



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Caracterización de sistemas de acumulación
energética y enfriamiento evaporativo como
sistemas de reducción de consumos de
energía en los edificios.**

Autor:

Jorge Rico, Javier

Tutor:

**Velasco Gómez, Eloy
Departamento de ingeniería
energética y fluidomecánica.**

Valladolid, Junio de 2016.

Agradecimientos:

Creo que las personas que más se merecen mis agradecimientos no los necesitan.

No los necesitan porque hacen las cosas por gusto y no por obligación, y estoy seguro de que así seguirán siempre, pues esa es una de las claves del éxito que los ha llevado y que los llevarán a lo más alto.

Sin embargo me gustaría agradecer todos estos años a la gente que me ayudó a creer, que me animó y que no dejó que me rindiera nunca. Una mención especial para todo el grupo de Calor y Frío de la Universidad de Valladolid, especialmente a Eloy, Ana y Manuel que me ayudaron con todo lo que necesité.

Agradecer a mi familia, mi padre y mi madre, quién me educó para trabajar y luchar en cualquier situación pase lo que pase. También a mi hermano mayor al que admiro y que ha sido un ejemplo a seguir toda mi vida.

También palabras de agradecimiento a todos y cada uno de los compañeros que me han acompañado estos cuatro años. Desde el grupo 4 en primero hasta el grupo clase 2.0 con los que he compartido muchos momentos inolvidables.

Por último me gustaría también dedicar este trabajo a los integrantes de los AJA y de la Jube, porque nunca olvidaremos quienes somos ni de dónde venimos.

Muchas gracias a todos.

ÍNDICE

ÍNDICE	5
RESUMEN:	13
PALABRAS CLAVE:	13
ABSTRACT:	13
KEY WORDS:	13
OBJETIVOS	17
ANTECEDENTES:	21
CONTENIDOS	27

➤ **PARTE 1: INTRODUCCIÓN**

<u>CAPÍTULO I: PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA</u>	<u>35</u>
I.1 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA A NIVEL MUNDIAL	37
I.2 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA A NIVEL NACIONAL	42
I.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS EDIFICIOS	46
LEGISLACIÓN VIGENTE:.....	49
AYUDAS ECONÓMICAS:	50
I.4 BIBLIOGRAFÍA:	51
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS:.....	51
NORMATIVA.	51
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:	51
<u>CAPÍTULO II INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO</u>	<u>53</u>
II.1 INTRODUCCIÓN AL CONCEPTO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	57
II.2 TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA Y DE BULBO HÚMEDO	58
TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA	58

TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	59
ANÁLISIS TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA:.....	60
ANÁLISIS TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO.....	61
COMPARACIÓN DE AMBAS TEMPERATURAS	62
II.3 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO IDEAL Y REAL	63
ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO IDEAL	63
ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO REAL	64
II.4 TIPOS DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.....	68
SISTEMAS EVAPORATIVOS DIRECTOS.....	69
SISTEMAS INDIRECTOS	73
SISTEMAS EVAPORATIVOS MIXTOS	79
II.5 CONSIDERACIONES FINALES.....	80
II.6 BIBLIOGRAFÍA:.....	81
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS.....	81

CAPÍTULO III LEGIONELLA Y SU PROBLEMÁTICA.....83

III.1 INTRODUCCIÓN.....	85
III.2 LA LEGIONELLA Y LA LEGIONELOSIS.....	85
ENFERMEDAD DEL LEGIONARIO (NEUMONÍA):.....	86
FIEBRE DE PONTIAC:.....	87
III.3 CONDICIONES PARA LAS QUE SUPONE UN RIESGO.....	87
III.4 MANTENIMIENTO DE EQUIPOS PARA PREVENIR LA LEGIONELOSIS.....	90
III.4 BIBLIOGRAFÍA:.....	93
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS.....	93
NORMATIVA:	93
REFERENCIAS WEB	93

CAPÍTULO IV: HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE95

IV.1 INTRODUCCIÓN Y DESARROLLO HISTÓRICO DE LOS SISTEMAS	97
ZONA ESTE DE ESTADOS UNIDOS	99
ZONA OESTE DE ESTADOS UNIDOS	100
COMÚN A LOS ESTADOS UNIDOS.....	101
IV.2 DESARROLLO MODERNO DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	102
IV.3 DESARROLLO CONTEMPORÁNEO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO Y SUS PRINCIPIOS FÍSICOS.....	107
TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA	107
SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	107
REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA EN TEJADOS	108
SISTEMAS DE AYUDA SUBTERRANEA	108
IV.4 BIBLIOGRAFÍA:	111
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS:.....	111
REFERENCIAS WEB:	112

➤ **PARTE 2: DESARROLLO TEÓRICO**

CAPÍTULO V TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE MASA..... 115

V.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA	119
V.2 TRANSFERENCIA DE CALOR	120
V.2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN:.....	121
V.2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN:	125
V.2.3 TRANSMISIÓN DE CALOR POR RADIACIÓN:	139
V.3 TRANSFERENCIA DE MASA:	141
V.3.1 TRANSPORTE DIFUSIVO:	141
V.3.2 TRANSPORTE CONVECTIVO	144
V.4 TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA	146
V.5 BIBLIOGRAFÍA:	150
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS.....	150
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:	150

CAPÍTULO VI ANÁLISIS PSICROMÉTRICO Y ECUACIONES..... 153

VI.1 INTRODUCCIÓN A LA PSICROMETRÍA.....	157
VI.1.1 PROPIEDADES SOBRE LA PRESIÓN:.....	158
VI.1.2 PROPIEDADES SOBRE LA TEMPERATURA:	159
VI.1.3 PROPIEDADES SOBRE LA HUMEDAD:	160
VI.1.4 PROPIEDADES SOBRE LA ENTALPÍA:	161
VI.1.4 PROPIEDADES SOBRE EL VOLUMEN O DENSIDAD:	163
VI.2 DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS	164
VI.2.1 DIAGRAMA DE MOLLIER:	164
VI.2.2 DIAGRAMA ASHRAE:	166
VI.2.2 DIAGRAMA CARRIER:.....	168
VI.3 EVOLUCIONES PSICROMÉTRICAS.....	171
VI.3.1 MEZCLA ADIABÁTICA DE DOS CORRIENTES.....	172
VI.3.2 CONTACTO CON SUPERFICIE A DIFERENTE TEMPERATURA.....	175
VI.3.3 FLUJO DE AIRE SOBRE UNA CORTINA DE AGUA A TEMPERATURA CONSTANTE	181
VI.3.4 HUMECTACIÓN CON VAPOR.....	184
VI.3.5 PASO A TRAVÉS DE UN ABSORBENTE.....	186
VI.4 BIBLIOGRAFÍA:	189
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS:.....	189
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:	189

➤ **PARTE 3: DESARROLLO EXPERIMENTAL**

CAPÍTULO VII DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL..... 193

VII.1 DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	195
VII.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL	200
VII.2.1 UNIÓN DE TRATAMIENTO DE AIRE	200

VII.2.2 SONDAS DE TEMPERATURA:.....	203
VII.2.3 SONDAS DE HUMEDAD:.....	205
VII.2.4 PLACAS ORIFICIO:.....	209
VII.2.5 TOBERA CONVERGENTE:.....	210
VII.2.6 CONDUCTOS DE PVC:.....	211
VII.2.7 ADQUISIDOR DE DATOS:.....	212
VII.3 DISPOSICIÓN DE LOS EQUIPOS	213
VII.3.1 SONDAS DE TEMPERATURA:.....	213
VII.3.2 SONDAS DE HUMEDAD:.....	214
VII.3.3 PLACAS ORIFICIO:.....	214
VII.3.4 TOBERA CONVERGENTE:.....	215
VII.4 DISPOSITIVOS AUXILIARES	216
VII.4.1 ANALIZADOR DE PARTÍCULAS:	216
VII.4.2 CÁMARA TERMOGRÁFICA:	216
VII.4.3 DISPOSITIVO DE MEDIDA DE CONDUCTIVIDAD DEL AGUA:.....	218
VII.4.4 MEDIDOR DE CLIMATIZACIÓN MULTIFUNCIONAL:	219
VII.4.5 DISPOSITIVOS PARA CALIBRACIÓN:	219
VII.5 BIBLIOGRAFÍA	220
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS:.....	220
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:.....	220

CAPÍTULO VIII ANÁLISIS DE EXPERIMENTOS **221**

VIII.1 INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DE EXPERIMENTOS	225
VIII.1.1 CON EL OBJETIVO DE VER LA VARIACIÓN DE CALOR Y HUMEDAD INTERCAMBIADO (O1):.....	225
VIII.1.2 CON EL OBJETIVO DE ANALIZAR EL NIVEL DE PARTÍCULAS (O2):.....	227
VIII.2 TRATAMIENTO DE DATOS O1 VARIACIÓN SEGÚN TRES FACTORES.	228
VIII.2.1 CALOR SENSIBLE:	234
VIII.2.2 CALOR LATENTE:.....	236
VIII.2.3 PROCESOS ADIABÁTICOS Y NO ADIABÁTICOS	239
VIII.2.4 ENTALPÍA ESPECÍFICA TOTAL	244
VIII.2.5 EFICACIA EN LOS PROCESOS ADIABÁTICOS	246
VIII.2.6 HUMEDAD ESPECÍFICA ABSORBIDA POR EL AIRE	248
VIII.2.7 FLUJO DE CALOR SENSIBLE GANADO POR EL AIRE	250
VIII.2.8 FLUJO DE CALOR LATENTE GANADO POR EL AIRE	252
VIII.2.9 ANÁLISIS DE VARIANZA.....	254
VIII.3 TRATAMIENTO DE DATOS O2 ANÁLISIS DE PARTÍCULAS.....	292

