor generado por efecto Joule es expuesto al flujo.

El sensor posee un controlador para mantener constante la diferencia de temperaturas entre el elemento sobrecalentado y el flujo, siendo la potencia consumida para este fin

directamente proporcional a la velocidad del flujo de aire. El elemento controlador más ampliamente utilizado para mantener la diferencia de temperatura del calentador y la temperatura de la corriente de aire es el denominado puente de Wheatstone, compuesto por cuatro resistencias eléctricas en cuadrilátero, dos fijas, una de referencia y otra del elemento sensor [3.05]. El circuito de retroalimentación, mediante un servoamplificador, es el encargado de la producción de la corriente eléctrica necesaria para el balanceo del puente de Wheatstone a través de un aumento de resistencia del sensor.

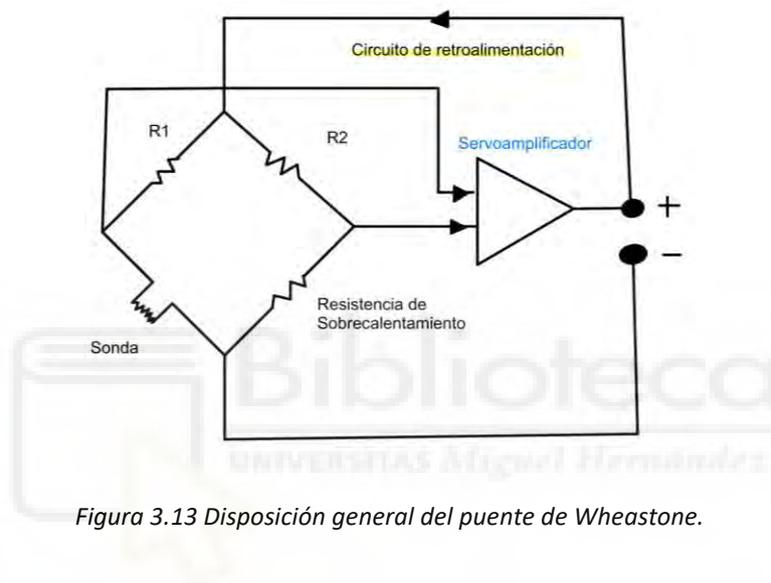


Figura 3.13 Disposición general del puente de Wheatstone.

Un aumento en la velocidad del flujo provoca el enfriamiento de la resistencia del elemento sensor, disminuyendo ésta con el consecuente desbalanceo del puente de Wheatstone. El circuito de retroalimentación aumenta la corriente de alimentación del puente, calentando la resistencia del sensor para llevar el puente a la condición de equilibrio, manteniendo así la diferencia de temperaturas constante, siendo la caída de tensión entre los extremos del puente proporcional a la velocidad de la corriente de aire.

3.2.3 Unidad de adquisición de datos.

La unidad de adquisición de datos utilizada es de la marca Keysight, modelo DAQ970A. Las principales características de este sistema de adquisición de datos son las siguientes:

- Mide y convierte 14 señales de entrada diferentes: Temperatura con termopar, RTD y termistor; tensión CC/CA; resistencia de 2 y 4 hilos; frecuencia y período; corriente y capacitancia DC/AC; deformación directa y deformación puente
- LAN y USB para una fácil conectividad a PC (viene con GPIB adicional)
 - Registro y duplicación de datos USB mediante el puerto USB del panel frontal.
- Capacidad de medir intervalos de corriente muy bajos ($1 \mu\text{A}$ CC y $100 \mu\text{A}$ CA) con intervalo de resistencia más alto ($1.000 \text{ M}\Omega$).
- Tasa de escaneo de hasta 450 canales/s.
- Tres ranuras, hasta 60 canales de dos cables y 120 canales de un cable por sistema.
- Conmutación de excelente calidad y multímetro digital de $6 \frac{1}{2}$ dígitos avanzado integrado que permite realizar las medidas con alta precisión.
- La pantalla LCD intuitiva y teclas suaves para fácil configuración y visualización de las medidas en múltiples formatos (números, barras, gráficos de tendencias, histogramas).



Figura 3.14 Unidad de adquisición de datos.

3.2.4 Tarjeta multiplexora.

Se dispondrá para la adquisición de datos de dos tarjetas multiplexoras de la marca Keysight, modelo DAQM901A. La tasa de escaneo es de 80 canales/s. La tarjeta contiene 20 canales de voltaje y 2 de intensidad, 22 en total. Los canales de intensidad permiten mediciones de corriente CA y CC sin necesidad de conexiones adicionales externas de resistencias Shunt.



Figura 3.15 Tarjeta multiplexora.

3.2.5 CONEXIONES.

Como se ha ilustrado en apartados anteriores, cada una de las tarjetas utilizadas cuenta con un total de 22 canales, 20 de ellos miden los datos obtenidos a partir de tensión, mientras que los dos restantes operan con intensidad. En total se dispone de dos tarjetas, esto es, 4 canales de corriente y 40 de voltaje.

En cuanto a los termohigrómetros utilizados, tres de ellos tienen salida de intensidad, los 9 restantes tienen salidas de voltaje. Cada termohigrómetro ocupa dos canales de la tarjeta multiplexora, pues debe recibir por un canal las señales de humedad relativa y por otro las señales referentes a las mediciones de temperatura. Así, se necesitaría disponer de 6 canales que operen con corriente, pero solo se dispone de 4. La solución

a esto es utilizar en una de las conexiones de termohigrómetros con salida de intensidad una resistencia Shunt para transformar la señal de corriente a voltaje.

El diagrama de conexión de los termohigrómetros que poseen salidas de voltaje se ilustra en la siguiente figura.

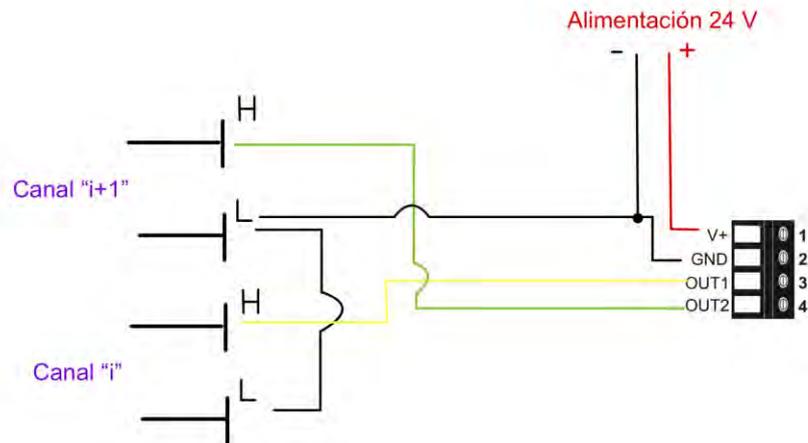


Figura 3. 16 Diagrama de conexión para TH con salida de voltaje

Las conexiones se han realizado mediante cable telefónico de 4 hilos. El color amarillo se ha adoptado para las conexiones de medida de humedad relativa (OUT 1 en la placa PCB), el color verde corresponde a las conexiones de medición de temperatura (OUT 2 en la placa PCB). Los cables de alimentación que se dirigen a la fuente de alimentación corresponden al color rojo, mientras que la tierra (GND) corresponde al cable negro. Se observa que se han interconexionado los canales "Low" de tierra de cada línea de canales de la tarjeta multiplexora con el objetivo de reducir el volumen de cables que salen de estas y son conectados a la tierra de la fuente de alimentación, para facilitar la identificación de los cables de salida. Los termohigrómetros de salida de voltaje se han conectado en la primera tarjeta multiplexora, en los canales del 1 al 18.

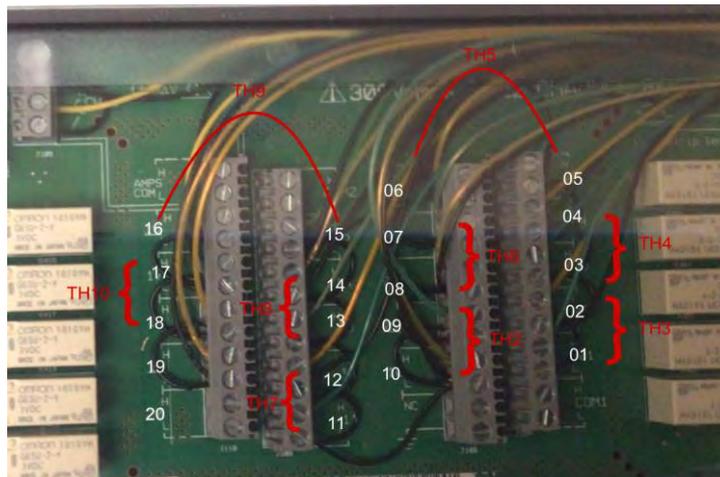


Figura 3. 17 Vista general de las conexiones de los TH en la tarjeta 1.

El diagrama de conexión del anemómetro sigue la misma tendencia que el visto anteriormente con respecto a los termohigrómetros con salida de voltaje, debido a que este se ha configurado mediante un puente alojado en la PCB para este mismo tipo de salida.

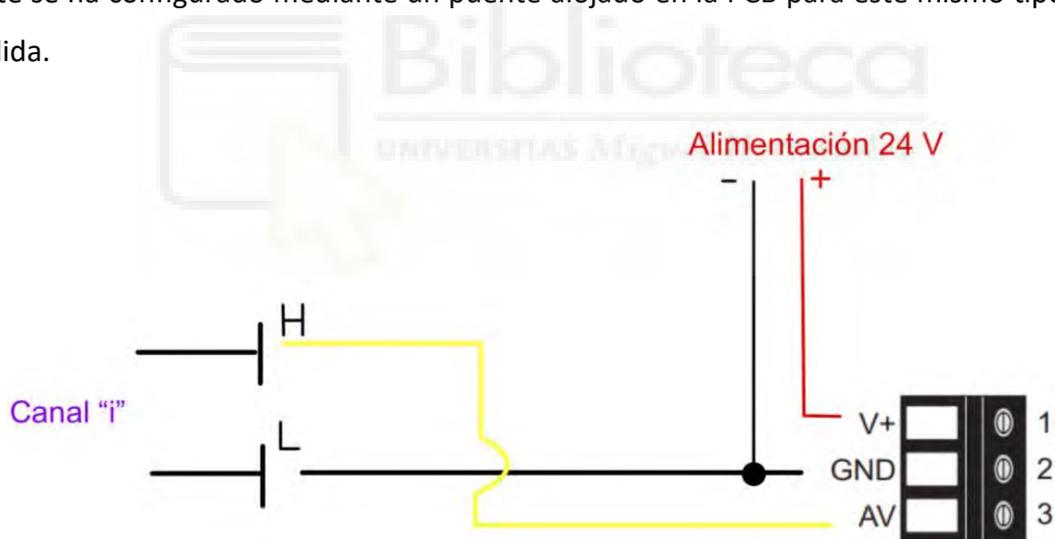


Figura 3.18 Esquema de conexión anemómetro.

La diferencia entre uno y otro es que el anemómetro solo tiene una salida, la velocidad del aire, identificada mediante cable amarillo y no dos, como el termohigrómetro, ocupando por tanto únicamente un canal. Este también va conectado a uno de los canales de voltaje de la tarjeta multiplexora, correspondiendo específicamente al canal 19 de la primera tarjeta multiplexora. Su tierra (LOW) se encuentra interconectada a la

tierra del canal anterior, en el que se encuentra conectado uno de los termohigrómetros (TH10 en canales 17 y 18). Esto se puede apreciar en la figura 3.08.

Los tres termohigrómetros restantes son de señal de intensidad, dos de ellos irán conectados a los canales de corriente (canales 21 y 22) de cada tarjeta multiplexora, mientras que uno de ellos estará conectado a un canal de voltaje, realizando la conversión a corriente mediante dos resistencias Shunt de 50 Ω .

El diagrama de conexión de los termohigrómetros de señal de intensidad a canales de corriente se muestra en la figura siguiente. El termohigrómetro TH1 irá conectado a la primera tarjeta multiplexora, mientras que el termohigrómetro TH11 irá conectado a la segunda.

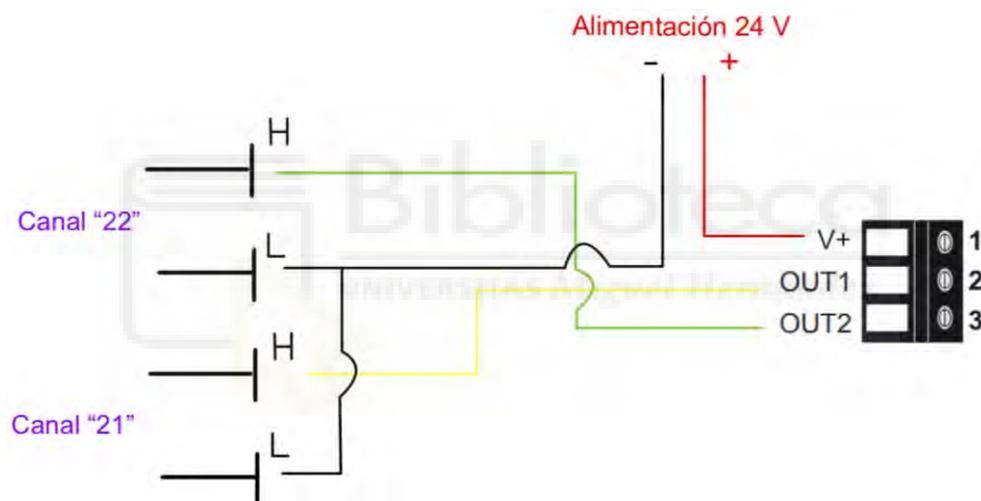


Figura 3. 19 Esquema de conexión de los TH de intensidad (en canales de intensidad)

La conexión del termohigrómetro restante, el TH12, se efectúa en uno de los canales de voltaje. Como este es de salida de intensidad, se han utilizado resistencias Shunt de 50 Ω , soldadas a los cables de datos, con el objetivo de convertir la señal de corriente en tensión.

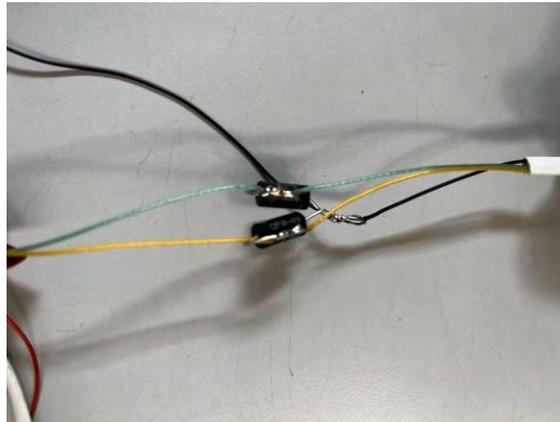


Figura 3.20 Conexión de resistencias Shunt.

El diagrama de conexión, mediante el uso de ese tipo de resistencias, que se ha efectuado en el canal 1 y 2 de la segunda tarjeta multiplexora, se ilustra en la siguiente figura.

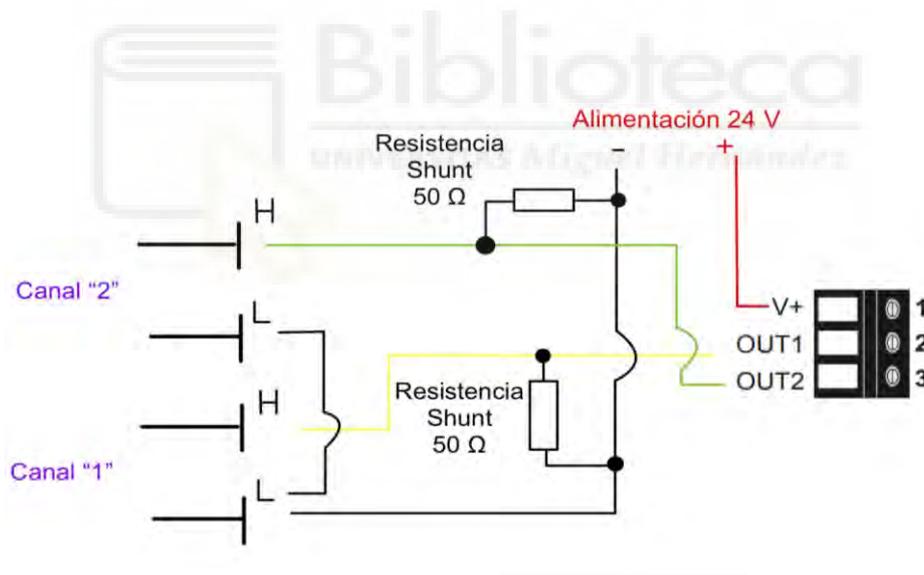


Figura 3. 21 Esquema de conexión para TH de intensidad (en canal de voltaje).

3.2.6 AJUSTE GAIN Y OFFSET

Con el objetivo de la recepción directa de las variables a medir, se deberán ajustar los parámetros Gain (Ganancia) y Offset (desfase). Para realizar este ajuste debemos tener

en cuenta los rangos de funcionamiento de los equipos y el valor de salida (en V o mA) para cada uno de los límites de funcionamiento.

Hay que recordar que se disponen de 4 referencias distintas de termohigrómetro y una referencia de anemómetro. Dos de las referencias de termohigrómetro, la EE210-M1T2L200A3F2SBL-40SBH60 (TH3-TH10) y la EE210-M1T3A3SBL-40BH60 (TH2) comparten el mismo valor de Gain y Offset debido a que su rango de funcionamiento y salida para cada uno de los límites es exactamente la misma. El cálculo de la ganancia y el desfase, tanto para la medición de la humedad como para la temperatura, se desarrolla en las siguientes tablas a continuación.

T(°C)	Salida (V)
-40	0
60	10

$$\frac{60 - (-40) (\text{°C})}{10 - 0 (V)} = \frac{y - (-40 \text{ °C})}{x - 0 V};$$

$$y = (10x - 40) (\text{°C})$$

GAIN:10 OFFSET: -40

HR (%)	Salida (V)
0	0
100	10

$$\frac{100 - (-0) (\%) }{10 - 0 (V)} = \frac{y - 0 (\%)}{x - 0 V};$$

$$y = (10x) (\%)$$

GAIN:10 OFFSET:0

Tabla 3.5 Ajuste Gain Offset TH3-TH10 y TH2

En cuanto a la referencia EE210-M1T3A6SBL-20SBH80, correspondiente a los termohigrómetros TH11 y TH12, hay que recordar que, si bien el TH11 va conectado a uno de los canales de intensidad, el TH12 va conectado a uno de los canales de voltaje de la tarjeta multiplexora. El tipo de salida de esta referencia es de intensidad, por lo que en el caso del TH11 no hay que tener en cuenta la conexión externa de resistencias porque el propio canal posee una resistencia interna de 1 Ω para la transformación de salida de corriente a tensión. Los valores de GAIN y OFFSET para temperatura y humedad relativa del TH11 se desarrollan a continuación.