➤ **PARTE 4: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS**

CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES **301**

IX.1 CONCLUSIONES GENERALES SACADAS DEL ESTUDIO	303
IX.2 CASO PRÁCTICO DE UTILIZACIÓN PARA EL AHORRO ENERGÉTICO	308
IX.2.1 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN	308

<u>CAPÍTULO X TRABAJOS FUTUROS.....</u>	<u>311</u>
X.1 TRABAJOS DE ANÁLISIS DE PARTÍCULAS Y ESTUDIO BACTERIOLÓGICO.	313
X.2 TRABAJOS DE RELACIÓN CAUDAL AIRE-AGUA.	313
X.3 TRABAJOS DE EFICACIA DE TEJIDOS EN SISTEMAS EVAPORATIVOS DIRECTOS Y DISTINTAS DISPOSICIONES.	314
X.4 TRABAJO DE CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO COMPLETO	314

RESUMEN

RESUMEN:

El presente trabajo de fin de grado tiene como objetivo el análisis de un sistema de enfriamiento evaporativo directo, la influencia de distintos factores como la temperatura la humedad o el caudal en su funcionamiento y la posibilidad de enfriamiento no adiabático. Asimismo también se analizará la modificación en el nivel de partículas clasificadas por tamaños para ver el peligro de transmisión de legionella que tiene el sistema.

Estos sistemas pueden servir como apoyo a sistemas de climatización o en algunos casos valerse por si mismos para conseguir condiciones de confort en condiciones calurosas y ambientes secos. Son sistemas económicos con un coste de funcionamiento muy reducido.

PALABRAS CLAVE:

Enfriamiento; evaporativo; climatización; directo; adiabático.

ABSTRACT:

The main objective of this work is to study and analyze a direct evaporative cooling system, the influence in its behavior of factors like temperature humidity or flow rate and the possibility of no adiabatic cooling. Moreover, the particle level modification classified by size will be analyzed. This particle analysis is important due to the legionella bacterium.

These systems can reduce the energy consumed by a climatic equipment or in some cases they can achieve comfort conditions by their own in dry and hot environment. These systems can save energy in a world where the energy demand is increasing and environmental policies for sustainable development are rising.

KEY WORDS:

Cooling, evaporative, air conditioning, direct, adiabatic.

OBJETIVOS

OBJETIVOS

El presente proyecto tiene tres grandes objetivos:

1. Caracterizar un equipo de enfriamiento evaporativo, y ver la influencia que tiene en él un cambio en tres de las principales variables del proceso, temperatura, humedad y caudal.
2. Estudiar la posibilidad y viabilidad de la deshumidificación, conjunta con el enfriamiento en estos sistemas.
3. Comprobar la seguridad de estos sistemas con un análisis de partículas desde el punto de vista del contagio de legionella, así como la limpieza del aire por utilizar estos sistemas.

Con estos tres puntos, se tiene como objetivo final, la viabilidad de este tipo de sistemas y el uso de ellos para el ahorro energético, en sistemas de acondicionamiento de aire.

ANTECEDENTES

ANTECEDENTES:

Con un objetivo claro de ahorro energético, el Grupo de Termotecnia del departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, ha llevado a cabo un gran número de proyectos e investigaciones acerca de los enfriadores evaporativos.

El equipo experimental que se va a ensayar en este proyecto, ya fue caracterizado por este grupo en un proyecto titulado “Caracterización de un sistema de enfriamiento evaporativo utilizando una superficie húmeda textil”. Este estudio fue realizado por Eloy Velasco Gómez la colaboración de Francisco Javier Rey Martínez, Ana Tejero González e Ismael Gobernado Arribas.

Esta caracterización consistía en ver la variación que experimentaba el equipo con caudales, temperatura y humedades. Sin embargo, en este caso, la temperatura la humedad y el caudal, no eran especificados cualitativamente, sino cuantitativamente.

A esto hay que sumarle que el grupo contaba con una UTA que no era capaz de proporcionar caudales elevados. Por ello no pudo verse el poder del equipo ni la variación de prestaciones de una forma eficaz.

Cabe destacar la aportación a este campo de la tesis de la doctora Ana Tejero González denominada “Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrico carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire”, en la que se estudiaron tanto sistemas de enfriamiento evaporativo directos, como indirectos y de la cual se ha obtenido información valiosa en el funcionamiento de estos.

Otro trabajo, llevado a cabo por el mismo grupo fue un proyecto fin de carrera realizado por Verónica García González denominado “Estudio teórico del enfriamiento adiabático y caracterización experimental de un sistema de enfriamiento evaporativo con relleno rígido” y publicado en 2010.

Todos estos documentos han servido de precedente a este proyecto y de ellos se ha sacado información muy valiosa, tanto del funcionamiento de un sistema evaporativo directo como de la posible problemática que puede llevar consigo y la forma de solucionar estos problemas.

Este proyecto abordó un estudio teórico de transferencia de masa en un enfriador evaporativo directo y se comparó con los resultados de la experimentación de un equipo comercial con el que contaba el grupo, denominado FA6. Este equipo puede verse en la figura 1:



Figura 1 Sistema de enfriamiento evaporativo directo FA6 de Munters.

Siguiendo la línea de ahorro energético, el grupo presentó otro proyecto denominado “Ahorro en la demanda de energía para el acondicionamiento del aire con colectores solares en invierno y refrigeración evaporativa en verano” y realizado por el alumno Jesús Miguel, Berlanga, Barrera en el año 2015.

En este proyecto se abordó un estudio más práctico tanto de sistemas de enfriamiento evaporativo como de colectores solares, para el ahorro energético de los edificios.

Por último se quiere destacar también el artículo publicado por el doctor Eloy Velasco Gómez denominado “Mantenimiento de sistemas de Enfriamiento Evaporativo” en la revista MundoHVAC de marzo de 2009.

En este artículo, se explican problemas que pueden surgir por una mala higiene y un mal mantenimiento de los sistemas de enfriamiento evaporativo y la manera de solucionarlos si se lleva un proceso de mantenimiento adecuado.

CONTENIDOS

CONTENIDOS

El contenido de este trabajo se ha separado en 4 partes principales y cada una de estas partes en una serie de capítulos como se expresa a continuación:

Parte 1: Introducción.

La introducción pretende situar al lector en el contexto en el que se ha realizado el trabajo. Este contexto se explica dentro de la problemática energética que existe en la actualidad, con el uso excesivo de la misma y que ha llevado al desarrollo de nuevos sistemas para buscar un ahorro tanto energético como económico.

A esto se le añade una pequeña descripción general del funcionamiento de los sistemas de enfriamiento evaporativo. Además se explicará la problemática de los mismos relacionados con la bacteria Legionella Pneumophila.

Por último se explicará el estado de estos sistemas evaporativos directos en la actualidad, su implantación y su normativa.

Los capítulos correspondientes a esta parte son:

Capítulo I Problemática energética.

Capítulo II Introducción a los sistemas de enfriamiento evaporativo.

Capítulo III Legionella y su problemática.

Capítulo IV Estado del arte de los sistemas evaporativos.

Parte2: Desarrollo teórico.

Esta segunda parte se centrará en la descripción del funcionamiento de los sistemas evaporativos, centrándose en los directos. Se explicará cómo se realiza el intercambio de calor de forma sensible y latente con intercambio de masa y las ecuaciones que rigen este funcionamiento. Se explicará el análisis psicrométrico y las ecuaciones que derivan de él. Sumado a esto se expresará la posibilidad de conseguir no solo enfriamiento de aire sino incluso deshumidificación del mismo.

La estructura dividida en capítulos de esta parte es:

Capítulo V: Transferencia de calor y masa.

Capítulo VI: Análisis psicrométrico y ecuaciones.

Parte3: Desarrollo experimental.

Seguidamente al desarrollo teórico se planteará el desarrollo experimental seguido durante la realización del presente trabajo. Esto incluye la descripción del dispositivo experimental y del equipo de experimentación. La planificación de experimentos y el procedimiento de análisis de los mismos.

De esta manera, la tercera parte queda dividida en los siguientes capítulos:

Capitulo VII: Descripción del equipo experimental

Capitulo VIII: Análisis de experimentos

Parte4: Conclusiones y trabajos futuros.