T (°C)	Salida (A)
-20	0,004
80	0,02

$$\frac{80 - (-20) (\text{°C})}{0,02 - 0,004 (A)} = \frac{y - (-20 \text{ °C})}{x - 0,004 A};$$

$$y = (6250x - 45) (\text{°C})$$

GAIN:6250 OFFSET:-45

HR (%)	Salida (A)
0	0,004
100	0,02

$$\frac{100 - 0 (\%)}{0,02 - 0,004 (A)} = \frac{y - 0 \%}{x - 0,004 A};$$

$$y = (6250x - 25) (\%)$$

GAIN:6250 OFFSET:-25

Tabla 3.6 Ajuste Gain/Offset TH11

Teniendo en cuenta ahora la resistencia Shunt de 50Ω conectada a los cables de datos del TH12, que se ha utilizado para modificar la salida de los termohigrómetros, se produce una transformación de la señal de corriente a una de tensión. Se determina

esta transformación siguiendo La ley de OHM. Aún conociendo que la resistencia que se ha conectado es de 50 Ω, para un correcto ajuste Gain/Offset debemos utilizar el sistema de adquisición de datos (la puesta a punto queda recogida en el capítulo siguiente) y medir el valor de esta resistencia en un ensayo de unos minutos, ya que por sobrecalentamiento el valor de esta resistencia aumenta.

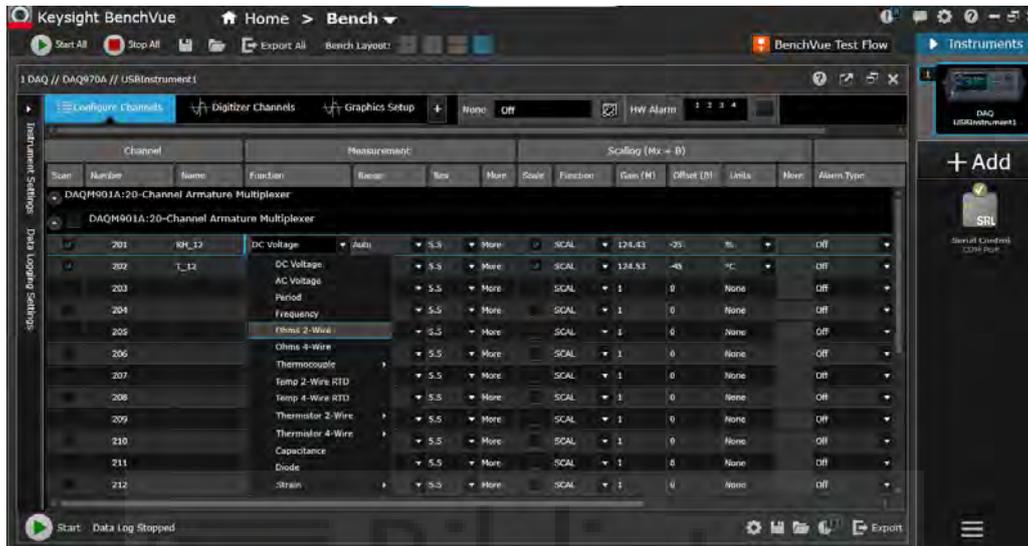


Figura 3.22 Lectura en modo resistencia.

os ensayos muestran que, tras unos 25 minutos, el valor resistivo de este canal es de unos 50,25 Ω para el caso del canal 2/01 (RH12) y de unos 50,20 Ω en el caso del canal 2/02 (T12)

Corriente (A)	RESISTENCIA 50,25Ω	Tensión (V)
0,004	$V = I \cdot R$	0,201
0,02	→	1,005

Tabla 3.7 Transformación salida canal 2/01.

Corriente (A)	RESISTENCIA 50,2Ω	Tensión (V)
0,004	$V = I \cdot R$ \rightarrow	0,2008
0,02		1,004

Tabla 3.8 Transformación salida canal 2/02

De esta manera, con la transformación de salida, podemos determinar los GAIN y OFFSET a introducir en la unidad de adquisición de datos. Estos se desarrollan a continuación.

T (°C)	Salida (V)	
-20	0,2008	$\frac{80 - (-20) \text{ (°C)}}{1,004 - 0,2008 \text{ (V)}} = \frac{y - (-20 \text{ °C})}{x - 1,004 \text{ V}};$ $y = (124,39x - 45) \text{ (°C)}$ <p>GAIN:124,39 OFFSET:-45</p>
80	1,004	

HR (%)	Salida (mA)	
0	0,201	$\frac{100 - 0 \text{ (%)}}{1,005 - 0,201 \text{ (V)}} = \frac{y - 0 \text{ %}}{x - 1,005 \text{ V}};$ $y = (125x - 25) \text{ (%)}$ <p>GAIN:124,49 OFFSET:-25</p>
100	1,005	

Tabla 3.9 Ajuste Gain/Offset TH12

Para finalizar con el ajuste de los termohigrómetros, la referencia EE210-M1T3A6SBL0SBH100, correspondiente al termohigrómetro TH1, posee un rango de funcionamiento de 0-100 tanto en temperatura (°C) como en humedad relativa (%), por lo tanto, coincidirán los valores de GAIN y OFFSET para estas dos variables. Estos se muestran a continuación.

HR (%)	T (°C)	Salida (mA)
0	0	0,004
100	100	0,02

$$\frac{100 - 0 \text{ (\%)} \text{ ó } (^\circ\text{C})}{0,02 - 0,004 \text{ (mA)}} = \frac{y - 0 \text{ \%} \text{ ó } ^\circ\text{C}}{x - 0,004 \text{ mA}};$$

$$y = (6250x - 25) \text{ (\%)} \text{ ó } (^\circ\text{C})$$

GAIN:6250 OFFSET: -25

Tabla 3.10 Ajuste Gain/Offset TH1.

El anemómetro posee unos rangos de funcionamiento (0-10 m/s) idénticos al rango de salida (0-10 V), ya que se ha ajustado mediante el puente existente en la placa PCB de este, por tanto no es necesario realizar la interpolación, ya que el GAIN y el OFFSET serán 1 y 0, respectivamente.

3.2.6 RESUMEN SONDAS, LISTADO DE CANALES, VARIABLES.

Se ilustra a continuación en la siguiente tabla a modo de resumen de las variables a medir por cada sensor, así como el canal al que van conectadas, su tipo de salida y rango de medida y su ganancia y desfase.

SENSOR	VARIABLE	CANAL (Tarjeta/canal)	TIPO DE SALIDA	RANGO DE MEDIDA	GAIN	OFFSET	Notas
TH1	HR1 (%)	1/21	4-20(mA)	0-100 (%)	6250	-25	-
	T1(°C)	1/22		0-100 (°C)	6250	-25	-
TH2	HR2 (%)	1/09	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T2(°C)	1/10		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH3	HR3(%)	1/01	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T3(°C)	1/02		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH4	HR4(%)	1/03	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T4(°C)	1/04		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH5	HR5(%)	1/05	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T5(°C)	1/06		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH6	HR6(%)	1/07	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T6(°C)	1/08		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH7	HR7(%)	1/11	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T7(°C)	1/12		-40-60 (°C)	10	-40	-

SENSOR	VARIABLE	CANAL (Tarjeta/canal)	TIPO DE SALIDA	RANGO DE MEDIDA	GAIN	OFFSET	Notas
TH8	HR8(%)	1/13	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T8(°C)	1/14		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH9	HR9(%)	1/15	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T9(°C)	1/16		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH10	HR10(%)	1/17	0-10 (V)	0-100 (%)	10	0	-
	T10(°C)	1/18		-40-60 (°C)	10	-40	-
TH11	HR11(%)	2/21	4-20(mA)	0-100 (%)	6250	-25	-
	T11(°C)	2/22		-20-80 (°C)	6250	-45	-
TH12	HR12(%)	2/01	4-20(mA)	0-100 (%)	124,49	25	SHUNT 50Ω
	T12(°C)	2/02	↓ 0,2-1 (v)	-20-80 (°C)	124,39	-45	SHUNT 50Ω
Anemómetro HC	V (m/s)	1/19	0-10 (V)	0-10 (m/s)	1	0	-

Tabla 3.11 Resumen sondas, canales, variables.

3.3 Disposición del prototipo y los equipos.

Se muestra a continuación la disposición del prototipo experimental y de la instrumentación utilizada para el ensayo, sobre el túnel de viento, añadiendo las cotas necesarias en mm.

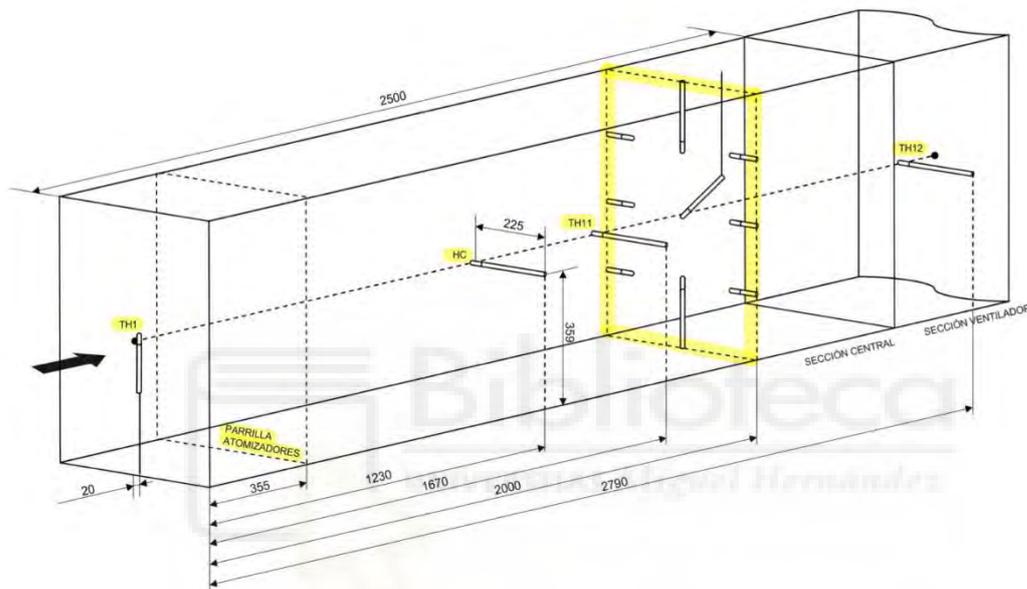


Figura 3.23 Disposición de la instrumentación.

Se puede observar que sobre la sección transversal situada a una distancia longitudinal de 2000 mm sobre la cota de inicio de la sección de ensayo (sección central) se ha posicionado una matriz conformada por 9 termohigrómetros. En la figura siguiente podemos observar tanto la denominación de cada termohigrómetro como las cotas a las que se han posicionado estos en dicha sección transversal.

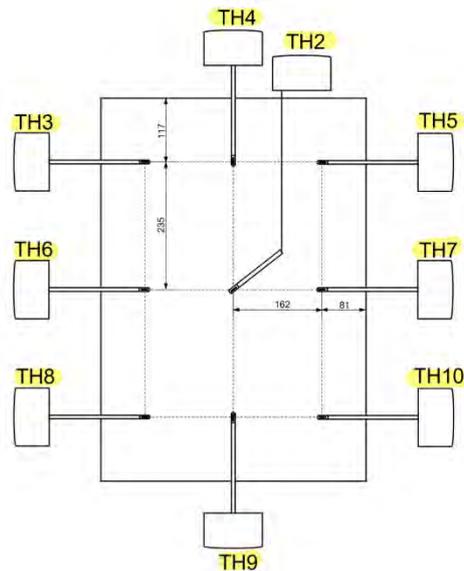


Figura 3.24 Disposición de la instrumentación en la sección transversal.

Los termohigrómetros del TH3-TH9 son de montaje en conducto, estos poseen unos adaptadores para posicionarse mediante este en agujeros previamente realizados al túnel de viento. La sonda del anemómetro también se encuentra posicionada en el túnel mediante un adaptador de esta tipología. El cuerpo del anemómetro que aloja la placa PCB de este se encuentra anclado a uno de los perfiles estructurales del túnel de viento mediante una brida de plástico.

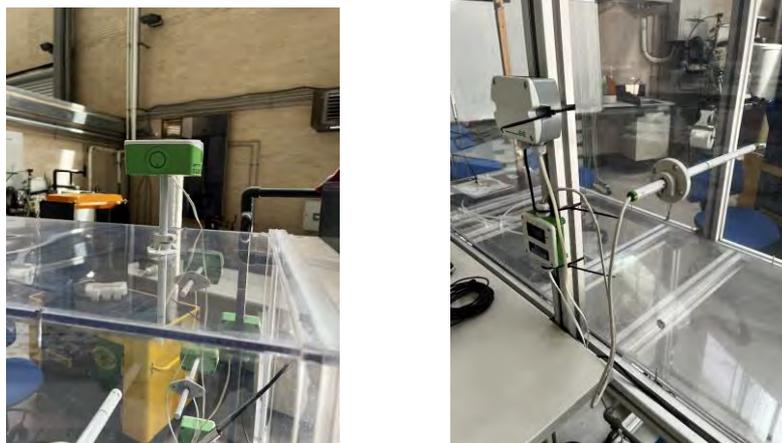


Figura 3.25 Colocación TH de montaje en conducto y anemómetro.

Los termohigrómetros TH1, TH2, TH11 y TH12 no disponen de estos adaptadores, por ser estos de sonda remota. Estos se han adaptado a su posición mediante la utilización de una varilla metálica, utilizando una doblez en forma de triángulo para el apoyo sobre las distintas superficies del túnel de colocación, bien sobre las paredes exteriores del túnel (TH11 Y TH12) o sobre el interior del propio túnel (TH1 y TH2) con el objetivo de para aportar rigidez ante velocidades elevadas. Las disposiciones de estos termohigrómetros se ilustran en las siguientes figuras.

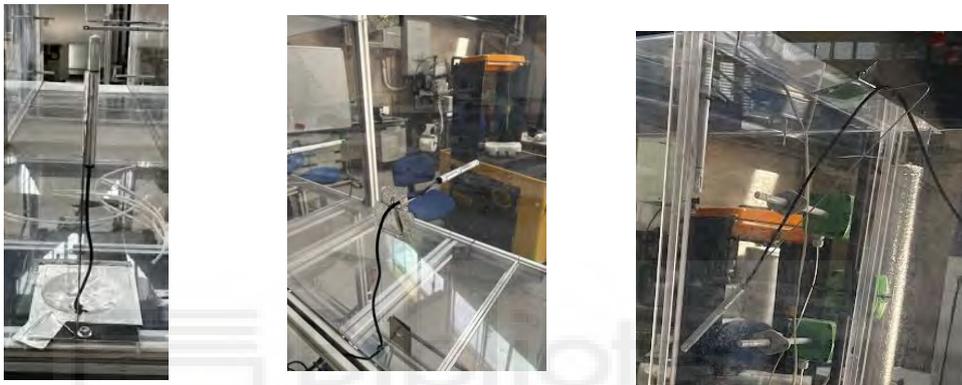


Figura 3.26 Colocación de TH de sondas remotas.

Las dimensiones de fijación del prototipo en el interior de la sección de ensayo se muestran en la figura 3.27. El prototipo se situó sobre dos alambres metálicos que atravesaban la sección del túnel en el plano transversal, uniendo la parrilla de atomizadores a estos alambres metálicos con el uso de cinta adhesiva metálica.

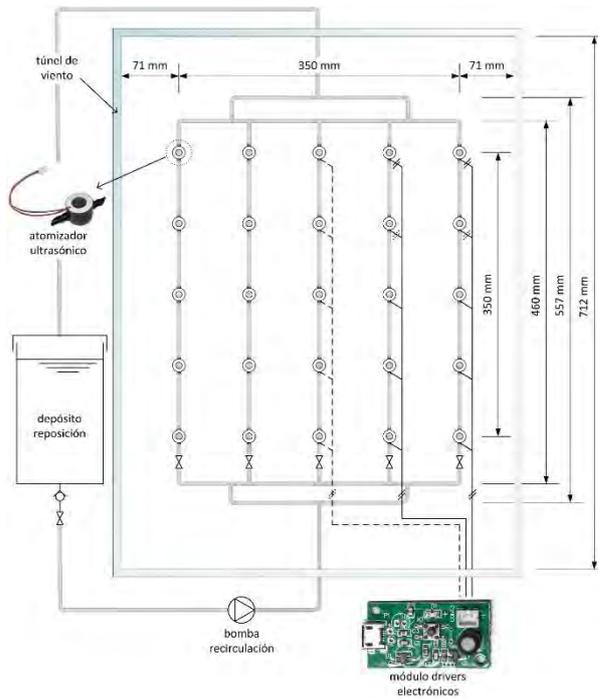


Figura 3.27 Disposición del prototipo en la sección de ensayo.

Una vez se conoce la disposición de la sensorica, podemos observar que los valores de medición arrojados por el TH1 corresponderán a las condiciones ambiente. Los valores arrojados por los termohigrómetros TH11, TH2 y TH13 se encuentran sobre el centro de la sección, en un mismo eje longitudinal, TH1a se encuentra a 131,5 cm del prototipo, el TH2 a 164,5 cm y el TH12 a 243,5 cm. Los termohigrómetros colocados en matriz TH3-TH10 y el TH2 servirán para evaluar las características del aire humidificado mediante una matriz de 9 puntos de medida.



CAPÍTULO 4 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

4.1 DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS.

Se expondrá en el presente apartado el procedimiento seguido para la evaluación del estudio térmico del sistema de pre-enfriamiento evaporativo. Con el fin de simular en el túnel de viento las condiciones de operación de un hipotético condensador refrigerado por aire de un sistema de aire acondicionado split convencional, se realizaron ensayos para cuatro velocidades del ventilador, 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s y 2 m/s, siendo dichas velocidades las más usuales de funcionamiento de este tipo de sistemas.

Se realizaron ensayos a estas velocidades para configuraciones del prototipo de 5, 15 y 25 atomizadores, a fin de conocer las prestaciones teniendo en cuenta el consumo hídrico y la potencia consumida.

Los diferentes ensayos se realizaron en 5 días diferentes, abarcando desde el 22 de junio hasta el día 1 de julio. Contabilizando las diferentes configuraciones y velocidades del ventilador, se realizaron un total de 12 ensayos. Se muestra en la tabla a continuación un resumen sobre los diferentes ensayos, indicando el día y cada una de las configuraciones y velocidades de ensayo.

FECHA	Nº DE ENSAYO	CONFIGURACIÓN DEL PROTOTIPO	VELOCIDAD EN EL TÚNEL
22/06/22	1	25 atomizadores	1 m/s
	2	25 atomizadores	0,5 m/s
23/06/22	3	25 atomizadores	1,5 m/s
	4	25 atomizadores	2 m/s
28/06/22	5	15 atomizadores	1 m/s
	6	5 atomizadores	1 m/s
30/06/22	7	15 atomizadores	2 m/s
	8	15 atomizadores	0,5 m/s
	9	15 atomizadores	1,5 m/s
01/07/22	10	5 atomizadores	1,5 m/s
	11	5 atomizadores	2 m/s
	12	5 atomizadores	0,5 m/s

Tabla 4. 1 Distribución temporal y descripción de ensayos realizados.

Lo primero a tener en cuenta para la realización de los ensayos es que la velocidad medida por el anemómetro es la velocidad en el centro del túnel, no la velocidad media que sigue el flujo en el interior de este. De esta manera, se hizo uso de una hoja de Excel de calibración que se obtuvo a través de una correlación entre la velocidad medida por el sensor de hilo caliente y el caudal volumétrico que atravesaba el túnel, medido a partir de un balómetro [4.01]. Esta correlación se basaba en la realización de un ensayo en el que en un inicio se realizaron aumentos escalonados de la velocidad del flujo mediante el variador de frecuencia provisto en el ventilador del túnel, llegando hasta la máxima velocidad que era capaz de otorgar en el interior de este, para después, realizar saltos escalonados de velocidad, reduciendo esta hasta que fuese nula. La velocidad promedio simplemente se obtenía a partir del cálculo de la velocidad a partir del caudal de aire proporcionado por el balómetro y la sección transversal de la sección de ensayo del

túnel de viento. De esta manera, a partir de la hoja de excel era posible conocer la lectura necesaria en el anemómetro de hilo caliente para la obtención de las velocidades a las que se realizarán los ensayos.

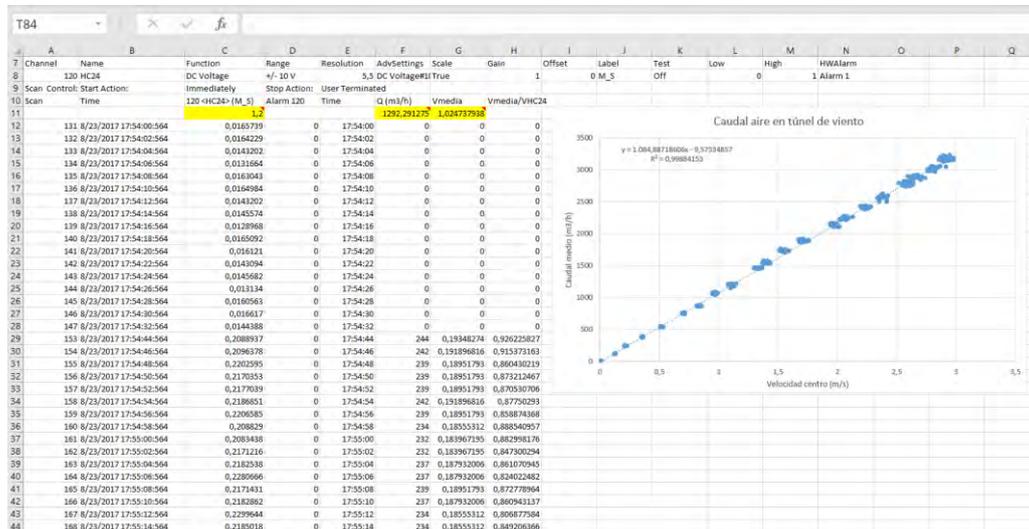


Figura 4.1 Excel de calibración de la velocidad en el túnel de viento.

Una vez ajustada dicha velocidad, ya se conocen las diferentes frecuencias de lectura del variador de frecuencia conectado al ventilador del túnel de viento, cuya equivalencia se muestra en la siguiente tabla. Cabe resaltar que las medidas arrojadas por el sensor de hilo caliente (anemómetro) eran muy fluctuantes, por lo que se decidió considerar un rango que fuera coherente con el valor del Excel de calibración.

Velocidad sensor hilo caliente (m/s)	Velocidad promedio en la sección (m/s)	Frecuencia (Hz)
0,58-0,6	0,5	4,8
1,18-1,2	1	9,5
1,7-1,8	1,5	14,7
2,3-2,4	2	19,5

Tabla 4.2 Equivalencias obtenidas mediante la calibración de velocidades.

Una vez se tiene la velocidad promedio deseada en el túnel, se han de calibrar los termohigrómetros. El procedimiento que se ha seguido es establecer una comparación en un ensayo de 10-20 minutos al inicio de la jornada de ensayos en cada uno de los días, teniendo en cuenta la variación de medidas de cada uno de los sensores con respecto al TH1, que medía las condiciones ambiente de entrada en el túnel, determinando así el error cero de cada uno de cada una de las sondas.

Los ensayos tendrán una duración estimada de unos 40 minutos, con una tasa de intervalo de escaneo de 7 segundos, es decir, como mínimo se han obtenido 343 mediciones para temperatura y humedad relativa con cada uno de los termohigrómetros. Se medirá la masa inicial y final del ensayo a través de una balanza con el objetivo de conocer el caudal másico atomizado, así como la potencia instantánea consumida por el prototipo, visualizando y anotando el valor en intervalos de 5 minutos, para después realizar el promedio.

Considerando ensayos que se han tomado en el mismo día, se dejará un periodo de unos 15 minutos entre uno y otro, con la velocidad del ventilador a su máxima capacidad, con el objetivo de que el túnel se seque por completo.

4.2 PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

Para el tratamiento de datos, se ha utilizado el programa Keysight BenchVue, lo primero a tener en cuenta es la introducción de cada una de las variables y el nombramiento de los canales, identificando en cada variable las unidades de medida y el Gain (ganancia) y Offset (desfase).



Figura 4.02 Interfaz de inicio del programa Keysight BenchVue.

Una vez accedemos a la interfaz, ponemos en marcha el sistema de adquisición de datos, conectándolo mediante USB al ordenador, y pulsaremos sobre “Bench”, el sistema reconocerá el sistema de adquisición de datos. Una vez reconocido, pulsaremos sobre este.



Figura 4.03 Reconocimiento del sistema de adquisición por parte del programa.

Pulsaremos sobre la unidad de adquisición de datos previamente conectada, apareciendo un cuadro de opciones en pantalla.

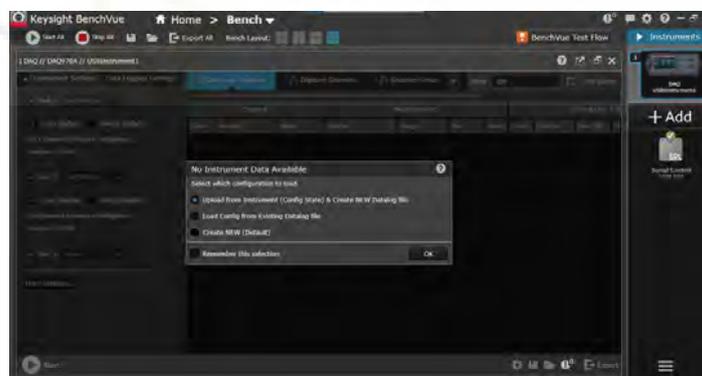


Figura 4.04 Cuadro de opciones para la selección de la configuración.

En este punto seleccionaremos la opción “*Upload from instrument*”, así, se cargará la última configuración utilizada para este sistema, con los correspondientes canales, variables y escalas configurados con anterioridad. El sistema nos mostrará las tarjetas conectadas a la unidad de adquisición de datos.



Figura 4.5 Interfaz de trabajo del programa Keysight BenchVue.

Mediante los desplegados, podemos acceder a la configuración de cada una de las tarjetas conectadas, siendo en este caso dos. Lo primero que debemos hacer es nombrar el canal indicando el nombre de la variable, su escala y las unidades. Para ello, se seleccionará la pestaña “Configure Channels”.



Figura 4.06 Interfaz para la configuración de canales.

Una vez dentro de esta pestaña, se procederá al nombramiento de cada una de las variables arrojadas por cada canal en el cuadro “Name”. Es importante habilitar la opción “Scan” para que este canal esté habilitado, en caso contrario no lo estará y no se realizarán mediciones. Además de esto, en la opción “Function” del apartado “Measurement” debemos indicar el tipo de salida para la medición de las sondas, siendo estas tensión o intensidad dependiendo del termohigrómetro.

En este punto, una vez nombrada cada una de las variables, nos quedaría introducir el Gain y el Offset para cada una de ellas, así como introducir las unidades y habilitar la opción “Scale” para que adopte esta salida y no la correspondiente al funcionamiento de las sondas (voltaje o intensidad). Todo esto lo realizamos en el apartado “Scaling (Mx + b)”.



Figura 4.07 Introducción del ajuste Gain, Offset y unidades.

Para configurar el intervalo de escaneo y los periodos de inicio/parada de escaneo, acudiremos a la pestaña “Data logging settings”, donde podemos configurar los parámetros “Scan interval”, “Start Data Logging” y “Stop Data Logging”.

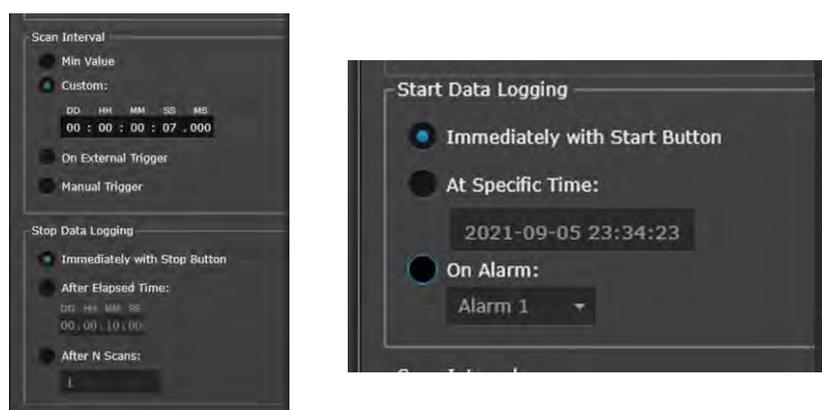


Figura 4.08 “Scan interval”, “Start Data Logging” y “Stop Data Logging”.

Una vez se encuentre todo configurado, simplemente deberemos recurrir al botón “Start” para realizar mediciones y que estas se digitalicen. Una opción muy interesante para observar en tiempo real las distintas temperaturas y humedades en el túnel es la pestaña “Graphics Setup”. Esta permite introducir cuadros, tablas o gráficas que digitalizan en cada escaneo la medición aportada por cada una de las sondas.



Figura 4.09 Pestaña “Graphics Setup”

4.3 TRATAMIENTO DE DATOS Y ESTACIONARIEDAD

El sistema de adquisición permite exportar a diferentes formatos, como CSV, Matlab, Excel y Word. Con el formato que se ha trabajado es con Excel.

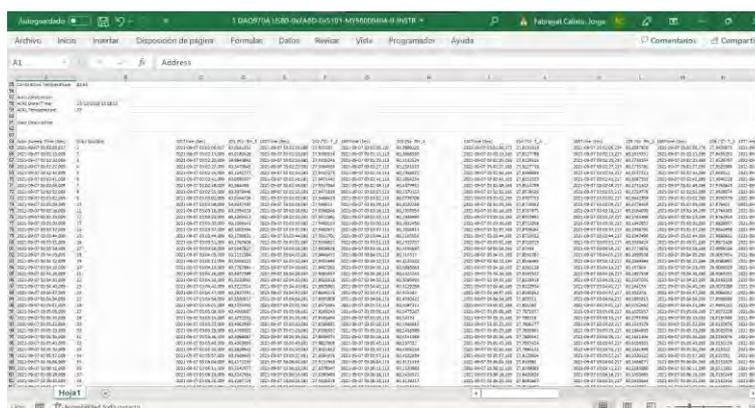


Figura 4.10 Vista general de los datos aportados por Keysight Benchvue.

Debido a la realización de 12 ensayos, el tratamiento de estos datos debe estar lo más automatizado posible. Para ello, se ha trabajado con un macro que permitía organizar las variables aportadas por el bruto que aportaba el programa con el objetivo de

posteriormente utilizar una plantilla que realizaba las consideraciones de estacionariedad, los saltos térmicos obtenidos y graficaba el ensayo. Además del macro que permitía organizar las variables para su fácil manipulación, en la plantilla se utilizó un macro que permitía el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo de forma analítica, permitiendo así conocer en todo momento esta temperatura para las condiciones ambiente y poder así evaluar la eficiencia en cuestión de enfriamiento evaporativo.

Lo más importante a tener en cuenta en el tratamiento de datos para la obtención de los resultados es la adopción de un criterio de estacionariedad, en el que todas las medidas de humedad relativa o temperatura se encuentren en un régimen permanente para poderlas considerar como resultados fiables. El criterio de estacionariedad que se ha establecido es que, en un periodo escaneo de 43 escaneos, es decir, unos 5 minutos (ya que el intervalo de escaneo es de 7 segundos), la diferencia entre el máximo y el mínimo de temperatura registrado por cada sensor no suponga una variación de más de $0,4^{\circ}\text{C}$. Este límite en la variación térmica se ha establecido en base a que la precisión de los termohigrómetros es de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Así, se podrá considerar como resultado válido la temperatura que arroja el sensor tras ese periodo de 5 minutos donde se considera que ha alcanzado el régimen permanente. Gráficamente, esto se podría representar de la siguiente manera.



Figura 4.11 Criterio de estacionariedad.

La variable denominada “T11 ESTACIONARIO” (representada en rojo) representa la temperatura una vez se ha alcanzado el régimen permanente y únicamente se grafica si se cumple la condición que durante los 43 escaneos previos (5 minutos) la diferencia entre la máxima y la mínima temperatura registrada por el termohigrómetro es menor al valor $0,4^{\circ}\text{C}$, en caso negativo, se graficará como un valor nulo.

Como criterio general, se valorará que todos los termohigrómetros instalados cumplan dicha condición. Aunque, en el caso de los ensayos realizados el día 22 de junio, correspondientes a una configuración de 25 atomizadores con velocidades promedio en el túnel de viento de 1 m/s (ensayo 1) y 0,5 m/s (ensayo 2), no se llega a alcanzar el criterio en la totalidad de los termohigrómetros en un mismo periodo temporal. Así, se estableció un subcriterio valorando las condiciones de operación, velocidad y posición de los termohigrómetros que se alejan del régimen permanente mientras los restantes se sitúan dentro de este, así como la evaluación de la temperatura media en la sección donde se colocan los termohigrómetros en disposición de matriz y su máxima variación tras 5 minutos.

En referencia al ensayo 1, se observa que en todos los termohigrómetros se cumple el criterio global (en un mismo periodo temporal) exceptuando el termohigrómetro 5, situado en la esquina superior derecha de la sección de ensayo visualizando esta desde la tobera. Dicho termohigrómetro cumple las condiciones en un periodo en el que los termohigrómetros 1 (condiciones ambientales) y 4 (situado en la parte central superior de la sección de ensayo, contiguo al 5) no cumplen la condición de estacionariedad. La evolución del criterio de estacionariedad se ilustra en la figura 2.12. Se puede observar que tras alcanzar la estacionariedad, la máxima variación térmica ΔT_5 cada 43 escaneos se localiza en torno a los $0,65^{\circ}\text{C}$. Considerar en este caso estacionariedad en el punto donde todos los termohigrómetros cumplen el criterio excepto el termohigrómetro 5, supondría una variación de la temperatura de $0,06^{\circ}\text{C}$ con respecto al último punto donde cumplió la condición de estacionariedad y el punto en el que todos excepto éste cumplen la condición, siendo una variación ínfima.

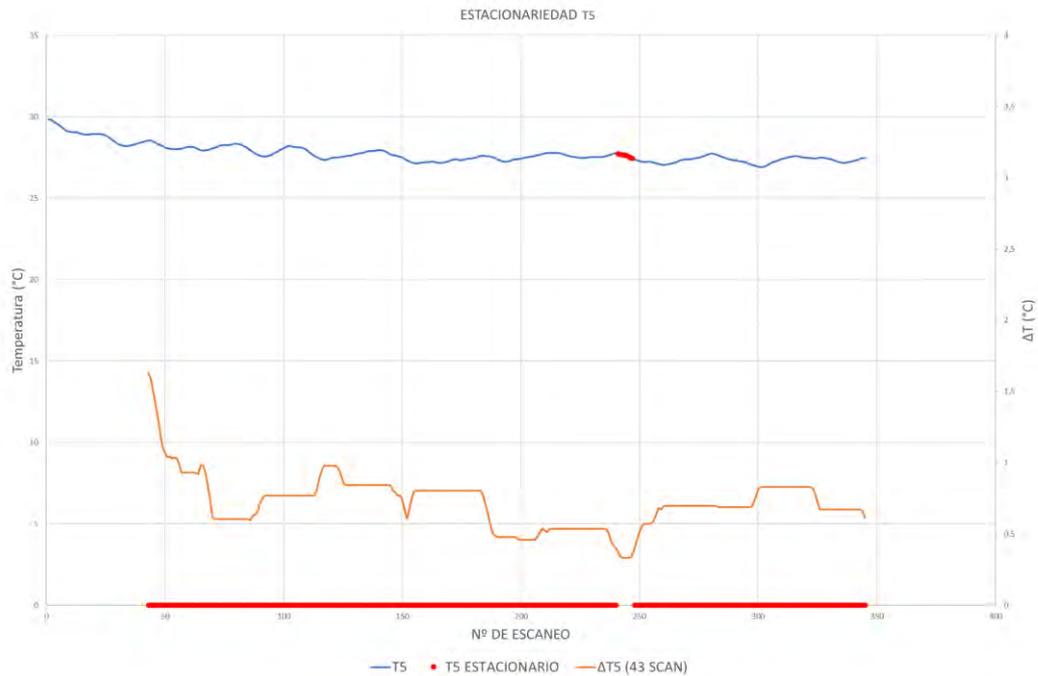


Figura 4.12 Análisis de la estacionariedad en el ensayo 1, TH5.



Una vez analizado esto, se procedió a evaluar la estacionariedad de la temperatura media en la sección donde se disponen los termohigrómetros en configuración de matriz, a fin de ver si las oscilaciones térmicas se acentuaban o se compensaban dentro de esta sección, con motivo de las características de inyección o inercias del ventilador del túnel de viento. Así, analizando la figura 2.13, representada a continuación, se observa que en el periodo descrito donde todos los termohigrómetros excepto el termohigrómetro 5 se sitúan en condiciones de régimen permanente, el salto térmico máximo en un periodo de 5 minutos se sitúa en una media de $0,033^{\circ}\text{C}$, evidenciando así que la aproximación realizada es coherente y la no estacionariedad de dicho termohigrómetro es debido a su localización, unido a una posible inyección no uniforme en ese punto y/o inercias producidas por el ventilador en la sección de ensayo.