Para cerrar el trabajo, se dispondrá de un apartado para estudiar las conclusiones a las que se han llegado. De esta manera ver si se han conseguido satisfactoriamente los objetivos marcados y ver que aportaciones se han realizado al campo. Para finalizar, se plantea una serie de sugerencias para estudios futuros relacionados con los equipos de enfriamiento evaporativo directos.

Los capítulos que componen la parte final son:

Capítulo IX: Conclusiones y consecución de objetivos.

Capítulo X: Trabajos futuros.

Aclaración sobre figuras, tablas, ecuaciones bibliografía y anexos.

Se quiere aclarar en este apartado la nomenclatura de las figuras, tablas, ecuaciones así como las referencias bibliográficas que aparecen a lo largo del texto y la mención a los anexos.

Para hacer referencia a la bibliografía, se usará el sistema de orden de aparición en el texto. Se hará una distinción en cuanto a la fuente pudiendo ser bibliográfica, web o normativa.

De este modo en la lista bibliográfica de cada capítulo se indicará el número del orden de aparición dentro del texto, el apellido e inicial del autor o autores, el título del libro, editorial, ISBN, lugar y fecha de publicación si se trata de una referencia bibliográfica como se ve en el siguiente ejemplo.

[2] Jorge, J. *Ejemplo de nomenclatura*. Editorial Uva. ISBN 456-21-1324. Valladolid, 2016.

Si es necesaria la citación explícita dentro del documento, se realizará entre corchetes, indicando con una separación por comas el número de referencia de la bibliografía (por orden de aparición), el autor y el año de publicación. Por ejemplo, la referencia anterior:

[2, Jorge, 2016]

Si la referencia se trata en un trabajo de fin de grado, proyecto o tesis doctoral, el formato en la lista bibliográfica corresponderá al apellido junto con la inicial del autor. Posteriormente el título del trabajo, seguido del centro dónde se realizó, el lugar y la fecha de publicación. Un ejemplo sigue a continuación:

[5] Jorge, J. TFG *“Sistemas evaporativos y sus utilidades”*. UVa. Valladolid, 2016.

La citación explícita en el texto se realizará igual que se hace con una fuente bibliográfica común.

Si la referencia concierne a un artículo científico su referencia en la lista bibliográfica se presentará con el apellido y la inicial del autor. Seguido a esto el nombre del artículo publicado y tras ello la plataforma de publicación y el año de la misma. El ejemplo siguiente ilustra este formato.

[8] Jorge, J. *“Evaporative cooling systems”*. *Science trial*. 1985.

La citación explícita en el texto se realizará igual que se hace con una fuente bibliográfica común.

Si la referencia citada es un artículo en una revista científica concreta, la citación en la lista bibliográfica se hará de la siguiente manera. Apellido e inicial del autor, seguido del título del artículo, la revista dónde se publicó. Ejemplar de la revista, lugar y fecha de publicación y por último las páginas dónde se encuentra el artículo.

Un ejemplo que sirve como ilustración puede ser:

[1] Jorge, J. *“Procedimientos de cálculo numérico”*. El entrevistador. N°321. Madrid 2016. Pp 45-47.

La citación explícita en el texto se realizará igual que se hace con una fuente bibliográfica común.

Si la referencia tiene como objeto una página web, se indicará en la lista bibliográfica con el número del orden de aparición dentro del texto precedido por una letra W, el nombre del dominio y el de la publicación o referencia, la dirección web subrayada y el día de la última consulta. Puede verse un ejemplo a continuación.

[W-3] Google, Estudios sobre la búsqueda. www.google.es . Última consulta 28/03/2016.

Para la citación dentro del texto bastará únicamente con exponer entre corchetes la letra W, seguida del número de referencia de la web. Por ejemplo, la citación a la referencia anterior:

[W-3].

Si por el contrario es una norma la referencia consultada, se usará el siguiente formato en la lista bibliográfica. Letra N y número de orden de aparición dentro del texto, nombre de la norma. Un ejemplo es el siguiente.

[N-12] Norma UNE-EN-ISO 213564.

La citación dentro del texto se realizará de forma parecida al de una página web. Entre corchetes, el número que indica el orden de aparición dentro del texto precedido de N-, para indicar que es una norma. Tomando referencia del ejemplo anterior:

[N-12]

Se ha creído conveniente especificar la bibliografía por capítulos para facilitar la búsqueda de información del lector y el entendimiento de la misma.

En cuanto a la nomenclatura de las figuras y las tablas, está se realizará en función del capítulo, apartado y orden de aparición de las mismas. Se identificarán con 3 números. El primer número, vendrá en forma de número romano y hará referencia al capítulo de aparición de las figuras/tablas. Seguido de este y separado por un punto vendrá el número correspondiente al apartado del capítulo y a continuación el orden de aparición del objeto en cuestión separado también por un punto. Posterior a esto, se indica el nombre de la figura o tabla. Por ejemplo:

Figura II.2.5 Imagen de muestra.

Tabla III.1.2 Tabla de muestra.

La mención a una figura o tabla dentro del texto se realizará entre paréntesis indicando si es una figura o una tabla y seguido de su numeración correspondiente. Utilizando el ejemplo anterior.

(Figura II.2.5).

(Tabla III.1.2).

Si se ha utilizado una figura o tabla proveniente de un tomo de la bibliografía, esta se indicará en su nombre, al igual que una referencia en el texto, distinguiendo el tipo de fuente, bibliográfica, web o normativa. Pueden verse los tres ejemplos a continuación.

Figura II.2.5 Imagen de muestra [2, Jorge, 2016].

Tabla III.1.2 Tabla de muestra [W-2].

Figura I.5.1 Imagen ejemplo [N-5].

Las ecuaciones, por su parte se ha decidido nombrar únicamente con dos números y a la derecha de la misma. Estos números están separados por un punto siendo el primero el número del capítulo al que pertenece en romano y el segundo el orden de aparición de la ecuación dentro del capítulo. Precedidos a estos se escribe una letra “E” y un guión, para indicar que es una ecuación. Toda la nomenclatura se introducirá entre paréntesis, para hacer una buena distinción de la ecuación y su nombre como puede verse en el siguiente ejemplo.

$$y = x + 2t \qquad \text{(E-VI.2)}$$

Para finalizar este apartado de aclaración, los anexos se referirán en el texto simplemente por su número y nombre entre corchetes, como se indica en el ejemplo, existiendo una lista de anexos al final del texto e incluyéndose todos ellos en un CD que se encuentra en la contraportada de este tomo.

[Anexo1, Dispositivos]

Se ha optado por esta opción de no incluirlos en el texto principal, para hacer más cómoda al usuario la lectura de este documento y centrar el texto a lo realmente importante.

A la hora de nombrar figuras o tablas en los anexos, así como ecuaciones, no se profundizará en su nombre nada más que indicando el número de figura, tabla o ecuación que corresponde según el orden de

aparición en el anexo, precedido por la letra A. Puede verse un ejemplo a continuación:

[Figura A5]

Ec-A2

[Tabla A4]

El número 2, 4 o 5 no hacen referencia al número de anexo al que se pertenece sino al orden de aparición de cada elemento dentro de los de su familia, en el anexo en el que estén insertos. No se numera el anexo puesto que estos pueden ser leídos de forma independiente, no causando confusión el no indicar el número de anexo al que pertenecen, sino todo lo contrario, da claridad.

PARTE 1: INTRODUCCIÓN

Capítulo I Problemática energética.

Capítulo II Introducción a los sistemas de enfriamiento evaporativo.

Capítulo III Legionella y su problemática.

Capítulo IV Estado del arte de los sistemas evaporativos.

CAPÍTULO I: PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA

ÍNDICE

CAPÍTULO I: PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA	35
I.1 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA A NIVEL MUNDIAL.	37
I.2 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA A NIVEL NACIONAL.	42
I.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS EDIFICIOS	46

I.1 Problemática energética a nivel mundial.

El mundo está cada vez más globalizado e industrializado. Este desarrollo trae consigo una necesidad energética inherente. La construcción de infraestructuras, el transporte, la industrial, el confort en los edificios, son solo unos pocos ejemplos de la necesidad global de una fuente energética para cualquier actividad.

Esta fuerte demanda de energía, que crece año tras año unida a su distribución mayoritaria en energía de origen fósil, ha traído consigo graves problemas de contaminación por gases nocivos y también problemas de efecto invernadero donde tiene mucha importancia el CO₂ que estos combustibles desprenden.

A este problema de contaminación hay que unirle el aumento progresivo de los precios de los combustibles fósiles convencionales. Esto hace que exista una importancia extrema desde el punto de vista tanto social como ambiental y económico en la temática energética y que los gobiernos lleven a cabo políticas energéticas de desarrollo sostenible.

Por ello se ha hecho necesario la investigación de nuevas fuentes de energía renovables y de bajo consumo para distintos ámbitos. En este contexto cobra importancia un proyecto como el que se está describiendo, donde se quiere demostrar el aprovechamiento energético de los sistemas de enfriamiento evaporativo, cuyo consumo energético operativo es muy reducido. De esta manera se podría reducir el uso de la energía para el acondicionamiento de aire en condiciones de alta temperatura y progresar en todos los ámbitos anteriormente expuestos.