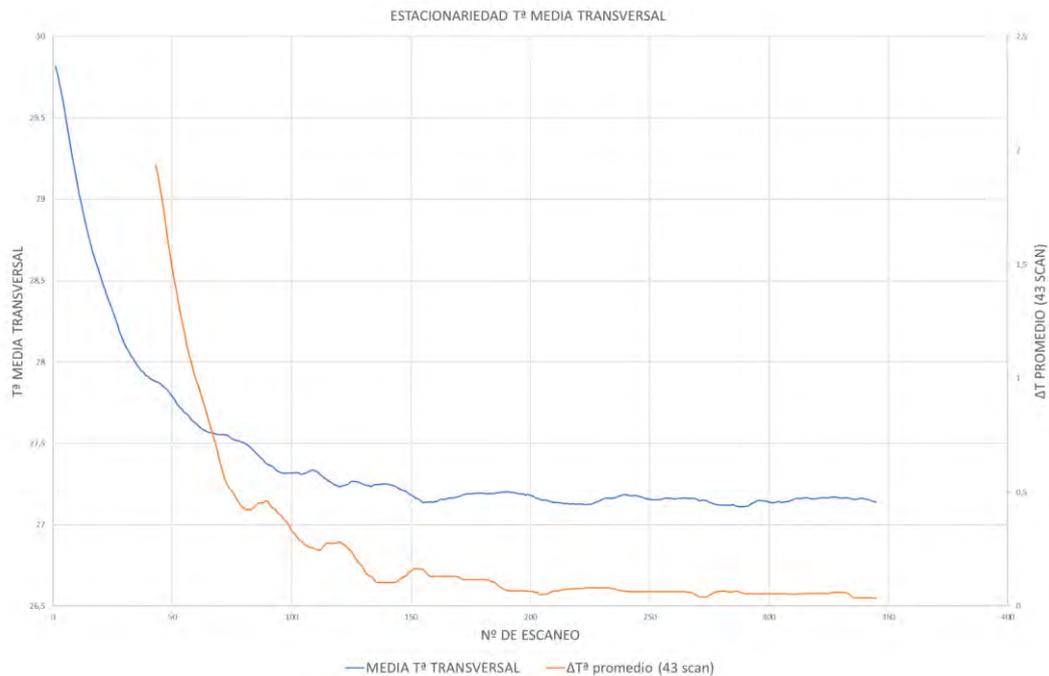


Figura 4.13 Análisis de la estacionariedad en el ensayo 1, Temperatura media transversal.

Para la problemática de no estacionariedad en el caso del ensayo 2, realizado el mismo día y para una velocidad de 0,5 m/s, se siguieron los mismos pasos. En este caso, la problemática la causan los termohigrómetros situados en la parte superior de la sección de ensayo (TH3, TH4, TH5), arrojando unas variaciones térmicas altamente fluctuantes en la parte final del ensayo. Al tratarse de una velocidad baja de ensayo y situándose la problemática en la parte más alta de la sección, donde menor influencia tiene el enfriamiento, se consideró de nuevo para la estacionariedad la media de temperaturas transversal en esta sección. Además, dependiendo de la hora a la que se realizaba el ensayo, estos sensores, junto al termohigrómetro 6, se veían influenciados por la incidencia de luz solar directamente sobre ellos. En los siguientes días, esto se corrigió evitando que la luz solar incidiera directamente sobre ellos. La figura 2.14 muestra el criterio de estacionariedad para la temperatura media en la sección donde se sitúa la configuración de matriz para este ensayo. En el periodo en el que los termohigrómetros restantes cumplen la condición de estacionariedad, el salto térmico máximo de la media de temperaturas en la sección transversal de estudio se sitúa en torno a 0,1°C.

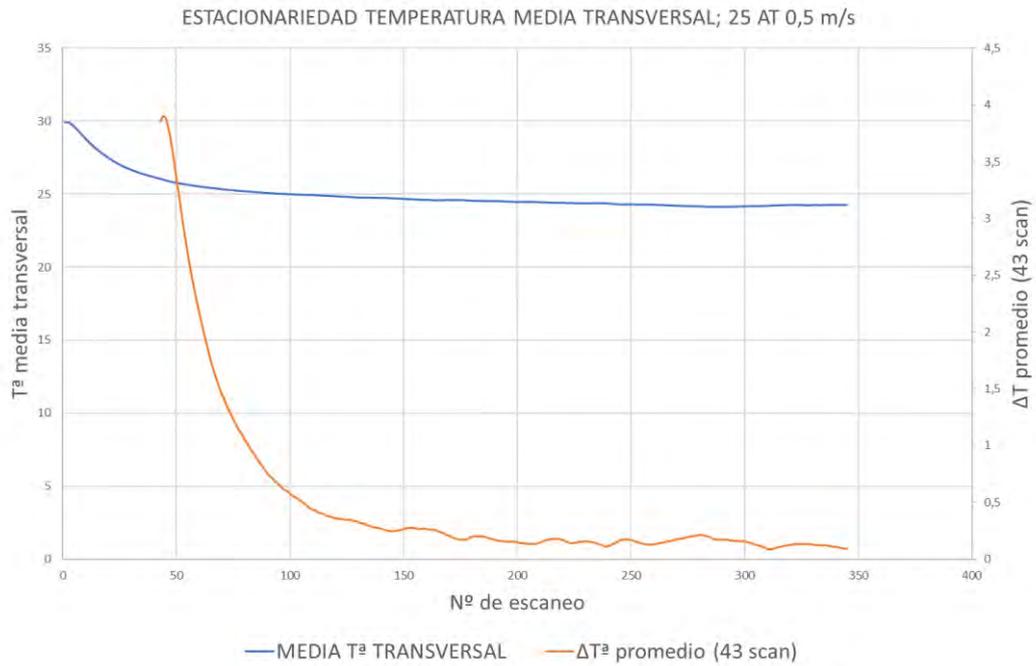


Figura 4.14 Análisis de la estacionariedad en el ensayo 2, Temperatura media transversal.





CAPÍTULO 5 RESULTADOS

En el presente capítulo se presentarán los resultados obtenidos en los diferentes ensayos realizados, así como un estudio comparativo para las diferentes configuraciones y velocidades. Además, se comparará, para una configuración de 25 atomizadores, los resultados de eficiencia evaporativa en la sección transversal con respecto a los resultados de la eficiencia evaporativa de mayor capacidad de enfriamiento en la sección de ensayo, a fin de conocer el comportamiento para cada una de las velocidades.

5.1 RESULTADOS.

Se muestran a continuación los resultados obtenidos, ordenados en configuraciones de 25, 15 y 5 atomizadores para cada una de las velocidades (0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s, 2 m/s) en la sección de ensayo. En primer lugar, se muestra un gráfico que muestra la evolución de la humedad relativa y la temperatura a lo largo del ensayo. En segundo lugar, se presenta una figura correspondiente a los resultados del ensayo estableciendo las condiciones de estacionariedad y evaluando los resultados promedio obtenidos a partir de este. El salto térmico es ilustrado en °C y la humedad relativa y la eficiencia de enfriamiento evaporativo en tanto por ciento. Los saltos térmicos, con el objetivo de facilitar la síntesis de la distribución térmica longitudinal y en la sección transversal de estudio, se presentan por escalas de color, distribuyéndose esta desde rojo (0°C) y azul (mayor valor de salto térmico, o punto más frío). A continuación de los resultados en condiciones de estacionariedad, se presenta la masa inicial y final de agua en el depósito, a fin de conocer el caudal másico atomizado, así como la potencia consumida.

● **CONFIGURACIÓN: 25 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 0,5 m/s.**

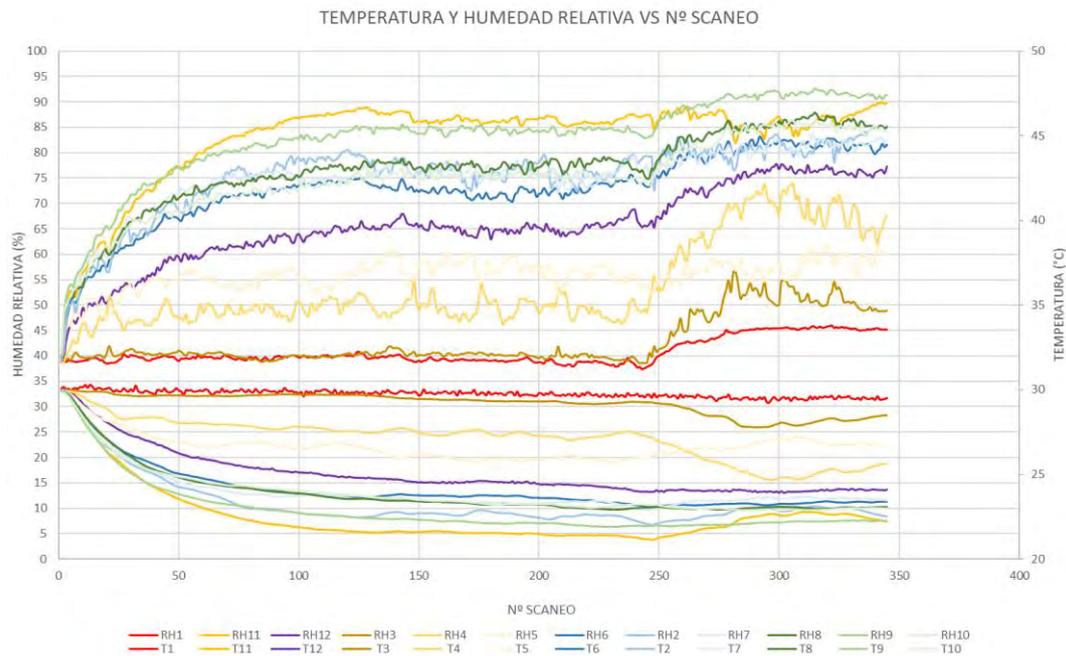


Figura 5.01 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 0,5 m/s).

			ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
			ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES			7,22	6,89	5,36	1,00	3,83	2,76	48,84	65,98	60,33
T1	HR1		HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_7	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
29,51	45,22		89,72	84,92	76,57	6,08	6,89	5,97	81,32	84,92	82,51
			EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
			81,77	78,08	60,73	6,39	7,21	6,48	85,06	91,04	84,58
						EF. EVAP. PROMEDIO			58,67		

Figura 5.02 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 0,5 m/s).

mwi (kg)	2,590
mwf (kg)	1,380
P (W)	50

Tabla 5.1 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 0,5 m/s).

- **CONFIGURACIÓN: 25 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 1 m/s.**

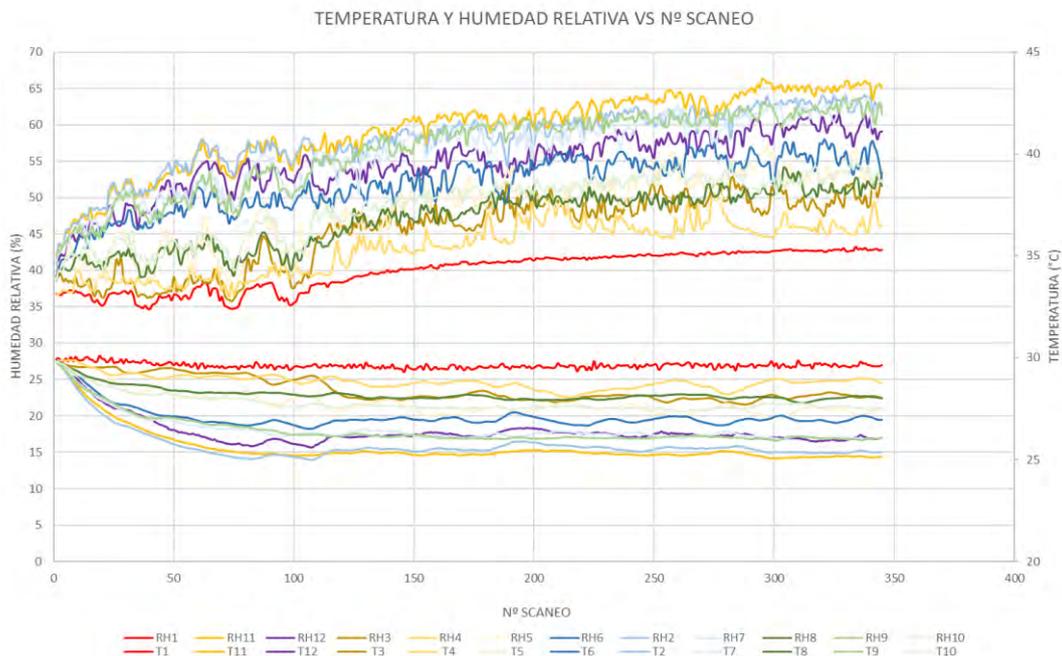


Figura 5.03 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 1 m/s).

			ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
			ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES			4,50	4,26	3,56	1,56	0,75	2,33	50,57	46,86	52,84
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_2	ΔT_7	HR6	HR2	HR7	
29,65	42,86	65,31	63,11	59,73	2,57	4,26	3,62	55,71	63,11	62,43	
			EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
			48,33	45,79	38,27	1,56	3,64	2,14	51,70	61,94	53,24
					EF. EVAP. PROMEDIO	26,78					

Figura 5.04 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 1 m/s).

mwi (kg)	2,560
mwf (kg)	1,360
P (W)	50

Tabla 5.2 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 1 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 25 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 1,5 m/s.**

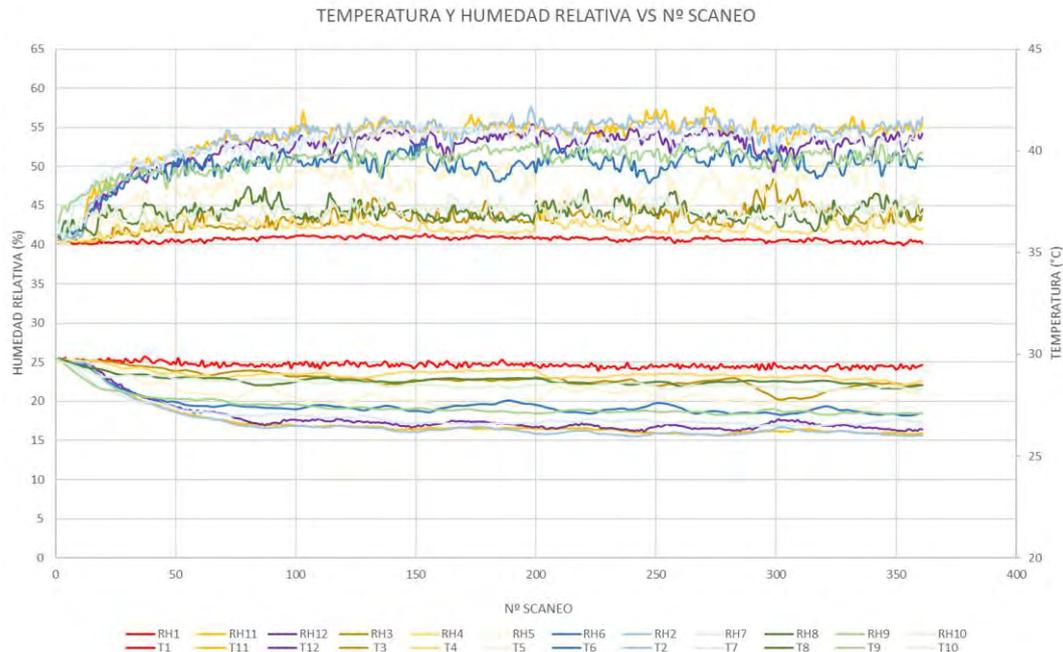


Figura 5.05 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 1,5 m/s).

		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
		ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES		3,20	3,34	3,01	0,88	0,37	1,23	44,16	42,32	47,42
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_2	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
29,36	40,93	56,71	55,61	53,50	1,92	3,34	2,60	48,26	55,61	54,33
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
		33,24	34,66	31,32	0,76	2,13	0,88	44,17	52,01	45,12
					EF. EVAP. PROMEDIO		16,27			

Figura 5.06 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 1,5 m/s).

mwi (kg)	2,490
mwf (kg)	1,345
P (W)	50

Tabla 5.3 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 1,5 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 25 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 2 m/s.**

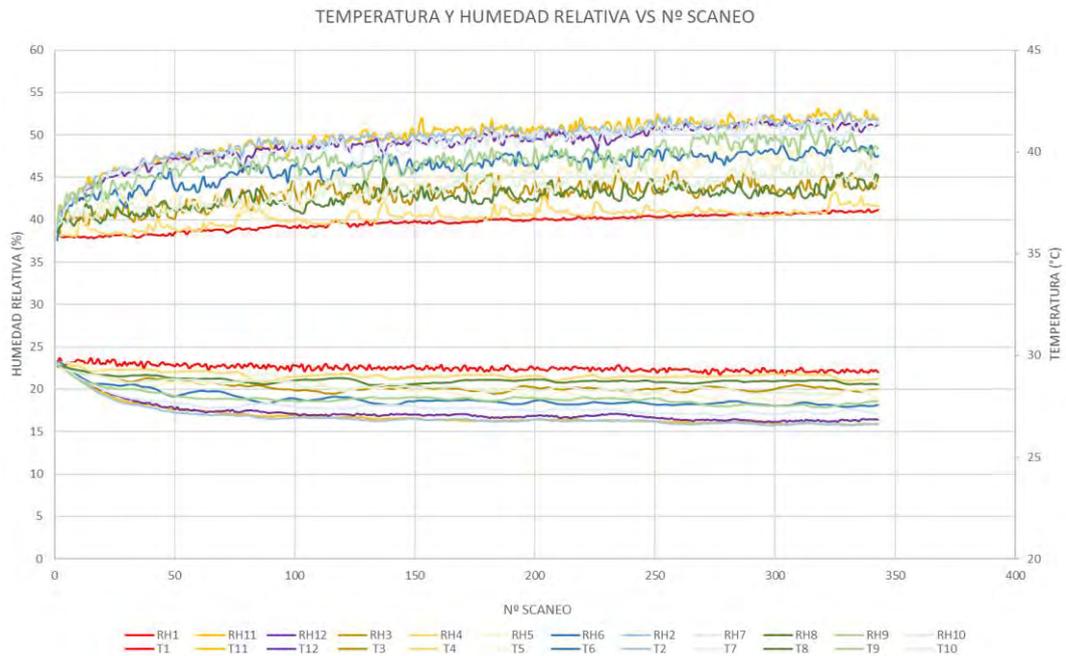


Figura 5.07 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (25 AT 2 m/s).

		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
		ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES		2,56	2,57	2,40	0,88	0,30	1,28	43,80	40,89	46,29
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_2	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
29,26	40,60	51,38	51,00	50,53	1,66	2,57	2,06	47,43	51,00	50,53
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
		26,32	26,45	24,72	0,58	1,62	0,98	43,23	48,67	44,77
					EF. EVAP. PROMEDIO	13,64				

Figura 5.08 Resultados de la estacionariedad del ensayo (25 AT 2 m/s).

mwi (kg)	2,530
mwf (kg)	1,340
P (W)	50

Tabla 5.4 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (25 AT 2 m/s).

- **CONFIGURACIÓN: 15 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 0,5 m/s.**

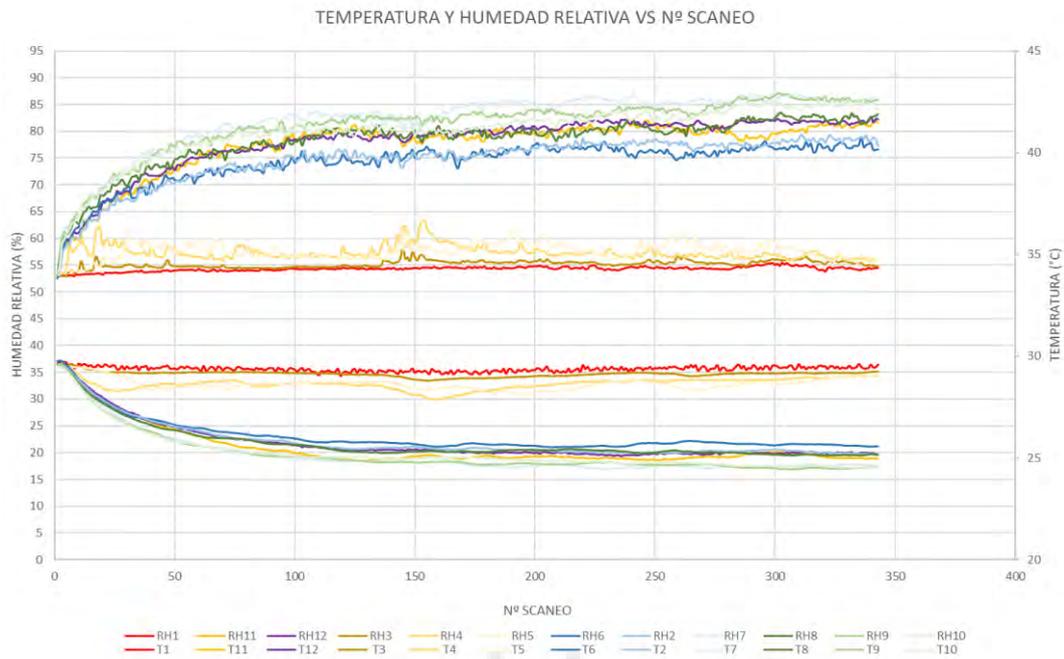


Figura 5.09 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 0,5 m/s).

ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL								
			$\Delta T11$	$\Delta T2$	$\Delta T12$	$\Delta T3$	$\Delta T4$	$\Delta T5$	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES			4,34	4,17	4,21	0,29	0,54	0,65	55,78	56,61	57,22
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	$\Delta T6$	$\Delta T2$	$\Delta T7$	HR6	HR2	HR7	
29,44	54,63	80,42	78,30	81,73	3,83	4,17	4,84	77,12	78,30	85,89	
EF. EVAP 11			EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	$\Delta T8$	$\Delta T9$	$\Delta T10$	HR8	HR9	HR10	
61,43			59,06	59,62	4,30	4,97	4,89	82,50	86,08	84,93	
EF. EVAP. PROMEDIO							44,78				

Figura 5.10 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 0,5 m/s).

mwi (kg)	2,969
mwf (kg)	2,239
P (W)	22,9

Tabla 5.5 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 0,5 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 15 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 1 m/s.**

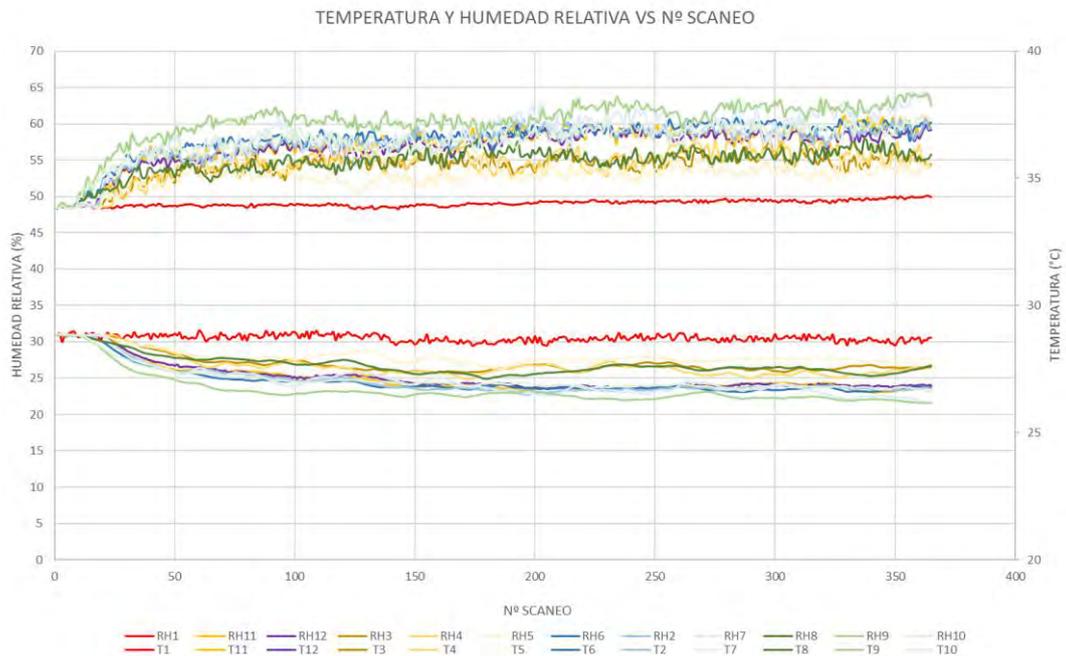


Figura 5.11 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 1 m/s).

		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
		ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES		1,85	1,92	1,85	1,23	1,34	0,86	55,35	56,14	53,45
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_2	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
28,75	49,32	58,56	58,78	58,37	1,97	1,92	2,12	59,42	58,78	61,51
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
		23,44	24,43	23,52	1,19	2,41	1,92	55,66	62,55	59,68
					EF. EVAP. PROMEDIO		21,10			

Figura 5.12 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 1 m/s).

mwi (kg)	3,245
mwf (kg)	2,520
P (W)	23,2

Tabla 5.6 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 1 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 15 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 1,5 m/s.**

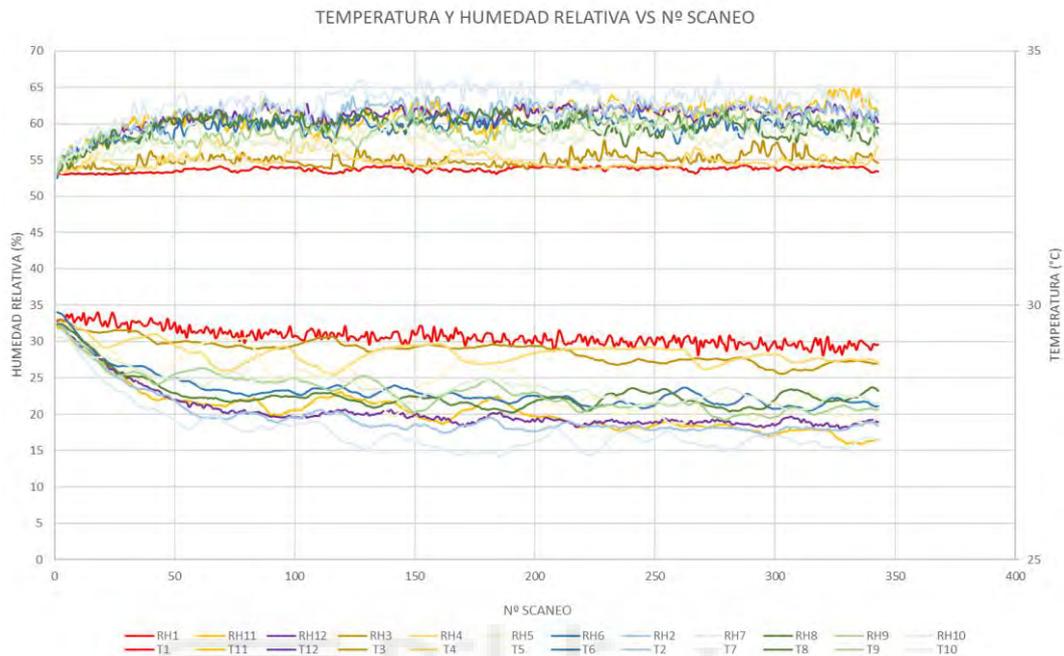


Figura 5.13 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 1,5 m/s).

		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
		$\Delta T11$	$\Delta T2$	$\Delta T12$	$\Delta T3$	$\Delta T4$	$\Delta T5$	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES	T1	1,90	1,58	1,52	0,32	0,28	1,46	55,17	54,85	60,93
	HR1	63,26	61,21	61,03	$\Delta T6$	$\Delta T2$	$\Delta T7$	HR6	HR2	HR7
		29,21	53,84		1,13	1,58	1,90	59,89	61,21	63,18
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	$\Delta T8$	$\Delta T9$	$\Delta T10$	HR8	HR9	HR10
		26,49	21,96	21,24	0,96	1,24	1,04	58,45	59,94	58,54
					EF. EVAP. PROMEDIO		15,31			

Figura 5.14 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 1,5 m/s).

mwi (kg)	2,919
mwf (kg)	2,185
P (W)	23

Tabla 5.7 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 1,5 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 15 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 2 m/s.**

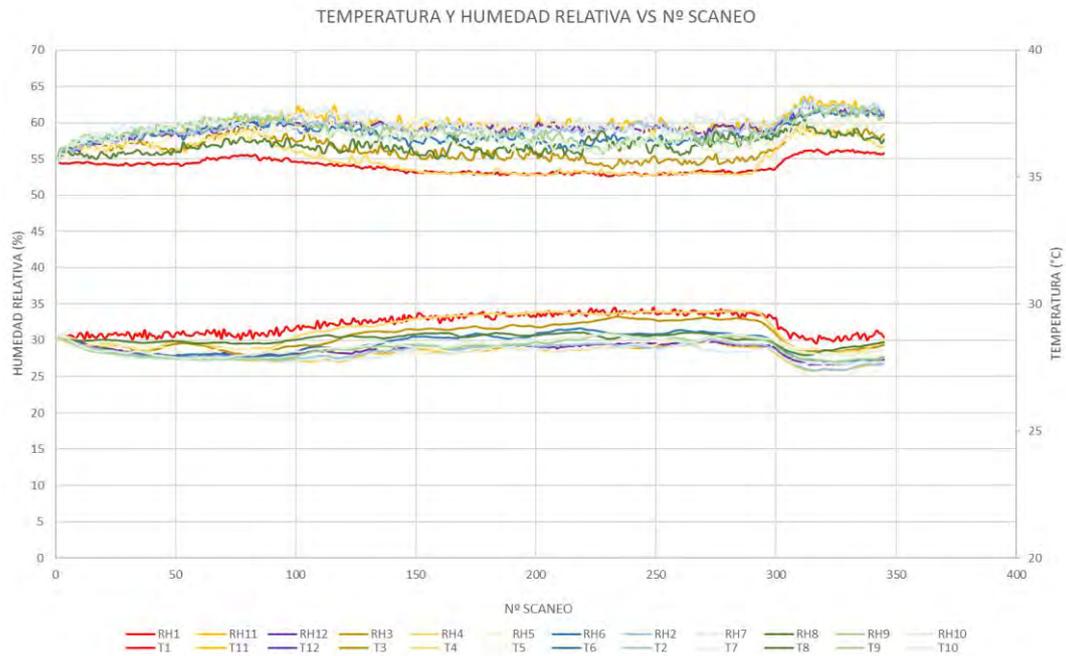


Figura 5.15 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (15 AT 2 m/s).

COND. AMBIENTALES		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL			COND. AMBIENTALES		
		ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
T1	HR1	1,38	1,30	1,30	0,43	0,05	1,27	55,08	53,30	58,81
29,66	53,08	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_7	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
		59,35	58,80	59,17	0,88	1,30	1,43	57,59	58,80	59,62
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
		18,63	17,55	17,57	0,91	1,13	1,10	56,85	57,91	57,31
					EF. EVAP. PROMEDIO		12,80			

Figura 5.16 Resultados de la estacionariedad del ensayo (15 AT 2 m/s).

mwi (kg)	2,955
mwf (kg)	2,260
P (W)	23

Tabla 5.8 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (15 AT 2 m/s).

- **CONFIGURACIÓN: 5 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 0,5 m/s.**

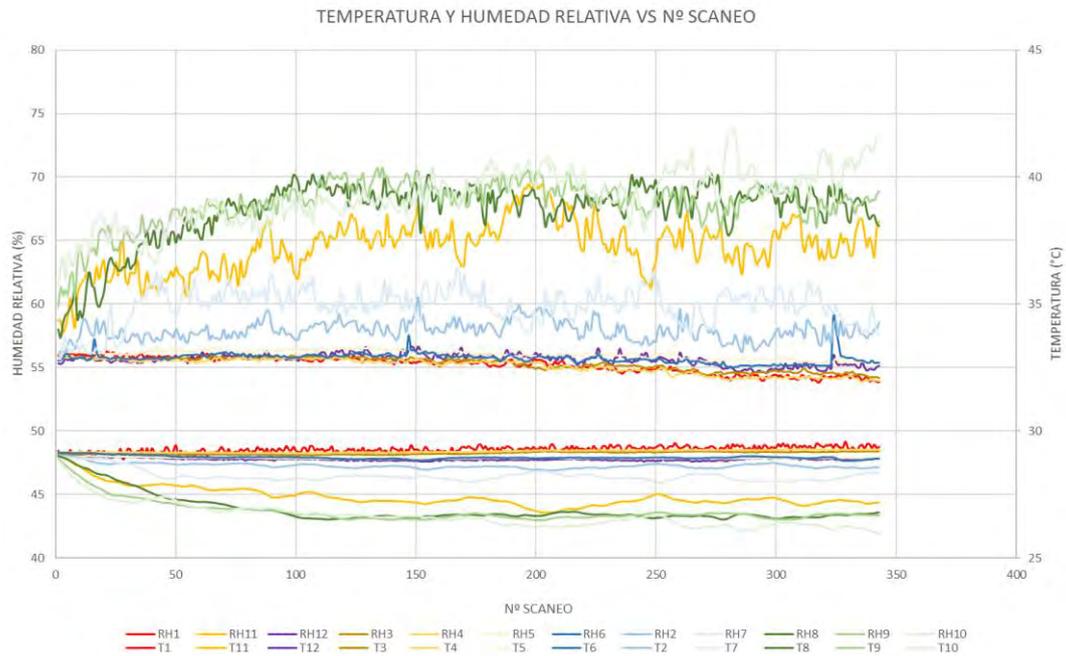


Figura 5.17 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 0,5 m/s).

		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
		ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES		2,11	0,73	0,47	0,19	0,12	0,41	55,15	54,90	55,93
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_2	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
29,31	54,87	65,33	58,05	55,58	0,42	0,73	1,17	55,80	58,05	60,01
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
		30,07	10,47	6,66	2,68	2,70	2,90	68,25	68,69	69,48
					EF. EVAP. PROMEDIO	17,94				

Figura 5.18 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 0,5 m/s).

mwi (kg)	2,880
mwf (kg)	2,610
P (W)	12

Tabla 5.9 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 0,5 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 5 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 1 m/s.**

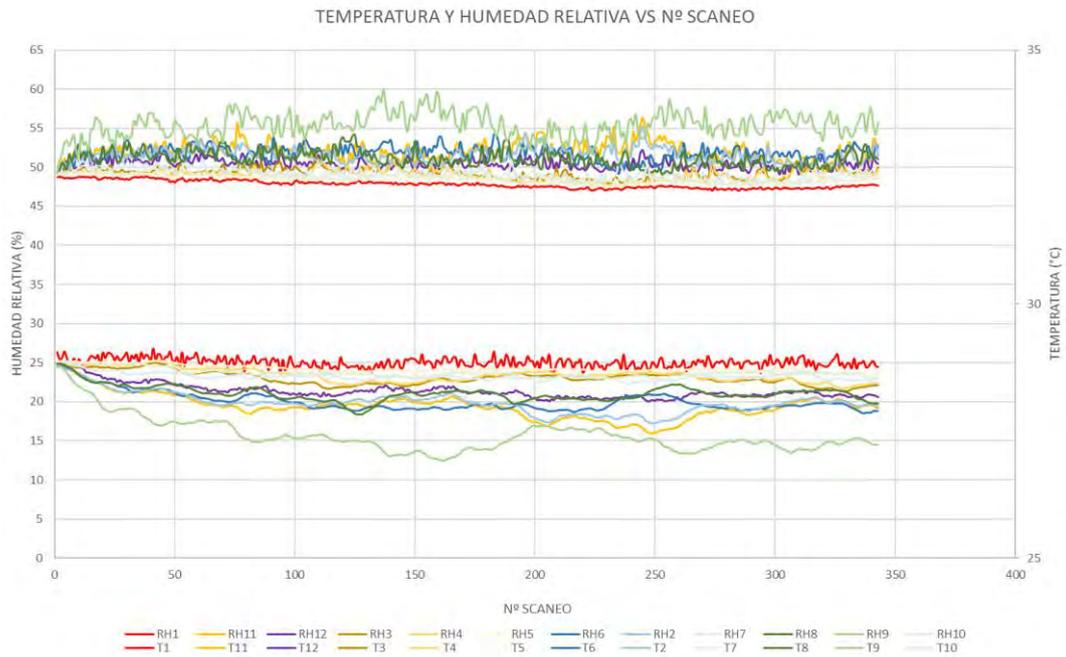


Figura 5.19 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 1 m/s).

		ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL					
		$\Delta T11$	$\Delta T2$	$\Delta T12$	$\Delta T3$	$\Delta T4$	$\Delta T5$	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES		0,95	0,90	0,70	0,47	0,43	0,24	49,30	49,14	48,20
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	$\Delta T6$	$\Delta T2$	$\Delta T7$	HR6	HR2	HR7
28,83	47,67	51,53	51,05	50,09	0,92	0,90	0,36	51,65	51,05	48,92
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	$\Delta T8$	$\Delta T9$	$\Delta T10$	HR8	HR9	HR10
		11,51	10,89	8,48	0,72	1,67	0,31	51,13	55,95	48,46
					EF. EVAP. PROMEDIO		8,09			

Figura 5.20 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 1 m/s).

mwi (kg)	2,860
mwf (kg)	2,585
P (W)	9,8

Tabla 5.20 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 1 m/s).

● **CONFIGURACIÓN: 5 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 1,5 m/s.**

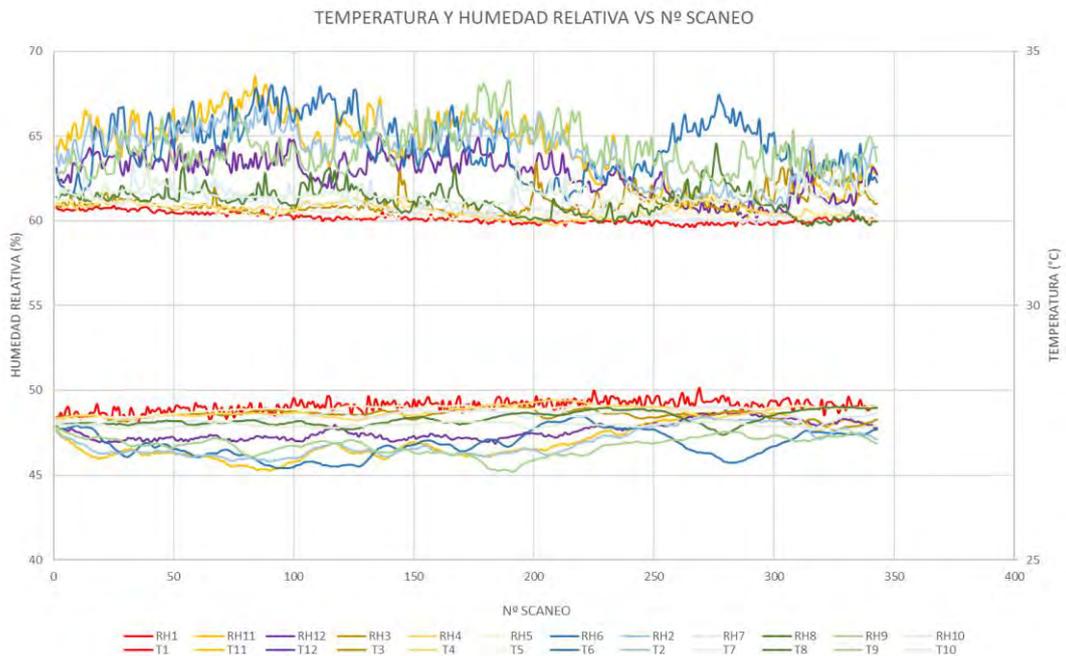


Figura 5.21 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 1,5 m/s).

ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL							
COND. AMBIENTALES		ΔT_{11}	ΔT_2	ΔT_{12}	ΔT_3	ΔT_4	ΔT_5	HR3	HR4	HR5
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	ΔT_6	ΔT_7	ΔT_7	HR6	HR2	HR7
28,05	59,92	65,79	65,12	63,50	0,95	0,98	0,25	64,97	65,12	61,16
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	ΔT_8	ΔT_9	ΔT_{10}	HR8	HR9	HR10
		17,38	16,61	10,99	0,30	0,91	0,40	61,12	64,75	61,59
					EF. EVAP. PROMEDIO		7,82			

Figura 5.22 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 1,5 m/s).

mwi (kg)	2,770
mwf (kg)	2,525
P (W)	15

Tabla 5.10 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 1,5 m/s).

- **CONFIGURACIÓN: 5 ATOMIZADORES; VELOCIDAD: 2 m/s.**

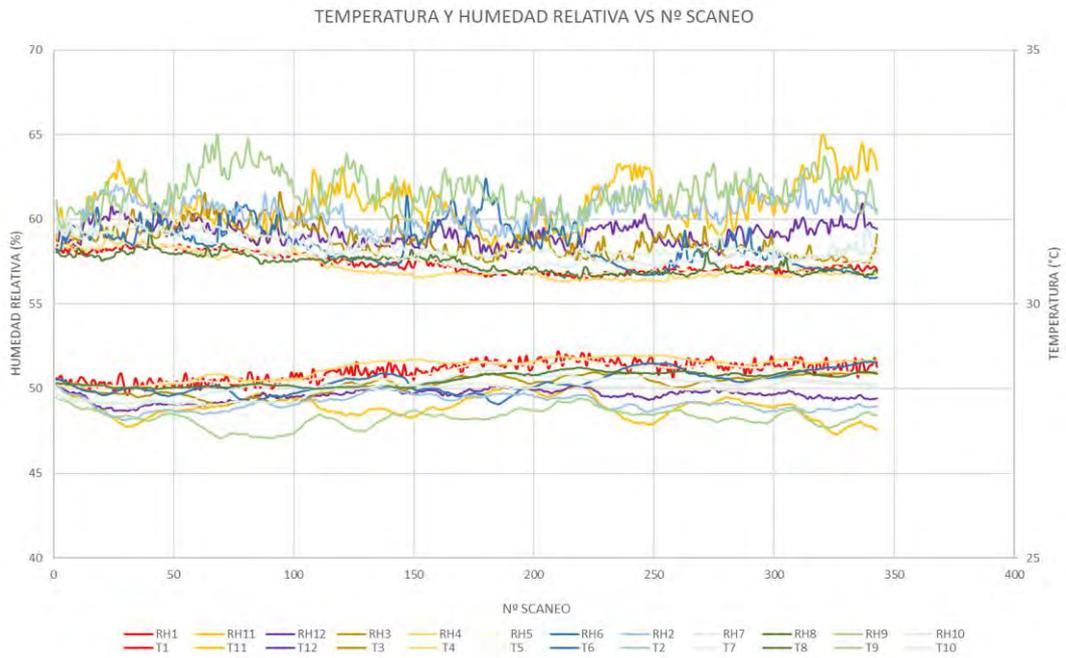


Figura 5.23 Representación de la temperatura y la humedad para cada escaneo (5 AT 2 m/s).

ESTUDIO LONGITUDINAL			SECCIÓN TRANSVERSAL								
			$\Delta T11$	$\Delta T2$	$\Delta T12$	$\Delta T3$	$\Delta T4$	$\Delta T5$	HR3	HR4	HR5
COND. AMBIENTALES			0,77	0,80	0,60	0,44	0,08	0,18	59,07	57,40	57,50
T1	HR1	HR11	HR2	HR12	$\Delta T6$	$\Delta T2$	$\Delta T7$	HR6	HR2	HR7	
29,69	57,35	61,56	61,02	59,43	0,34	0,80	0,36	58,02	61,02	57,96	
		EF. EVAP 11	EF. EVAP 2	EF. EVAP 12	$\Delta T8$	$\Delta T9$	$\Delta T10$	HR8	HR9	HR10	
		11,90	12,40	9,23	0,29	1,10	0,50	57,23	61,59	58,46	
					EF. EVAP. PROMEDIO			7,00			

Figura 5.24 Resultados de la estacionariedad del ensayo (5 AT 2 m/s).

mwi (kg)	2,865
mwf (kg)	2,615
P (W)	17

Tabla 5.11 Masa inicial y final de agua y potencia consumida (5 AT 2 m/s).

5.2 ESTUDIO DE LA VARIACIÓN TÉRMICA EN EL EJE LONGITUDINAL.

Una vez mostrados los resultados de ensayo, uno de los análisis más significativos es el estudio del comportamiento del prototipo a lo largo de la sección de ensayo del túnel de viento en cuestión de variación térmica. Para ello, se analizará el salto térmico en los termohigrómetros TH11, TH2 y TH12. Durante los diferentes ensayos, se ha realizado una inspección visual del penacho (agua en suspensión que aún no se ha vaporizado) generado en cada caso. La inspección visual nos indica si aún hay capacidad de enfriamiento, ya que la no visibilidad de penacho implica la total evaporación del agua atomizada por transferencia de calor latente y sensible aire-agua.

Los resultados para una configuración de 25 atomizadores y las diferentes velocidades de ensayo se ilustran en la *figura 5.25*. A través del análisis de esta gráfica, podemos observar que para las velocidades más bajas (0,5 m/s y 1 m/s) la máxima capacidad de enfriamiento se da en el punto donde se ha dispuesto el TH11 (131,5 cm medidos desde el inicio de la sección de ensayo), pues estas velocidades bajas dotan de un mayor tiempo para que se produzca la transferencia de calor sensible-latente entre el aire y el agua. Para velocidades más altas (1,5 m/s y 2 m/s) en ese punto aún no se ha evaporado la totalidad de agua y el aire aún no ha reducido su temperatura a la máxima posible. La mayor capacidad de enfriamiento se presenta a partir de la sección transversal de ensayo, donde se ha dispuesto el TH2 (165,5 cm). Además, podemos observar que a medida que aumenta la velocidad, el salto térmico medido en la posición del TH12 (243,5 cm) cae en menor medida con respecto a los valores de saltos térmicos anteriores, debido a que a medida que aumenta la velocidad, la máxima capacidad de enfriamiento ocurre en un punto más lejano del inicio de la sección de ensayo.

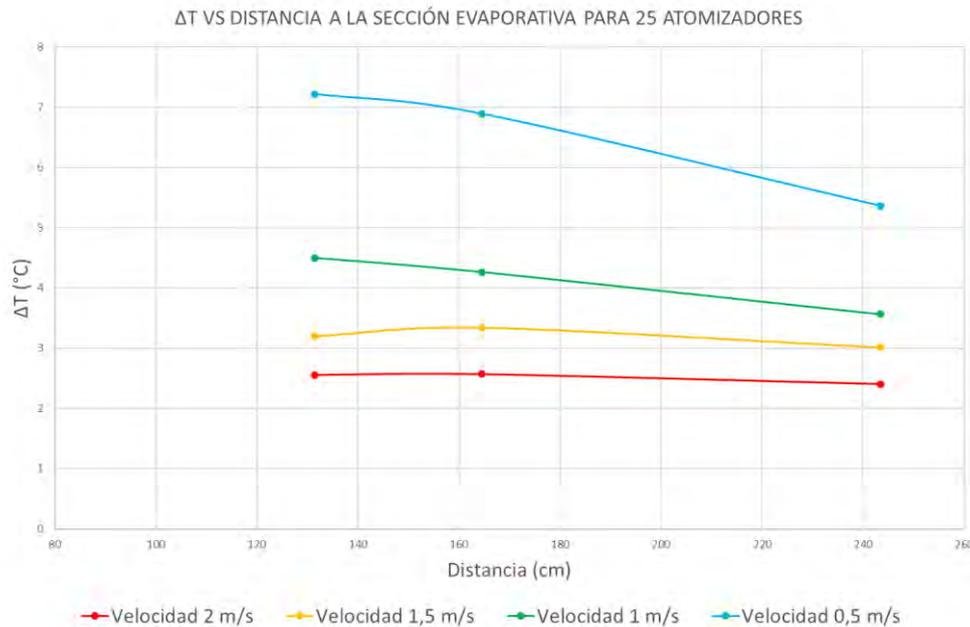


Figura 5. 2 Saltos térmicos en función de la distancia de medida para 25 atomizadores.

La figura 5.26 muestra el mismo procedimiento para la configuración de 15 atomizadores. En este, podemos observar dos comportamientos anómalos.

En primer lugar, la lectura de la temperatura del TH2 para el ensayo de 0,5 m/s muestra un valor ligeramente inferior (0,04°C) al valor de temperatura arrojado por el TH12, cuando esto debe ser al contrario, ya que, una vez alcanzada la máxima capacidad de enfriamiento en la posición del TH11, el salto térmico obtenido debería ir decreciendo a lo largo de la sección de ensayo. Esto puede deberse a dos factores, el primero, la incidencia de la luz solar sobre el termohigrómetro, o bien, la precisión del termohigrómetro, ya que la caída del salto térmico a lo largo de la sección de ensayo no es tan grande como para el caso de 25 atomizadores.

En segundo lugar, se puede observar como para una velocidad de 1 m/s la máxima capacidad de enfriamiento se produce en el punto del TH2, mientras que podemos observar que, para velocidades más altas, la máxima capacidad de enfriamiento se produce en el primer punto considerado (TH11). Este hecho se puede deber a una inyección anómala y de carácter fluctuante (hacia arriba y abajo) por parte de los atomizadores que se pudo observar el día de dicho ensayo, en el que se realizó también el ensayo con configuración de 5 atomizadores y misma velocidad del ventilador. Esto

es evidenciado si observamos los datos de salto térmico que arrojan los termohigrómetros que se sitúan en la parte más alta de la sección de ensayo para velocidades de 1 m/s y 1,5 m/s, siendo puntualmente más altos que para la velocidad de 1 m/s.

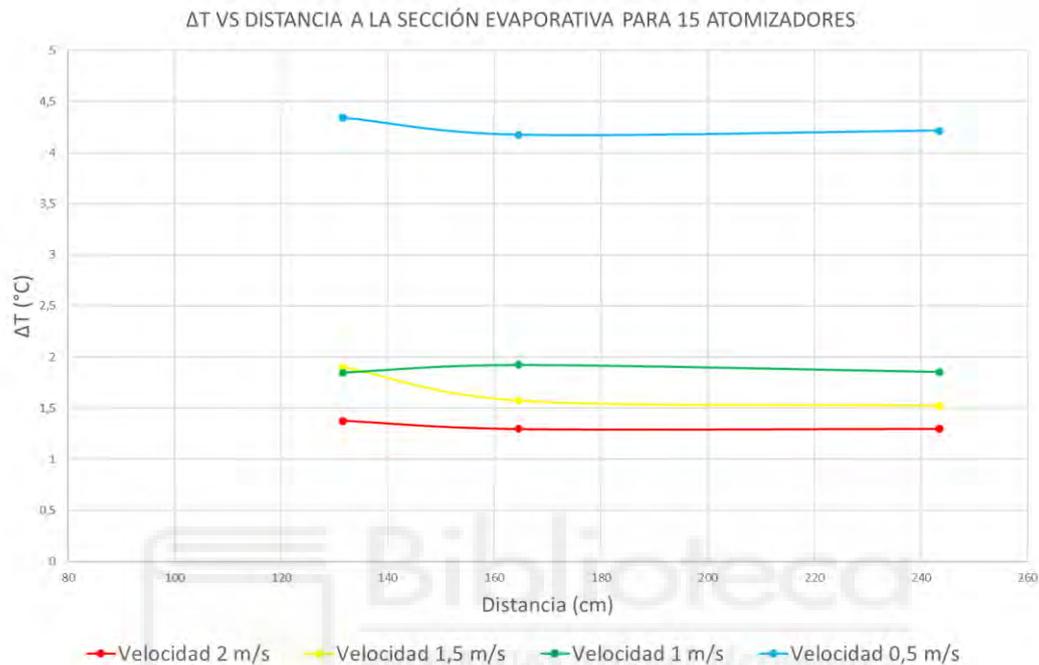


Figura 5.3 . Saltos térmicos en función de la distancia de medida para 15 atomizadores.

Finalmente, podemos observar el comportamiento del salto térmico en función de la distancia de la sección de ensayo para una configuración de 5 atomizadores en la figura 5.27. Podemos observar de nuevo que para la velocidad de 1 m/s los resultados son dispares, aunque en este caso sí existe un comportamiento en consonancia a los demás resultados, ya que el salto térmico cae una vez alcanzada la máxima capacidad de enfriamiento en el punto del TH11. El hecho de obtener saltos térmicos dispares a la velocidad de 1,5 m/s puede deberse simplemente al cambio de condiciones ambiente por el amplio intervalo temporal entre ensayos, unido a la inyección no uniforme del prototipo en el día del ensayo. Podemos observar que para velocidades bajas el salto térmico cae en gran medida para la parte final de la sección de ensayo, situándose en valores inferiores con respecto a los datos de salto térmico para velocidades más altas. El comportamiento en cuanto a las velocidades más altas (1,5 m/s y 2 m/s) es bastante similar.

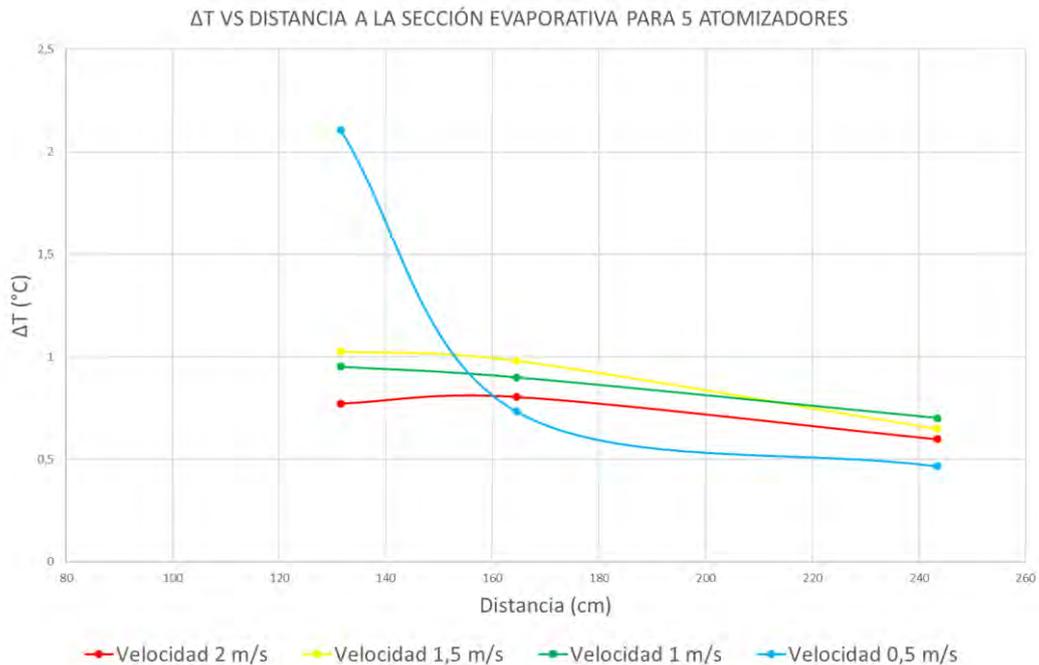


Figura 5.4 Saltos térmicos en función de la distancia de medida para 5 atomizadores.

5.3 ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO EN LA SECCIÓN TRANSVERSAL.

Se procede en el presente apartado a la evaluación del comportamiento térmico en la sección provista de 9 termohigrómetros en configuración de matriz. Se evaluará la eficiencia en cuanto a enfriamiento evaporativo obtenida a partir de la temperatura media en esta sección.

Se muestran a continuación en la *figura 5.28* los resultados de los saltos térmicos promedio en condiciones de estacionariedad obtenidos para cada uno de los ensayos, siguiendo un esquema de color con el fin que los resultados sean más ilustrativos, reflejando el color rojo el menor salto térmico obtenido y el azul el mayor salto térmico obtenido en la sección. Esta figura permite comparar fácilmente los resultados obtenidos en cada uno de los ensayos de manera rápida, a fin de conocer las diferentes capacidades del prototipo variando la totalidad de condiciones de operación

		VELOCIDAD (m/s)											
		0,5			1			1,5			2		
		1,00	3,83	2,76	1,56	0,75	2,33	0,88	0,37	1,23	0,88	0,30	1,28
C O N F I G U R A C I Ó N	25 AT.	6,08	6,89	5,97	2,57	4,26	3,62	1,92	3,34	2,60	1,66	2,57	2,06
		6,39	7,21	6,48	1,56	3,64	2,14	0,76	2,13	0,88	0,58	1,62	0,98
		0,29	0,54	0,65	1,23	1,34	0,86	0,32	0,28	1,46	0,43	0,05	1,27
	15 AT.	3,83	4,17	4,84	1,97	1,92	2,12	1,13	1,58	1,90	0,88	1,30	1,43
		4,30	4,97	4,89	1,19	2,41	1,92	0,96	1,24	1,04	0,91	1,13	1,10
	5 AT.	0,19	0,12	0,41	0,47	0,43	0,24	0,15	0,13	0,09	0,44	0,08	0,18
		0,42	0,73	1,17	0,92	0,90	0,36	0,95	0,98	0,25	0,34	0,80	0,36
		2,68	2,70	2,90	0,72	1,67	0,31	0,30	0,91	0,40	0,29	1,10	0,50

Figura 5.5 Saltos térmicos en la sección transversal en cada caso.

Se puede observar que, para velocidades bajas, se obtienen saltos térmicos muy significativos para la totalidad de los ensayos, aunque, a medida que disminuye el número de atomizadores, la influencia del enfriamiento sobre los termohigrómetros superiores y los situados en la zona central decrece. Observamos que la medida de salto térmico en la parte superior derecha suele ser alta (aunque no siempre) que la de la parte superior izquierda, lo que nos estaría indicando una inyección no uniforme, o bien la aparición de vórtices. Para una configuración de 25 atomizadores, a medida que aumenta la velocidad, disminuye el enfriamiento (por un mayor caudal másico de aire), aunque este, sigue la misma tendencia, o prácticamente la misma para la totalidad de ensayos.