A continuación se muestra un gráfico con la evolución de la energía primaria consumida a nivel mundial separada por sus fuentes (Figura I.1.1)

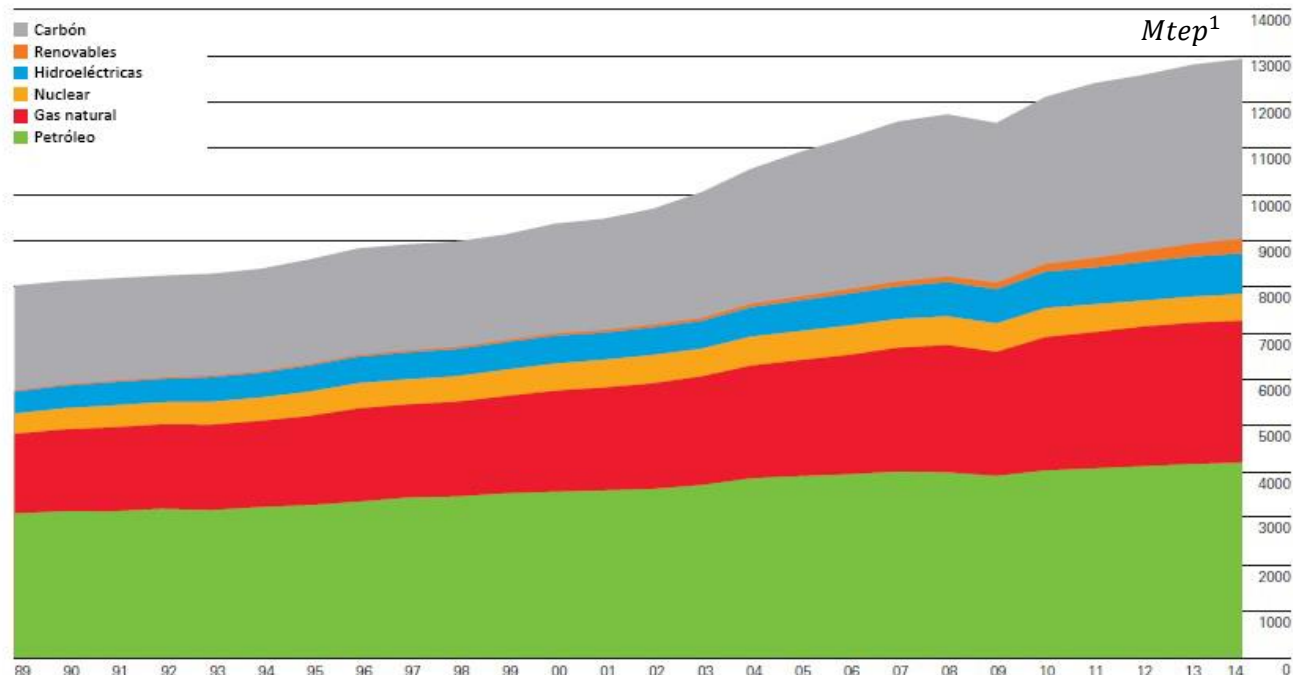


Figura I.1.1 Evolución de energía consumida a nivel mundial en Mtep [W-1]

En la figura se muestra como siguen predominando las energías de origen fósil como el petróleo el gas natural y el carbón que constituyen más del 80% del consumo mundial.

El estudio citado [W-1] desvela que el crecimiento del consumo energético en 2008 fue negativo, debido principalmente a la situación de crisis mundial que se empezó a desarrollarse en ese año. Sin embargo el crecimiento desde entonces siguió aumentado hasta colocarse hoy en día cerca de 13.000 Mtep.

También puede verse en la figura como las energías renovables han ido creciendo en la última década, doblando su producción. Sin embargo este crecimiento sigue sin hacer que se tenga un consumo de energías renovables significativo ya que no alcanza el 2.5% del consumo mundial.

También ha querido ilustrarse el consumo per cápita (Figura I.1.2) para ver cómo se distribuye el consumo energético por regiones.

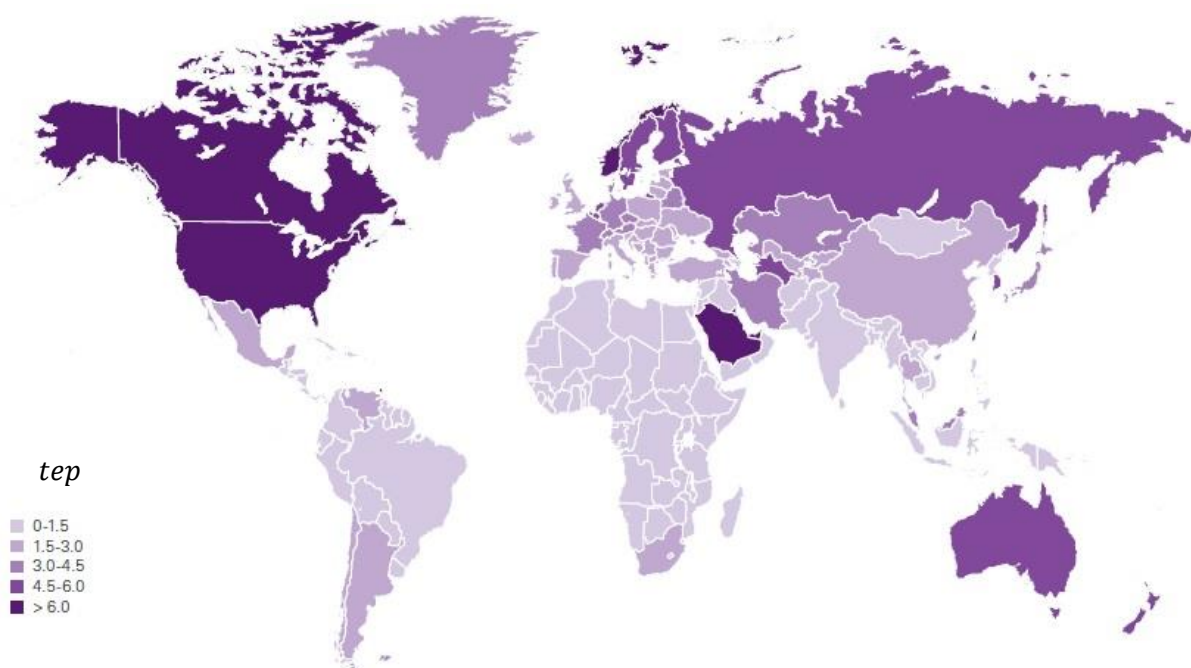


Figura I.1.2 Consumo per cápita a nivel mundial [W-1]

De esta figura destaca el consumo de energía de países desarrollados como Estados Unidos, Canadá o Rusia, además de Arabia Saudí (uno de los principales productores de petróleo). También se puede ver como un país tan importante como China, dónde la población es enorme, iguala en consumo per cápita a muchos de los países europeos. Esto puede tomarse como una evidencia de que el desarrollo económico, conlleva consigo un gran gasto energético pues países menos desarrollados como los países de América del Sur o parte de Asia, tienen un consumo energético muy inferior, por no hablar de África.

Del resumen del informe de la Agencia Internacional de la Energía, IEA en inglés, [1, IEA, 2015] se pueden destacar varios puntos entre los que se encuentran los siguientes:

- China es el mayor consumidor y productor de carbón del mundo y en 2030 se espera que supere a Estados Unidos como país con más consumo de petróleo del mundo y en 2040 duplique el consumo global respecto del de este país. Esto es debido al gran desarrollo que está viviendo el gigante asiático, pero también se estima que su modelo económico se vaya encaminando a un sector terciario por lo que consumirán menos energía por unidad de crecimiento económico. Las políticas que se están llevando a cabo en temas energéticos harán que China frene temporalmente su crecimiento de emisiones de CO2 debido

al uso de las energías renovables hasta 2030, dónde encontraremos un pico preocupante. [1, IEA, 2015].