A través de los resultados de saltos térmicos obtenidos en condiciones de estacionariedad de cada ensayo y estableciendo la media de estos sobre la sección transversal de ensayo, se procede a evaluar la evolución de la eficiencia evaporativa en dicha sección para cada una de las condiciones de operación. Se muestran en primer lugar las *figuras 5.31, 5.32 y 5.33* que representan la dispersión de los diferentes valores de eficiencia obtenidos en condiciones de estacionariedad para cada una de las velocidades, para una configuración de 25, 15 y 5 atomizadores respectivamente, así como el promedio considerado para el análisis.

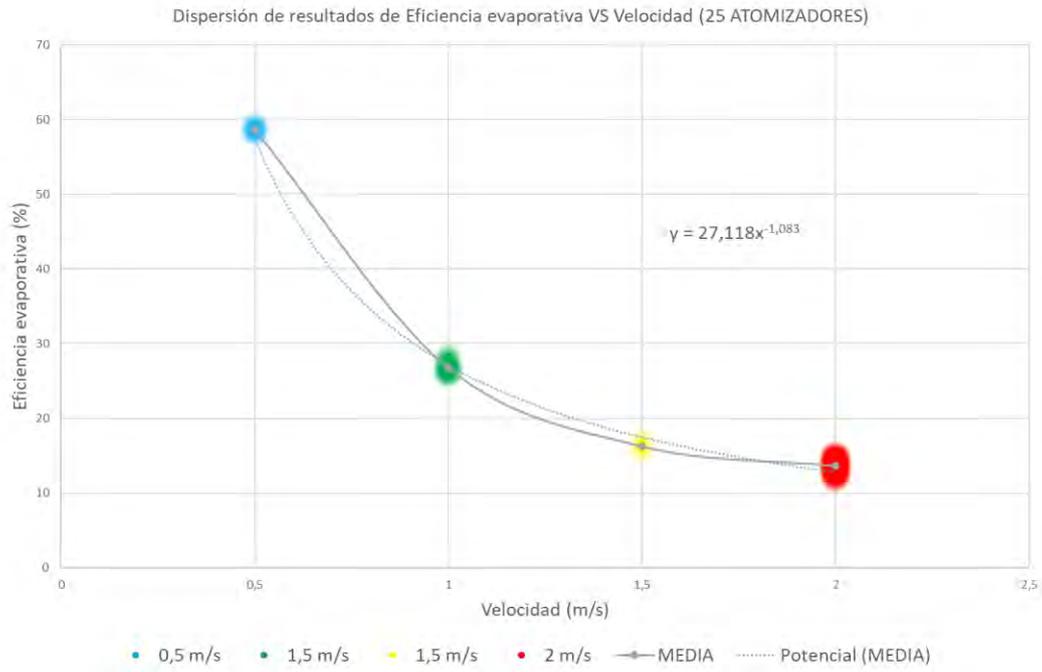


Figura 5.6 Resultados de eficiencia evaporativa en función de la velocidad para 25 AT.

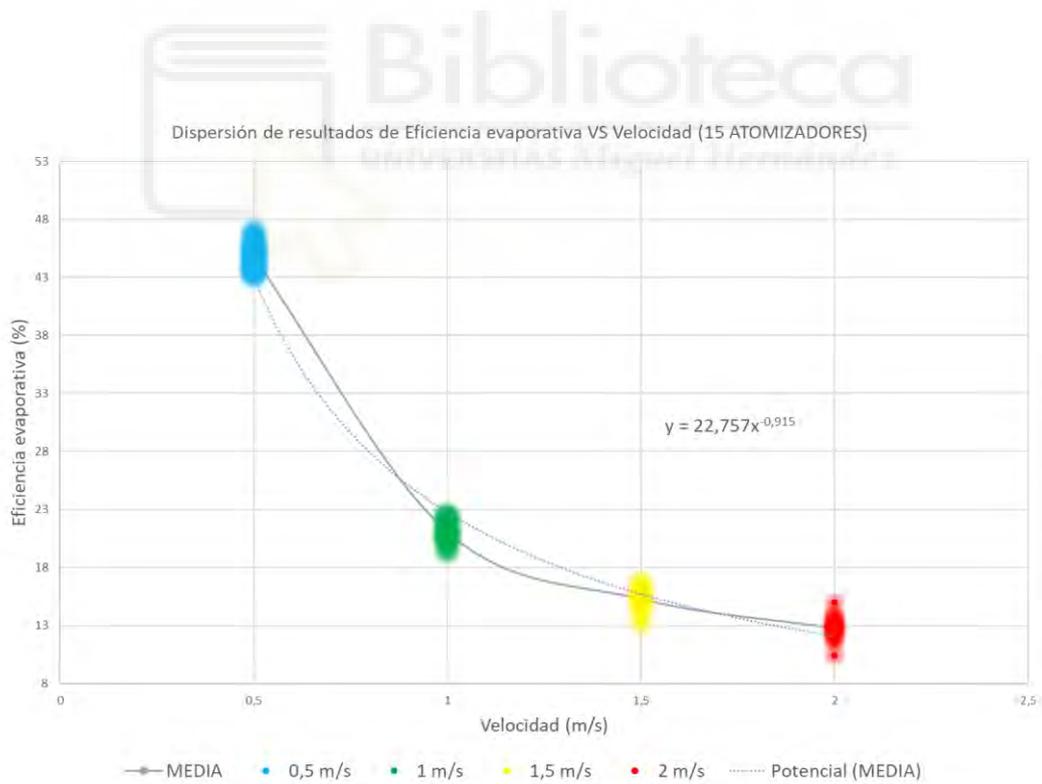


Figura 5.7 Resultados de eficiencia evaporativa en función de la velocidad para 15 AT.

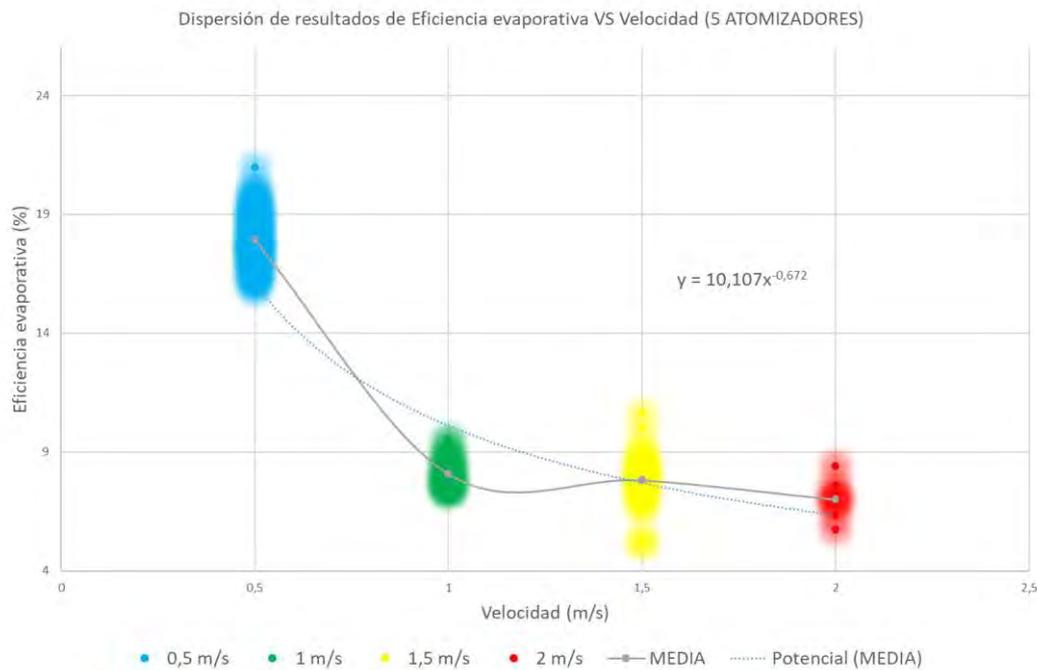


Figura 5.8 Resultados de eficiencia evaporativa en función de la velocidad para 5 AT.

En el marco teórico del capítulo 1, se introdujo una expresión para el balance másico desarrollado del proceso de enfriamiento evaporativo, esta expresión es la siguiente.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot (\omega_2 - \omega_1)$$

Considerando la expresión anterior, el gasto másico de agua depende únicamente de la configuración de la instalación hidráulica del prototipo, siendo constante para cada una de las configuraciones de atomizadores. La humedad específica del aire a la entrada depende de las condiciones ambiente del aire en el laboratorio donde se efectúan los ensayos, que, considerando unas condiciones hipotéticas e ideales en las que los ensayos se realizan para un mismo instante temporal con unas mismas condiciones ambiente, también se tomaría como constante. El caudal másico de aire seco depende de la velocidad del ventilador, así como del volumen específico del aire atmosférico y de la sección del túnel de viento. Finalmente, la eficiencia evaporativa se define mediante la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta T_{MÁX}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{BH}} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_2'}$$

Así, la dependencia en cuanto a la representación de la eficiencia evaporativa en el eje de ordenadas y la velocidad en las abscisas induciría en un comportamiento $y=1/x$.

La línea de tendencia para los valores de eficiencia para una configuración de 25 atomizadores, reflejados en la *figura 5.31*, es muy próxima al comportamiento teórico que deberían seguir considerando las condiciones previamente expuestas, así como los resultados reflejados en la *figura 5.32*, para una configuración de 15 atomizadores. Para el caso del ensayo donde se encuentran en funcionamiento 5 atomizadores, ilustrado en la *figura 5.33*, los resultados no son tan ajustados a esta tendencia. La causalidad de esto puede ser debida a la incertidumbre proporcionada por el error de medida en los termohigrómetros, teniendo en cuenta que las variaciones térmicas para los ensayos de esta configuración son muy bajas en comparación con las otras dos configuraciones, así como la variación en las condiciones ambiente, no pudiendo asemejarse en gran medida las condiciones ambientales en el ensayo. Esto último se evidencia en la *figura 5.34*.

La *figura 5.34* establece una comparación de los valores medios obtenidos de eficiencia evaporativa para cada una de las tres configuraciones. Podemos observar como para velocidades altas (1,5 m/s y 2 m/s) los resultados son muy similares en el caso de configuraciones de 25 y 15 atomizadores. Esto, por su parte, es debido a que la eficiencia evaporativa por sí sola puede ser no muy significativa, ya que tiene que ir acompañada de la depresión de bulbo húmedo, que representa el mayor salto térmico posible, es decir, la diferencia entre la temperatura seca del aire entrada y su temperatura de bulbo húmedo (condiciones de saturación), esta variable está ilustrada en el gráfico en el eje secundario. Así, podemos observar que las depresiones de bulbo húmedo para el caso de 25 atomizadores son considerablemente mayores que para las demás configuraciones, además, coincide que ha resultado creciente para los ensayos a cada una de las velocidades, lo que justifica el hecho de que la tendencia de la eficiencia evaporativa para esta configuración sea próxima a la configuración de 15 atomizadores, pues las depresiones de bulbo húmedo en estos casos son en torno a 2,5°C menores que

para la máxima configuración de atomizadores, lo que supone en torno a una eficiencia evaporativa del 3% por cada grado centígrado enfriado. Si bien puede parecer que los resultados de eficiencia evaporativa en la configuración de 5 atomizadores y velocidades altas (1,5 m/s y 2 m/s) son muy próximos, cuando la depresión de bulbo húmedo para el caso de 1,5 m/s es más baja, el salto térmico en este último ensayo es mayor. Además, para estos dos últimos casos, y en mayor medida para el caso de 2 m/s, se han tenido que omitir una serie de valores que arrojaban unas lecturas de temperatura mayores a las condiciones de ambiente, del orden de décimas o centésimas de salto térmico negativo, por ser consideradas un error en la ejecución del ERROR 0. La aparición de dichos valores negativos de salto térmico es debido a que el túnel no está lo suficientemente aislado, unido a una inyección únicamente en el punto central del túnel de viento con menor puntos de inyección que las configuraciones percederas, con la correspondiente limitación de apertura del penacho en la parte superior y en los extremos de la sección de ensayo, como se puede evidenciar en la ilustración de los resultados para estos casos.

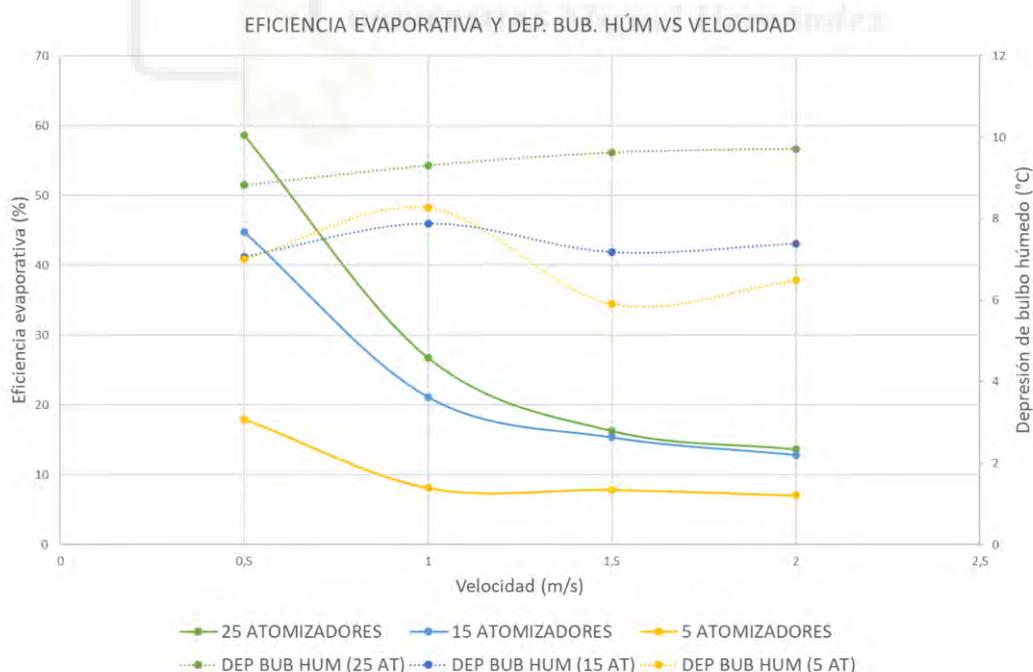
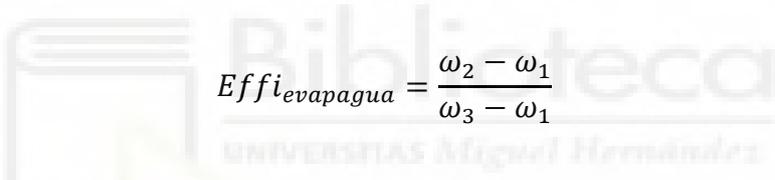


Figura 5.9 Comparación de los resultados de eficiencia evaporativa para la totalidad de ensayos.

5.4 ESTUDIO DE LA EVAPORACIÓN TOTAL DEL AGUA.

Se procede a evaluar en el presente apartado la eficiencia correspondiente a la máxima capacidad de enfriamiento en la sección de ensayo, es decir, la eficiencia que supone la incorporación como masa de vapor de la totalidad de masa de agua atomizada (el punto en el que toda el agua se ha evaporado y se ha completado la transferencia de calor sensible-latente). Este cálculo se ha desarrollado para los ensayos de configuración de 25 atomizadores por ser los que poseen resultados más homogéneos.

Para dicho fin, se ha utilizado el Software EES. El código utilizado está presente en el ANEXO I. Se muestran los resultados para cada una de las velocidades de ensayo para dicha configuración. La variable $Effi_{evapagua}$ es la variable de interés para este estudio, pues representa la variación de humedad específica medida en el ensayo con respecto a la máxima variación de humedad específica (se ha evaporado la totalidad del agua). Este parámetro será analizado para la sección transversal de ensayo.


$$Effi_{evapagua} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_3 - \omega_1}$$

El estado 2 representa el resultado obtenido en el ensayo, mientras que para el estado 3 la totalidad del agua se ha incorporado a la corriente de aire. Eff representa la eficiencia de acuerdo a las mediciones de los ensayos, mientras que $Eff_{máximatotevap}$ representa eficiencia máxima posible teniendo en cuenta la masa de agua atomizada.

Los resultados obtenidos en EES, para cada una de las velocidades, son los siguientes.

- **VELOCIDAD: 0,5 m/s.**

Unit Settings: SI C Pa J mass deg

Area = 0,3603 [m²]

DT = 5,179 [°C]

DTmax = 8,81 [°C]

Eff = 58,79 [%]

Eff_{evapagua} = 102,5 [%]

Eff_{maximatotevap} = 57,35 [%]

m_{air,dot} = 0,2005 [kg/s]

m_{w,atomizada} = 0,0005625 [kg/s]

Patm = 101325 [Pa]

Sort	Twb _i [°C]	v _i [(m ³)/kg]	w _i [kg/kg]	C _i [m/s]	HR _i	T _i [°C]	m _{w,dotair(MAX)} [kg/s]	m _{w,dotair,i} [kg/s]
[1]	20,7	0,8735	0,01168	0,5	0,4522	29,51		0,002341
[2]			0,01455		0,7606	24,33	0,002904	0,002918
[3]			0,01448			24,46		

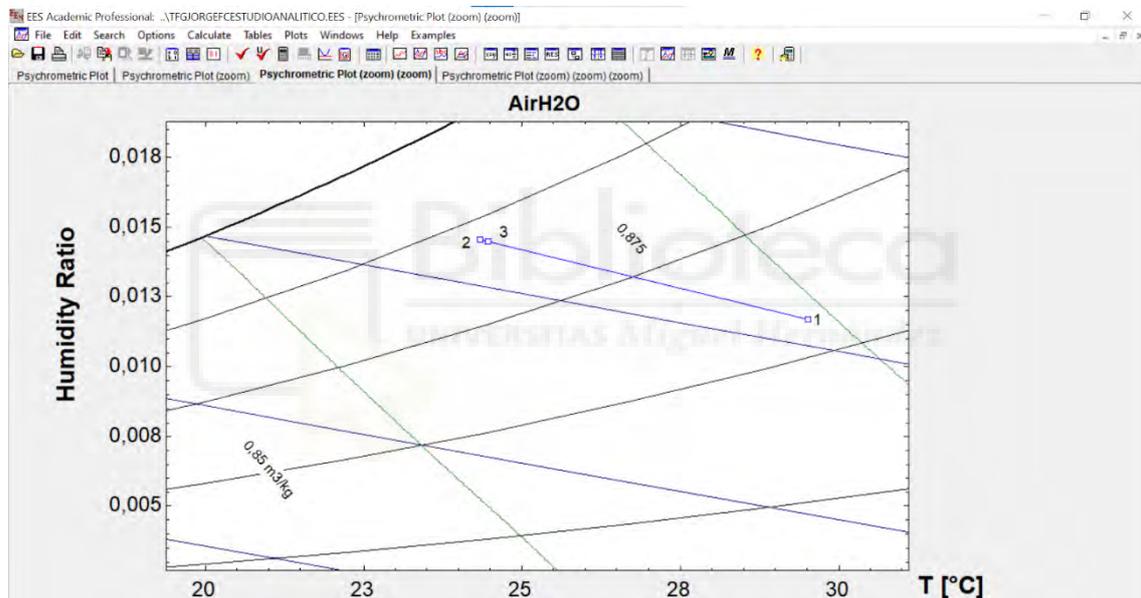


Figura 5.10 Resultados teóricos para velocidad 0,5 m/s

● VELOCIDAD: 1 m/s.