- La India empieza a tener una mayor importancia y acapara una cuarta parte del crecimiento del consumo energético de 2015. La India pese a tener una población equivalente a 1/6 de la población global, hoy en día no consume más del 6% de la energía que se consume en el mundo. Sin embargo se prevé que sea el país con mayor crecimiento energético, aumentando mucho su consumo de carbón y de petróleo. También se estima que aumenten las energías libres de producción de CO₂ sobre todo la eólica y la solar, dónde India tiene un gran desarrollo y unas ambiciones de igual magnitud. Esto deberá llevar a la India a cumplir su promesa para 2030 de no superar en producción eléctrica el 40% la energía de origen fósil. [1, IEA, 2015].
- Enlazado con el punto anterior, cabe destacar el próspero futuro de las energías renovables en el sector eléctrico. Un sector eléctrico que cada vez acapara más energía primaria y que en 2040 se prevé que alcance el 25% del consumo energético mundial. Por ello tienen una gran importancia los recursos que se invertirán en este sector en cuanto a energías renovables, liderando el camino hacia un sistema energético con menos emisiones de CO₂ [1, IEA, 2015]. El informe, en su resumen, advierte de que haciendo una inversión del 60% del total invertido en energías renovables en el sector energético hasta 2040, la generación eléctrica basada en renovables aumentará 8300TWh. Este número es muy elevado ya que equivale a toda la producción de electricidad con energía de origen fósil en Estados Unidos, la Unión Europea y China juntos en la actualidad. De esta manera si se cumplen las previsiones, un 50% de la energía eléctrica procederá de fuentes renovables en la Unión Europea, un 30% en China y Japón y un 25% en Estados Unidos en el año 2040. Hay que destacar las optimistas expectativas que nos da este sector. Sin embargo, también seguirá aumentando la demanda de energías fósiles en el sector, pues el crecimiento energético se estima muy elevado.
- Por último el informe destaca que aunque las nuevas políticas energéticas están surgiendo impulsadas por la COP21², las medidas tomadas aún no son suficientes para alcanzar un desarrollo sostenible. Los 7,4 billones USD acumulados en inversión de energías renovables hasta 2040 solo son un 15% de la inversión total en energía hasta entonces. Esto choca con lo expuesto en el anterior párrafo dónde en el sector eléctrico se invertirá un 60% de los recursos. Esto es así, debido

a que otros sectores de uso final de la energía como puede ser el transporte o la industria, tienen más dificultad para reemplazar sus combustibles fósiles por energías renovables.

Como resultado, aunque el aumento de emisiones de CO₂ con el consumo energético crece cada vez más lento, no se ha conseguido una disociación eficaz entre el crecimiento económico y las emisiones de CO₂ debidas al uso energético. De esta manera el objetivo marcado por la COP21 del aumento de 2°C en la temperatura global con respecto a la era preindustrial, no podrá verse alcanzado.

- Las medidas a tener en cuenta para la consecución de un desarrollo sostenible son el aumento de la eficiencia energética tanto en la industria como en el transporte y en los edificios [1, IEA, 2015] y la reducción del uso de centrales de carbón y otros combustibles fósiles en la producción de electricidad en favor de las energías renovables. El primer punto es muy importante porque la energía más limpia es aquella que no se usa por lo que hay que intentar aumentar la eficiencia para consumir la menor cantidad de energía posible para lograr nuestros objetivos.
- Como resumen al contexto global del sistema energético en la actualidad y las previsiones para un futuro se puede decir que:
 - Las nuevas políticas energéticas de eficiencia energética e inversión en energías de bajas emisiones de CO₂, están marcando un inicio de la descohesión del aumento de estas con el crecimiento económico.
 - Estas medidas, por otro lado no alteran el panorama mundial de las crecientes necesidades energéticas, centradas en países con economías crecientes como China, India y Oriente Medio.
 - Este aumento de la demanda energética se centra en los países que no son miembros de la OCDE³ porque en los miembros las tendencias económicas y demográficas, junto con las medidas de eficiencia energética, han llevado a estos países a reducir su demanda energética. Cabe destacar la media de los países de la Unión Europea que desde 2007 y hasta 2040 prevén una reducción de un 15%.
 - Hay dos acciones claras para conseguir el objetivo del desarrollo sostenible. **Una mayor eficiencia energética y una reducción de las fuentes de origen fósil.**

I.2 Problemática energética a nivel nacional.

España sigue una evolución parecida a sus compañeros de la Unión Europea en temas energéticos. Sin embargo su origen no ha sido el mismo. Esta parte del texto va apoyarse en el principal organismo nacional de ahorro energético el IDAE, Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético.

España es un país que tiene mucha dependencia energética en comparación con los países miembro de la Unión Europea, un 72.1% frente a la media europea de 53% [2, IDAE, 2013].

Esto se debe a que tiene una estructura energética donde predomina el petróleo, siendo importando casi en su totalidad. Por ello en su origen España tiene aún más urgencia en reestructurar su sistema energético, no solo por temas ambientales sino por una fuerte dependencia económica.

En este contexto se elaboró el PER, "Programa de trabajo de la energía renovable-Las energías renovables en el siglo XXI: construcción de un futuro más sostenible", el 10 de Enero de 2007.

En este programa de trabajo se concluyó que el 20% de la cuota global de energía procediera de fuentes renovables [3, IDAE, 2011] y más específicamente que un 10% de la energía dedicada en el transporte también tuviera este origen en 2020.

Además en la Comunicación de la Comisión de 19 de Octubre de 2006 que tenía por nombre "Plan de acción para la eficiencia energética: realizar el potencial", se propuso una mejora del 20% en la eficiencia energética en 2020. Sumado a esto se estableció el objetivo de una reducción del 20% de los gases de efecto invernadero, formado el famoso plan de objetivos 20-20-20.

Estos planes fueron aprobados por el Consejo Europeo en marzo del 2007, invitando a presentar a los Estados miembros Planes de Acción Nacional de Energía Renovables (PANER), comprometiéndose a ello España.

Con estos objetivos, España se encuentra en un proceso de reestructuración del sistema energético y optimización del mismo. Se evoluciona a una estructura más diversificada y equilibrada [2, IDAE, 2013].

Desde el año 2004 la demanda energética ha dejado de crecer como venía haciéndolo hasta entonces. El mayor exponente de disminución de la

demanda energética pudo verse en 2008, con el 8.5%, debido a la gran crisis económica que aconteció en ese año. Puede verse la evolución del consumo de energía primaria y de uso final (descontando usos no energéticos), en la siguiente figura (Figura I.2.1)

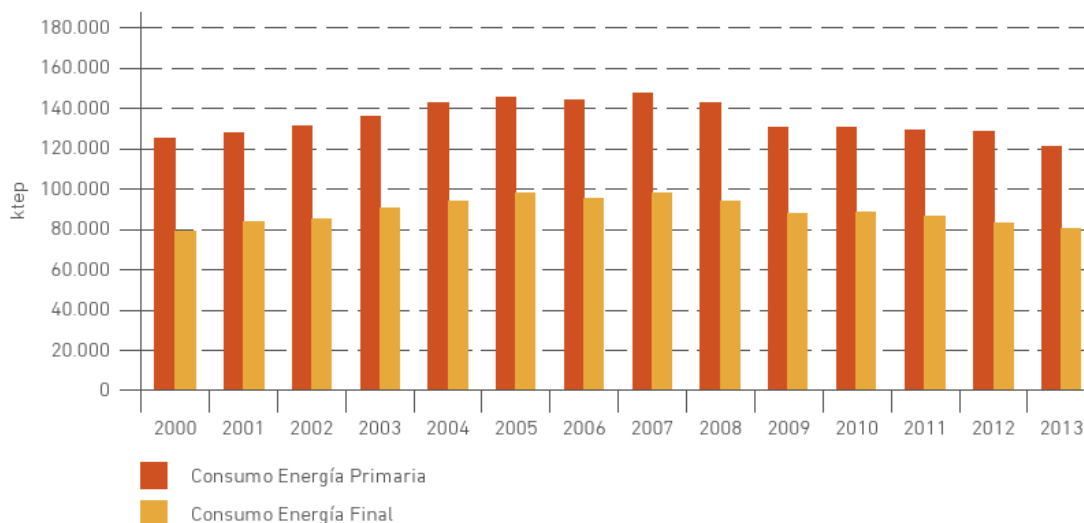


Figura I.2.1 Evolución temporal del consumo energético en España.
[2, IDAE, 2013]

Tras el inicio de la crisis se puede apreciar en la figura como se ha creado una situación de estabilidad a la baja. Los últimos datos de 2013 proporcionados por el IDAE, desvelan un decrecimiento de la demanda energética de un 6%, destacando la caída del carbón un 32.1%, la energía nuclear un 7.7%, el gas natural un 7.5% y el petróleo un 1.9. Por otra parte puede verse en la siguiente tabla como se incrementó la producción de energías renovables un 7.5% en el mismo año (Tabla I.2.1)

Fuentes	2000	2004	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Carbón	20.936	19.168	21.598	20.129	21.049	20.513	17.908	20.037	13.504
Productos petrolíferos	64.990	67.143	67.303	69.122	70.960	71.430	71.189	71.739	68.834
Gas	15.216	16.397	18.748	21.349	25.167	29.838	31.227	31.778	34.903
Nuclear	16.211	16.603	16.422	16.125	16.576	14.995	15.669	14.360	15.369
Renovables	6.815	8.157	6.894	9.196	8.815	8.397	9.164	10.007	10.552
Total	124.551	127.764	131.423	136.029	142.307	145.058	144.875	147.426	142.213

Tabla I.2.1 Evolución del consumo de energía primaria en España en ktep. (Fuente IDAE)

En esta tabla puede apreciarse con valores numéricos que aunque desde 2000 el consumo de energías renovables casi se duplica, este sigue teniendo muy poca importancia en el global, menos de un 10%.

Asimismo el 27.9% del autoabastecimiento de energía, que ya se ha dicho que es muy bajo, se subdivide principalmente en dos grupos, la nuclear que supone un 43.8% y las renovables que en 2013 ya han superado a la anterior con un 49.4% y encabezan la producción de energía en España.

Si hablamos de la distribución del consumo de la energía por sectores, en el último estudio llevado a cabo por el IDAE en 2012, puede verse que el mayor sector consumidor de energía es el transporte con un 40,0%. (Figura I.2.2)

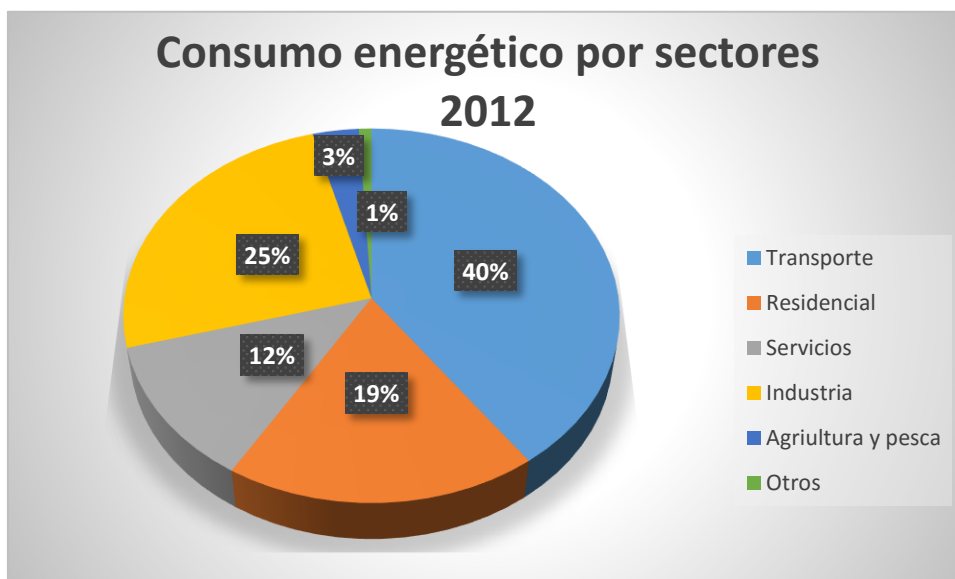


Figura I.2.2 Porcentaje de consumo energético por sectores, año 2012(Fuente IDAE)

Por ello, la mayor parte de la energía consumida en España proviene del petróleo y por ello también los esfuerzos del gobierno en la eficiencia energética en este sector son muy grandes, con planes de ayuda para la renovación de flota de vehículos como los planes PIVE.

En este trabajo tiene mayor importancia los sectores industrial y residencial, sobre todo este último. Entre ambos suman un 44% del consumo energético y es en este marco donde los sistemas de enfriamiento evaporativo pueden ser usados. Como vemos este porcentaje casi cubriendo la mitad del ámbito nacional puede ser muy importante tanto desde el punto de vista ambiental como económico.

Para concluir con la exposición de la situación actual de España en el ámbito energético es importante hablar de la intensidad energética.

Este parámetro relaciona el consumo energético con el Producto interior bruto (PIB), siendo un indicador del buen aprovechamiento de la energía relacionado con la actividad económica.

A pesar que desde la crisis que asola al país desde 2008 el PIB se ha visto reducido, la reducción del consumo energético a sido algo mayor. Por ello la intensidad energética en España ha aumentado un 4.9% en la energía primaria y un 1.7% en la energía final en 2013. [2, IDAE, 2013] Esta diferencia se debe a que la mayor reducción de consumo energético se ha dado en la producción de electricidad con fuentes de energía renovables.

Por tanto podríamos extraer varias conclusiones de la situación actual de España:

- El sistema energético lo domina el uso del petróleo, que es importado.
- Se ha progresado con la producción de energías renovables autóctonas.
- Es necesario un mayor aumento de la producción autóctona y diversificada, para no depender tanto de importaciones pues puede ser peligroso en el panorama energético actual.

Para llevar a cabo estos objetivos se plantean dos grandes acciones:

1. Aumentar la eficiencia energética y fomentar el ahorro de energía.

Al igual que se ha explicado en el contexto global, la energía menos contaminante es la que no se usa. Por ello hay que intentar crear sistemas energéticos eficientes y desterrar los antiguos e ineficientes. De esta manera, sin alterar el desarrollo de la técnica, se conseguirá un ahorro energético considerable.

Con este objetivo y de acuerdo con directivas europeas, se han elaborado planes de eficiencia energética a nivel nacional datando la última actualización de 2014.

Por otra parte la educación y concienciación global de los ciudadanos es importante para conseguir un ahorro de la energía. Es necesario que en el sector residencial que abarca un 16% del consumo global, se tenga conciencia de los problemas energéticos a nivel nacional e

internacional y de esta manera colaborar en la mejora de la estructuración del sistema energético Español.

2. Potenciar la entrada de energías renovables autóctonas de distinta naturaleza.

El principal problema que presenta España frente a otros países como Estados Unidos o Rusia, es que no cuenta con explotaciones de petróleo, que hoy día sigue siendo la principal fuente de energía en el país. Esto da un problema de seguridad de abastecimiento importante en un mundo energético incierto como el que se está viviendo en los últimos años.

En este contexto, una potenciación de energías renovables con carácter autóctono, supondría una mayor seguridad de abastecimiento.

I.3 Eficiencia energética en los edificios

Uno de los principales propósitos del Plan Nacional de Eficiencia Energética 2014-2020, que es el último plan propuesto a nivel estatal para cumplir con las Directivas de la Unión Europea sobre la eficiencia y el ahorro energético, es reducir el consumo de energía en los edificios.

Contando con un apartado específico dentro del plan, incluye dentro de la eficiencia energética de los edificios los servicios con mayor peso de consumo energético como calefacción, climatización, ventilación, iluminación, producción de agua caliente sanitaria y servicios específicos de cada edificación.

El consumo de energía final en el sector edificios puede dividirse claramente en dos.

- Sector residencial o de viviendas.
- Sector servicios.

El consumo es inferior a la media europea en el sector residencial y la intensidad también lo es en el sector servicios como puede verse en la figura.(figura I.3.1)

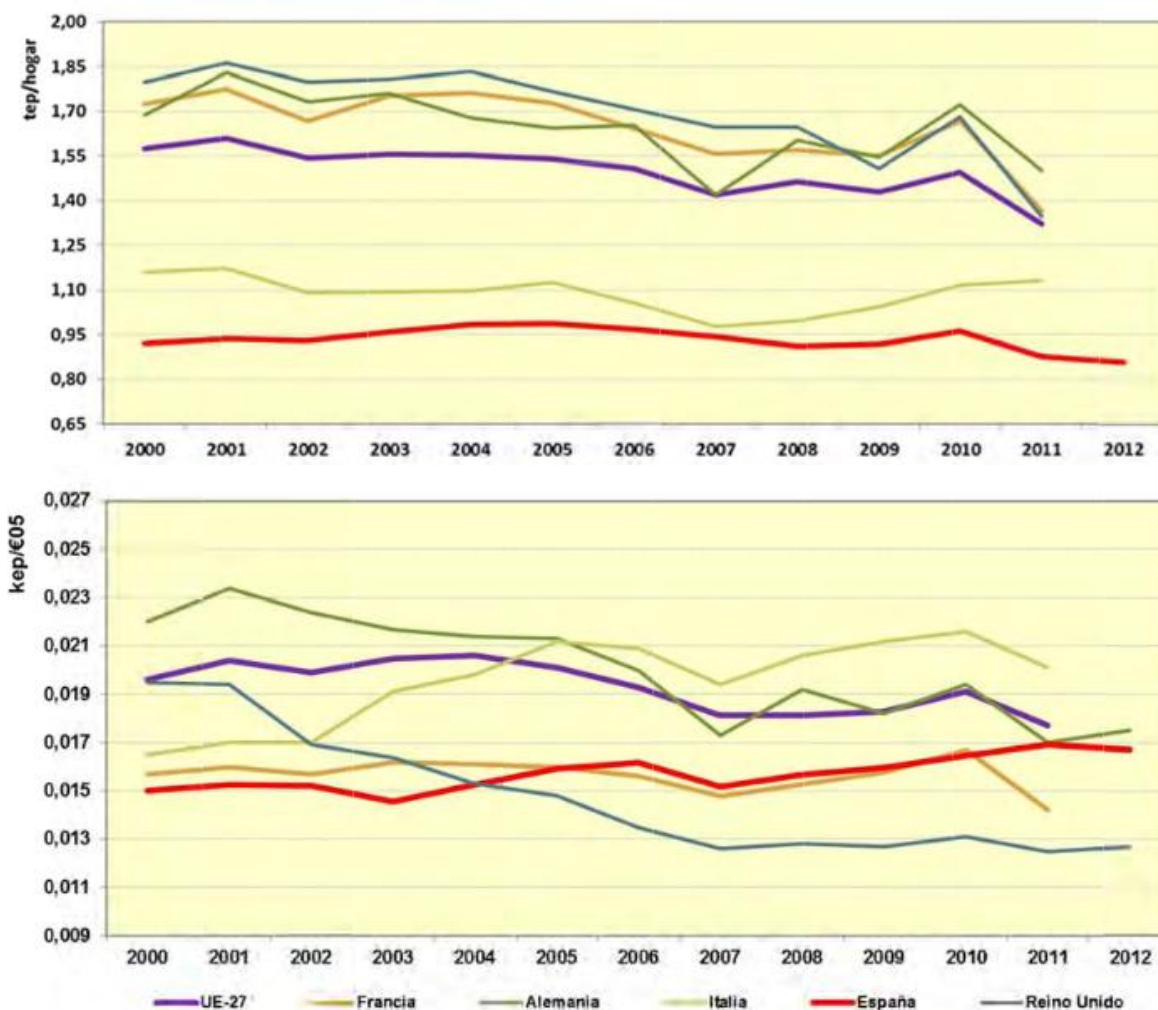


Figura 1.3.1 Consumo energético en edificios de uso doméstico arriba.
Intensidad de consumo en edificios de servicios abajo [4, IDAE, 2012]

Por otra parte, el sector de la construcción ha sido gravemente dañado desde la entrada de la crisis. Además en España según recoge se recoge en las Estadísticas de Construcción del Ministerio de Fomento, la rehabilitación de viviendas ha tenido siempre un mercado muy reducido en España.