Unit Settings: SI C Pa J mass deg

Area = 0.3503 [m ²]	DT = 2,493 [°C]	DTmax = 9,294 [°C]	EFF = 26,82 [%]	Eff _{evapagua} = 103,1 [%]	Eff _{maximatotevap} = 26,01 [%]
m _{air,dot} = 0.4012 [kg/s]	m _{w,atomizada} = 0.0005208 [kg/s]	Patm = 101325 [Pa]			

Sort	T _{wb,i} [°C]	v _i [(m ³)/kg _a]	w _i [kg _w /kg _a]	C _i [m/s]	HR _i	T _i [°C]	m _{w,dot,air(MAX)} [kg/s]	m _{w,dot,air,j} [kg/s]
[1]	20,35	0,8732	0,01114	1	0,4286	29,65		0,00447
[2]			0,01248		0,5538	27,15	0,004991	0,005007
[3]			0,01244			27,23		

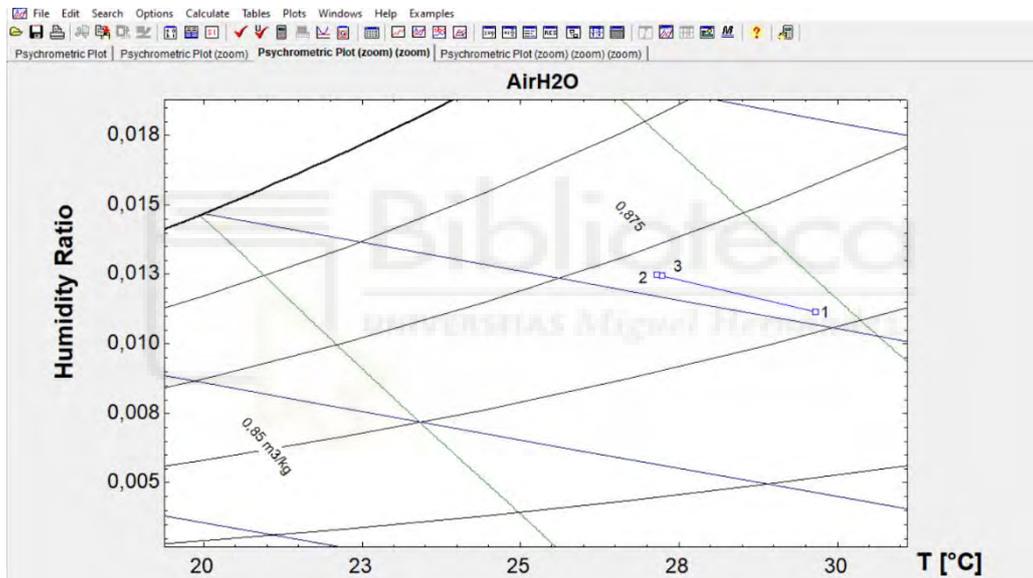


Figura 5.11 Resultados para una velocidad de 1 m/s.

- **VELOCIDAD: 1,5 m/s.**

Unit Settings: SI C Pa J mass deg

Area = 0.3503 [m²] DT = 1.567 [°C] DTmax = 9.61 [°C] Eff = 16.3 [%] Eff_{evapagua} = 99.79 [%] Eff_{maxmatotevap} = 16.34 [%]

m_{air,dot} = 0.603 [kg/s] m_{w,atomizada} = 0.0004771 [kg/s] Patm = 101325 [Pa]

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Twb _i [°C]	v _i [(m ³)/kg]	w _i [kg/kg]	C _i [m/s]	HR _i	T _i [°C]	m _{w,dot,airMAX} [kg/s]	m _{w,dot,air} [kg/s]		
[1]	19.75	0.8714	0.01046	1.5	0.4094	29.37				0.006307
[2]			0.01125		0.4816	27.8	0.006785	0.006784		
[3]			0.01125			27.8				

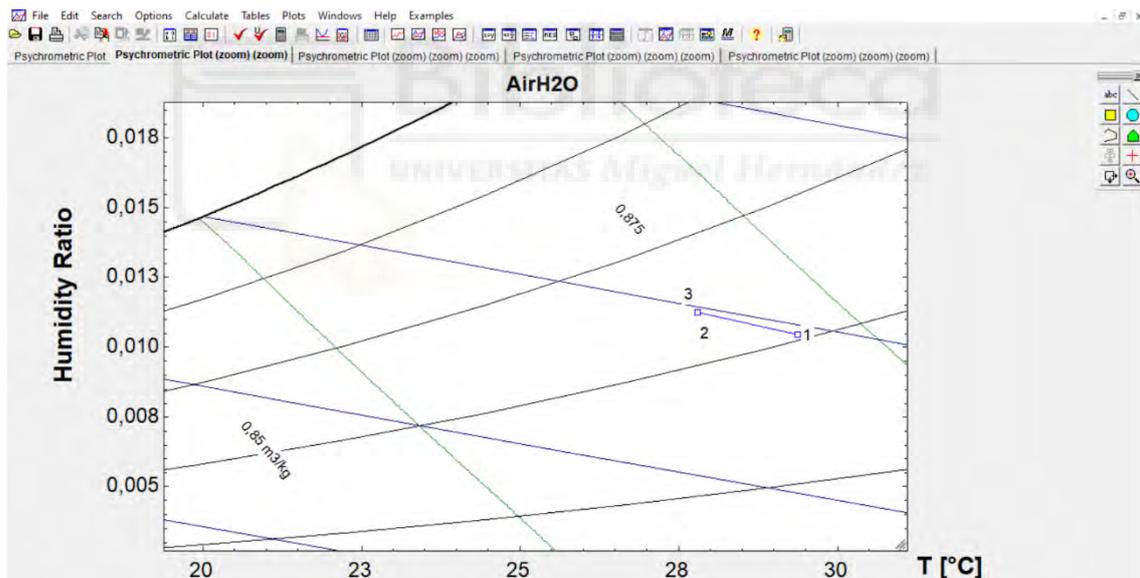


Figura 5.12 Resultados para una velocidad de 1,5 m/s.

- **VELOCIDAD: 2 m/s.**

Unit Settings: SI C Pa J mass deg

Area = 0,3503 [m²] DT = 1,325 [°C] DTmax = 9,651 [°C] Eff = 13,73 [%] Eff_{evapagua} = 94,8 [%] Eff_{maximatotevap} = 14,48 [%]

m_{air,dot} = 0,8045 [kg/s] m_{w,atomizada} = 0,0004958 [kg/s] Patm = 101325 [Pa]

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8
	Twb _i [°C]	v _i [(m ³)/kga]	w _i [kgw/kga]	C _i [m/s]	HR _i	T _i [°C]	m _{w,dot,air(MAX)} [kg/s]	m _{w,dot,air} [kg/s]
[1]	19,6	0,8709	0,01031	2	0,406	29,26		0,008292
[2]			0,01089		0,4629	27,93	0,008787	0,008762
[3]			0,01092			27,86		

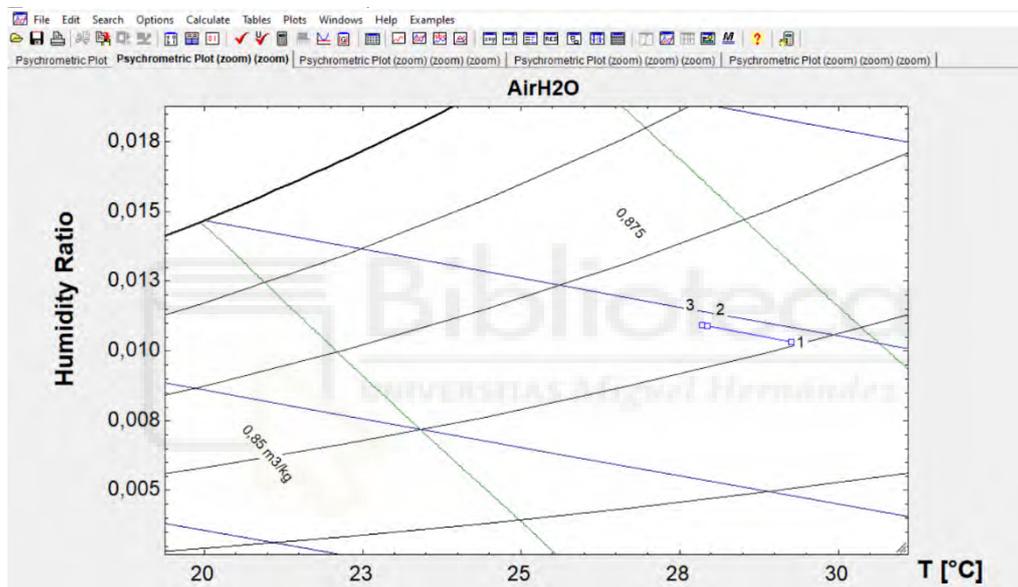


Figura 5.13 Resultados para una velocidad de 2 m/s.

Como se puede observar en los diferentes resultados, el parámetro $Effi_{evapagua}$ decrece con respecto a la velocidad, esto es debido a que, para una mayor velocidad del ventilador, la totalidad de la evaporación del agua inyectada ocurre a una mayor distancia del punto de inyección, o lo que es lo mismo, el punto en donde esta eficiencia sería del 100% para los casos de velocidades más altas ocurre posteriormente a la sección transversal de ensayo.

Así mismo, el hecho de que para los ensayos de bajas velocidades (0,5 m/s y 1 m/s) dicha eficiencia sea mayor al 100% puede ser debido al error de medición de la masa de agua final o inicial proporcionado por la báscula. Además, cuando se finalizaban los ensayos, el agua se encontraba adherida a las paredes del tubo flexible que conforma la instalación, pudiendo quedar algo de masa hídrica en el interior de esta, provocando valores de gasto másico más bajos.





CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES

Mediante el presente estudio experimental, se ha podido conocer la distribución de saltos térmicos, humedades, y eficiencia en los diferentes puntos de medida de la sección de ensayo, permitiéndonos conocer en qué condiciones de configuración del prototipo y para qué velocidad del ventilador los resultados son más significativas, y en definitiva, presentan un mayor potencial en cuanto a materia de enfriamiento.

Se ha podido observar como las velocidades más bajas son las que provocan las mayores eficiencias evaporativas en la sección de ensayo transversal. Además, se conoce que para velocidades de 0,5 m/s y 1 m/s y configuración de 25 atomizadores, cuando el aire humedecido llega a la sección de ensayo este ya ha tenido el tiempo suficiente para la transferencia de calor latente-sensible con la consecuente total evaporación del agua inyectada. Para valores de 1,5 m/s y 2 m/s y la misma configuración, la evaporación total aún no se ha dado porque el agua tiene menos tiempo para su evaporación.

La lectura más baja de temperatura en la totalidad de ensayos se ha dado en el ensayo de una configuración de 25 atomizadores y 0,5 m/s, correspondiente a un salto térmico de 7,22°C en el TH11, situado a 131,5 cm del prototipo y un salto térmico de 7,21°C en el TH9, situado en la parte inferior central de la sección transversal de ensayo. La eficiencia evaporativa en dicha sección, calculada mediante las temperaturas promedio de estacionariedad, fue del 58,67%, con un valor de depresión de bulbo húmedo de 8,83°C.

Sin duda, la optimización y puesta en marcha del prototipo sobre un condensador refrigerado por aire de un sistema de aire acondicionado tipo Split mediante esta tipología de hibridación por ultrasonidos es de interés teniendo en cuenta los resultados obtenidos en dicho estudio, a fin de evaluar el ahorro energético que produciría dicha tecnología.



BIBLIOGRAFÍA

- [1.01] Conferencia de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático de 2021 (COP26).
- [1.02] Conferencia de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático 2015 (COP21).
- [1.03.] Izquierdo, M., Moreno-Rodríguez, A., González-Gil, A., & García-Hernando, N. (2011). Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO2 emissions. *Energy*, 36(3), 1630–1639.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.12.068>
- [1.04.] Directiva (UE) 2018/844 Del Parlamento Europeo y del Consejo de 30 de mayo de 2018 por la que se modifica la Directiva 2010/31/UE. Disponible en:
<https://www.boe.es/doue/2018/156/L00075-00091.pdf>
- [1.05.] Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica* (2.ª ed.). Reverté.
- [1.06.] Çengel, Y. A., Boles, M.A. y Kanoglu M. (2009). *Termodinámica*. McGraw-Hill Education.
- [1.07]. A. (2021). *2021 ASHRAE Handbook -- Fundamentals (SI)*. Ashrae.
- [1.08] ESTUDI COMPARATIU DELS SISTEMES DE REFREDAMENT D'AIGUA. Disponible en:
<http://jnegre.es/Descargas/lcaen.pdf>

[1.09] GUÍAS TÉCNICAS DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA EN CLIMATIZACIÓN.

Disponible en:

<https://www.idae.es/tecnologias/eficiencia-energetica/edificacion/reglamento-de-instalaciones-termicas-de-los-0>

[1.10] Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.

[1.11] Hajidavalloo, E. (2007). Application of evaporative cooling on the condenser of window-air-conditioner. *Applied Thermal Engineering*, 27(11–12), 1937–1943.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.014>

[1.12] Ibrahim, N. I., Al-Farayedhi, A. A., & Gandhidasan, P. (2017). Experimental investigation of a vapor compression system with condenser air pre-cooling by condensate. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1255–1263.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.042>

[1.13] Martínez, P., Ruiz, J., Cutillas, C., Martínez, P., Kaiser, A., & Lucas, M. (2016). Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser. *Applied Thermal Engineering*, 105, 1041–1050. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.067>

[1.14] Yu, F., Ho, W., Chan, K., & Sit, R. (2018). Theoretical and experimental analyses of mist precooling for an air-cooled chiller. *Applied Thermal Engineering*, 130, 112–119.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.046>

[1.15] Guerra-Bravo, E., Lee, H. J., Baltazar, A., & Loh, K. J. (2021). Vibration Analysis of a Piezoelectric Ultrasonic Atomizer to Control Atomization Rate. *Applied Sciences*, 11(18), 8350. <https://doi.org/10.3390/app11188350>

[1.16] Yao, Y. (2016). Research and applications of ultrasound in HVAC field: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 52–68.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.222>

[1.17] Nie, J., Yuan, S., Fang, L., Zhang, Q., & Li, D. (2018). Experimental study on an innovative enthalpy recovery technology based on indirect flash evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*, 129, 22–30.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.139>

[1.18] Martínez, P., Ruiz, J., Martín, I., & Lucas, M. (2020). Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 181, 116057. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116057>

[2.01] Guerra-Bravo, E., Lee, H. J., Baltazar, A., & Loh, K. J. (2021). Vibration Analysis of a Piezoelectric Ultrasonic Atomizer to Control Atomization Rate. *Applied Sciences*, 11(18), 8350. <https://doi.org/10.3390/app11188350>

[2.02] *PMS150C 8BIT OTP TYPE IO CONTROLLER DATA SHEET*

[2.03] Ramisetty, K. A., Pandit, A. B., & Gogate, P. R. (2013). Investigations into ultrasound induced atomization. *Ultrasonics Sonochemistry*, 20(1), 254–264. <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2012.05.001>

[2.04] *BOMBA DE AGUA DE BAJO CAUDAL RS PRO 20 DATASHEET*. (s. f.). RS. <https://docs.rs-online.com/a5d1/0900766b815825d1.pdf>

[2.05] TUBO FLEXIBLE VERSILIC SILICONE, TRANSLÚCIDO, NO REFORZADO, LONGITUD 50 M, DIÁM. EXT. 6MM; INFORMACIÓN TÉCNICA. (s. f.). RS. <https://docs.rs-online.com/aa9a/0900766b8164e9ac.pdf>

[3.01] Martínez, P., Ruiz, J., Martín, I., & Lucas, M. (2020). Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 181, 116057. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116057>

[3.02] TERMOHIGRÓMETRO E+E ELEKTRONIK EE210; DATASHEET. (s. f.). https://www.epluse.com/fileadmin/data/product/ee210/datasheet_EE210.pdf

[3.03] SENSOR DE HUMEDAD/TEMPERATURA HCT01 - EPLUSE DATASHEET. (s. f.). https://www.epluse.com/fileadmin/data/product/hct01/datasheet_HCT01.pdf.

[3.04] P. Martín, E. Martín, A.M. Loredó-Sauza, E. B. Camano, Utilización de anemómetro de hilo caliente a temperatura constante para mediciones de velocidad de aire en túnel de viento, *RIELAC*, Volume 25, 2014, Pages 78-92, ISSN 1815-5928

[3.05] Jørgensen, F. (2002). How to measure turbulence with hot-wire anemometers - a practical guide.

[4.01] Martínez, P., Ruiz, J., Martín, I., & Lucas, M. (2020). Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 181, 116057. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116057>





ANEXO I: CÓDIGO DE EES UTILIZADO PARA EL APARTADO 5.4

Patm=101325

T[1]=28,69195151 "Temperatura ambiente"

HR[1]=0,5735600783 "Humedad relativa ambiente"

C[1]=2 [m/s] "Velocidad del aire media en el túnel"

m_dot_w_atomizada=0,25/(40*60)

T[2]=28,69195151-0,454 "Temperatura media sección de medida"

HR[2]=0,594

"Salto de temperatura"

DT=T[1]-T[2]

"Eficiencia evaporativa"

Twb[1]=wetbulb(AirH2O;T=T[1];R=HR[1];P=Patm)

DTmax=T[1]-Twb[1]

Eff=100*DT/DTmax

"Eficiencia máxima teórica referida al agua inyectada"

v[1]=volume(AirH2O;T=T[1];R=HR[1];P=Patm)

w[1]=humrat(AirH2O;T=T[1];R=HR[1];P=Patm)

Area=0,492*0,712 [m^2]

m_air_dot=Area*C[1]/v[1] "Flujo másico de aire en el túnel"

"Agua entrada con el aire"

m_w_dot_air[1]=m_air_dot*w[1] "Agua en fase de vapor que entra con el aire"

m_w_dot_airMAX[2]=m_w_dot_air[1]+m_dot_w_atomizada "Agua total máxima
incorporando el agua atomizada"

$w[3]=m_w_dot_airMAX[2]/m_air_dot$ "Humedad específica considerando que se evapora toda el agua"

$m_w_dot_air[2]=m_air_dot*w[2]$ "Agua total medida en el aire con T[2]y HR[2]"

$w[2]=humrat(AirH2O;T=T[2];R=HR[2];P=Patm)$

$DT/DTmax=(w[1]-w[2])/(w[1]-w[4])$ "Calculo de la humedad especifica en saturación"

$Effi_maximatotevap=(w[1]-w[3])/(w[1]-w[4])*100$ "Eficiencia considerando que todo el agua se evapora"

$Effi_maximatotevap=(T[1]-T[3])/(T[1]-Twb[1])*100$ "CALCULO DE LA HIPOTÉTICA T3"

$Effi_evapagua=(w[2]-w[1])/(w[3]-w[1])*100$