Por ello una buena idea es la integración de un sistema de rehabilitación de edificios que permita obtener una mejor eficiencia energética en los mismos y de esta manera reducir aún más el consumo. Estas actuaciones supondrían una oportunidad para el sector de la construcción y de la energía que a su vez crearían puestos de trabajo en ambos sectores. [4, IDAE, 2012]

De esta actuación se deduce que la rehabilitación de edificios para un mejor aprovechamiento energético y su posterior certificación supondría un

gran beneficio en su conjunto en términos económicos, sociales y medioambientales.

Por ello y para conseguir el cumplimiento del artículo 4 de la Directiva 2012/27/UE del Parlamento Europeo, el ministerio de fomento elaboró una “Estrategia española a largo plazo para la rehabilitación energética en el sector de la edificación en España”.

Esta estrategia entre otras cosas recoge una serie de medidas para conseguir a largo plazo unos beneficios tanto económicos como energéticos y medioambientales. Las principales medidas que se recogen son:

- **Medidas administrativas:** Orientadas a fomentar la correlación entre las administraciones públicas para agilizar los trámites y conceder licencias. De esta manera se reducen los costes de tiempo y esfuerzo en los proyectos que se vayan a desarrollar [5, Ministerio de fomento, 2014].
- **Medidas financieras:** Encaminadas a mejorar la financiación y garantizar la viabilidad económica de los proyectos. Se intentará atraer capital privado, reduciendo el coste para las familias y la administración pública debido a las subvenciones.
- **Medidas empresariales:** Tienen como objetivo fomentar la participación de las empresas para que desarrollen un modelo de negocio centrado en la rehabilitación y eficiencia energética. De este modo se promueve el diseño de productos estándares que serán reconocibles por los clientes por su calidad y su alto valor añadido y que supongan un ahorro para los mismos.

Además de esto la creación de protocolos que permitan conocer la viabilidad económica de los proyectos y la formación de expertos que den garantías de funcionamiento de los mismos.

Con estas medidas conceptuales se pretende que el mercado evolucione a largo plazo creando empleo y beneficios para los clientes, las empresas y las entidades públicas.

Para apoyar estas medidas conceptuales, se ha creado una legislación favorable y un sistema de ayudas económicas que, para no extender este capítulo serán mencionadas y muy brevemente explicadas.

Legislación vigente:

Todas las leyes aquí expuestas se adjuntarán a la bibliografía.

1. **Código Técnico de la Edificación (CTE)**, aprobado por el **Real decreto 314/2006**; y que ha sido actualizado por la orden FOM/1653/2003. Este código contiene varios documentos que se aplican a la construcción y rehabilitación de edificios.
 - a. **Documento DB HE0: Limitación del consumo energético.** Limita en el ámbito privado el consumo energético primario de fuentes no renovables de edificios de nueva construcción o ampliaciones de los ya existentes. En otro ámbito se limita el consumo exigiendo una eficiencia energética igual o superior a B.[N-1]
 - b. **Documento DB HE1: Limitación de la demanda energética de calefacción y refrigeración.** Exige mayor nivel de aislamiento en los edificios de nueva construcción y rehabilitaciones.
 - c. **Documento DB HE3: Eficiencia energética de las instalaciones de iluminación.** Se limita la potencia eléctrica en una instalación y se exige un nivel de eficiencia según criterios del código.

2. **Directiva 2010/31UE:** Da obligación antes de que termine el año 2020 de que los edificios de nueva construcción tengan un gasto energético casi nulo. Asimismo también deberán tenerlo los edificios ocupados que sean propiedad de cargos públicos.

3. **Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios**, aprobado por el **Real Decreto 1027/2007** y actualizado en 2013. Este reglamento regula los rendimientos mínimos exigibles a las instalaciones térmicas de calefacción, ventilación, refrigeración y producción de agua caliente sanitaria.[N-2] Además incluye un protocolo de revisión, de mantenimiento y de diseño de estos equipos.

4. **Procedimiento básico para la certificación de la eficiencia energética en edificios**, aprobado por el **Real Decreto 235/2013**. Establece unos estándares a seguir para la certificación energética de los edificios, considerando los factores más importantes en el consumo energético de los edificios.

Además establece la obligación de poner a disposición de los compradores o usuarios de los edificios un certificado de eficiencia energética objetivo y entendible, disponiendo a su vez de valores estándar como los de eficiencia mínima requerida para que puedan comparar los resultados de una forma fiable y segura.

Por último este procedimiento obliga a las Comunidades Autónomas a realizar un seguimiento de estos certificados de eficiencia energética y dispone para los usuarios de aplicaciones de cálculo de certificación energética.

Ayudas económicas:

Para el fomento de estas rehabilitaciones, además de una legislación favorable se han abierto fondos para la dotación de ayudas económicas como los siguientes.

- 1. Programa de Ayudas para la Rehabilitación de Edificios Existentes en el sector Residencial (PAREER)** Dotado con 120 millones de euros. Con entregas monetarias sin contraprestación o préstamos a devolver dependiendo de la situación.
- 2. Fondos JESSICA-FIDAE**, para la rehabilitación de edificios no residenciales.
- 3. Plan PIMA SOL**, para la rehabilitación energética de los hoteles.
- 4. Plan estatal de fomento de alquiler de viviendas, rehabilitación edificatoria, y la regeneración y renovación urbana, 2013-2016.** Orientado a viviendas para que consiga una mayor eficiencia energética rehabilitando la envolvente térmica del edificio. Para poder recibir la subvención, es condición necesaria pero no suficiente haber reducido la demanda global de calefacción y refrigeración en un 30%.

Dentro de este marco legislativo de ahorro y certificación energética y conectando con el capítulo siguiente, podemos encajar los sistemas de enfriamiento evaporativo. Estos sistemas producen un gran ahorro de energía en la refrigeración de aire y en ciertas situaciones también suponen por si mismos unos acondicionadores completos de aire para conseguir las condiciones óptimas de temperatura y humedad en climas cálidos y secos.

I.4 Bibliografía:

Fuentes bibliográficas:

[1] IEA, *International Energy Agency*. "World Energy Outlook, summary".2015.

[2] IDAE, *Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía*. "Memoria Anual IDAE 2013".2013.

[3] IDAE, *Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía*. "Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020". 2011.

[4] IDAE, *Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía*. "Plan Nacional de Acción de Eficiencia Energética 2014-2020." 2014.

[5] Ministerio de fomento. "Estrategia española a largo plazo para la rehabilitación energética en el sector de la edificación en España".2014.

Normativa.

[N-1] CTE, *Código Técnico de la Edificación*. 2013.

[N-2] RITE, *Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios*. 2013.

Referencias en páginas web:

[W-1] Bp. *Statistical Review of World Energy June 2015*. Bp.com/statisticalreview. Última consulta 29/03/2016.

CAPÍTULO II INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

ÍNDICE:

CAPÍTULO II INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	53
II.1 INTRODUCCIÓN AL CONCEPTO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.	57
II.2 TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA Y DE BULBO HÚMEDO.	58
II.3 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO IDEAL Y REAL.	63
II.4 TIPOS DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.	68

SIMBOLOGÍA DEL CAPÍTULO

T_i :	<i>Temperatura en condiciones i.</i>
$T_{Sat Ad}$:	<i>Temperatura de saturación adiabática.</i>
T_h :	<i>Temperatura de bulbo húmedo.</i>
HR_i :	<i>Humedad relativa en condiciones i.</i>
q :	<i>Densidad de flujo de calor.</i>
\dot{m} :	<i>Flujo másico.</i>
i_i :	<i>Entalpía específica en las condiciones i.</i>
C_{p_i} :	<i>Calor específico a presión constante de la sustancia i.</i>
λ :	<i>Calor específico de cambio de fase agua-vapor.</i>
h :	<i>Coefficiente de película térmico.</i>
h_m :	<i>Coefficiente de película másico.</i>
ρ_i :	<i>Densidad de la sustancia i.</i>
Le :	<i>Número de Lewis.</i>
ε :	<i>Eficacia.</i>

II.1 Introducción al concepto de enfriamiento evaporativo

En este apartado se quiere exponer una breve introducción al mundo del enfriamiento evaporativo de una forma sencilla de entender. Por ello, lo primero de todo es definir que es un sistema de enfriamiento evaporativo y en que se fundamenta.

El enfriamiento evaporativo es un proceso de transferencia de calor y de masa basado en la conversión del calor sensible en latente [1, ATECYR, 2012]. El aire, con capacidad para absorber más humedad en su seno, cede energía sensible reduciendo su temperatura. Esta energía sensible se convierte en energía latente que produce una evaporación del agua y con ello un intercambio de masa hacia la corriente de aire.

En el caso de que la evolución del proceso se realice de forma adiabática (sin intercambio neto de calor), la temperatura seca del aire disminuirá a medida que aumenta su humedad al recibir vapor de agua. Esto, al ocurrir de forma adiabática, hace necesario que toda la energía sensible que cede el aire, la gane el agua de manera latente para su evaporación.

Si se dispone de la cantidad de agua suficiente como para saturar el aire, el proceso evoluciona hacia un estado de equilibrio en el que la corriente de aire y de agua llegan a la temperatura de saturación adiabática del aire.

Un concepto muy importante es de la entalpía, pues sirve para determinar los cambios de energía del sistema.

La entalpía es una magnitud termodinámica que se define por conveniencia como la suma de la energía interna y el producto de la presión por el volumen. [2, Shapiro, 2004] De esta manera se tiene un concepto más general de la energía de un sistema. Sirve para medir la energía intercambiada por un sistema termodinámico con el exterior en un proceso dinámico.

II.2 Temperatura de saturación adiabática y de bulbo húmedo

Temperatura de saturación adiabática

La temperatura de saturación adiabática es un concepto muy importante en los sistemas de enfriamiento evaporativo. Es tan importante debido a que si el proceso es adiabático, esta será la mínima temperatura que podrá adquirir la corriente de aire.

Para definir con precisión la temperatura de saturación adiabática, se usa el concepto de túnel de humidificación adiabático. Este concepto (figura II.2.1), se define como un espacio adiabático, es decir sin intercambio de calor con el exterior dónde entra una corriente de aire con una cierta humedad y se hace pasar por una ducha de agua recirculada hasta que el aire llega a saturación, abandonando el túnel.

En este contexto, se define la temperatura de saturación adiabática a la que consigue el aire a su salida, cuando el agua que se evapora está a esta misma temperatura.

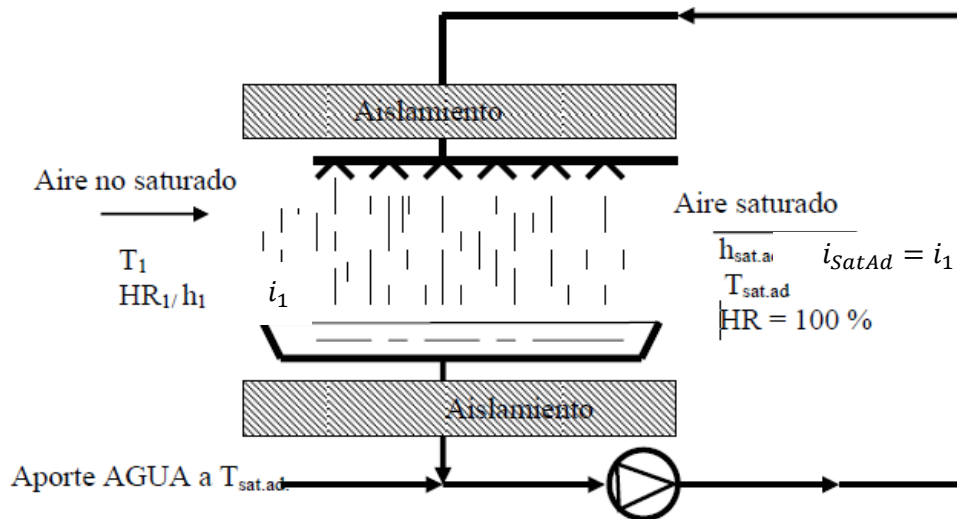


Figura II.2.1 Túnel de saturación adiabática [1, ATECYR, 2012]

En la figura II.2.1, T_1 , HR_1 y i_1 son la temperatura, humedad relativa y entalpía total por unidad de masa de la corriente de entrada respectivamente. $T_{Sat,Ad}$, $HR = 100\%$ y i_{SatAd} son la temperatura, humedad relativa y entalpía total por unidad de masa de la corriente de salida en estado de saturación respectivamente.

Se puede ver en la figura II.2.1 como el aire entra y sale con la misma entalpía h_1 , debido a que el proceso es adiabático. Así mismo, la temperatura de aporte del agua debe ser la temperatura de saturación adiabática, despreciando el incremento de temperatura que pueda causar la bomba de impulsión.

Puesto que la humedad relativa del aire a la salida es del 100% y tiene la misma temperatura que el agua de aporte, no habrá intercambio ni de masa ni de calor. Por ello, la temperatura de saturación adiabática se define como una propiedad termodinámica intrínseca del aire húmedo.

Warren K.Lewis, quién demostró que bajo ciertas hipótesis la temperatura de bulbo húmedo tomaba un valor muy parecido a la temperatura de saturación adiabática, aunque su definición sea muy distante. Esto concluyó en que para la caracterización de la temperatura de saturación adiabática se utilizara la temperatura de bulbo húmedo, la cual es mucho más sencilla de medir.

Temperatura de bulbo húmedo

La temperatura de bulbo húmedo se define como la alcanzada por el bulbo de un termómetro cuando el flujo de calor que recibe desde el aire (por convección mayoritariamente), debido a una diferencia de temperaturas entre aire y bulbo coincide con el flujo de calor que se pierde por la evaporación del agua del bulbo debido a un gradiente de concentraciones de vapor de agua entre el aire y la superficie del bulbo (figura II.2.2).

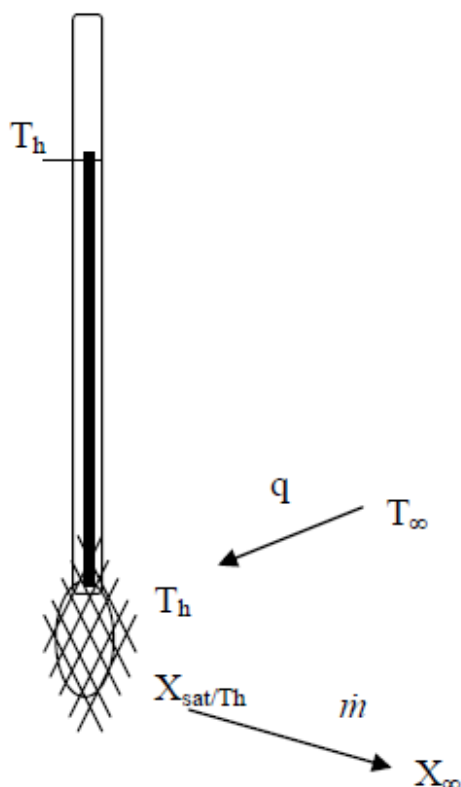


Figura II.2.2 Representación del balance de energía y masa de la temperatura de bulbo húmedo [1, ATECYR,2012]

En la figura II.2.2, T_h y X_{sat/T_h} son la temperatura del bulbo húmedo y la humedad específica del aire en la superficie del bulbo, dónde se encuentra saturado, en equilibrio con el líquido que envuelve el bulbo. T_{∞} y X_{∞} son la temperatura y la humedad específica del aire lo suficientemente alejado del bulbo dónde no considerar la capa límite. m y q son el másico de vapor y flujo de calor por unidad de superficie intercambiados entre la superficie del bulbo y el exterior respectivamente.

Se van a definir mediante ecuaciones que representan las definiciones expuestas, ambas temperaturas y una vez que se tengan, se verán las hipótesis que deben cumplirse para la igualdad de ambas.

Análisis temperatura de saturación adiabática:

Realizando un balance de energía a la corriente de aire de la figura II.2.1, se obtiene que:

$$i_e = C p_{as} \cdot T_e + X_e \cdot C p_{vap} \cdot T_e + X_e \cdot \lambda \quad (\text{Ec-II.1})$$

$$i_s = C p_{as} \cdot T_{SatAd} + X_{SatAd} \cdot C p_{vap} \cdot T_{SatAd} + X_{SatAd} \cdot \lambda \quad (\text{Ec-II.2})$$

Otra consideración para la simplificación de las ecuaciones es la siguiente:

$$Cp_{ahe} = (Cp_{as} \cdot + X_e \cdot Cp_{vap}) \approx (Cp_{as} \cdot + X_{SatAd} \cdot Cp_{vap}) = Cp_{ahs} \quad (Ec-II.3)$$

Esta consideración es válida puesto que de por si el contenido de humedad específica en el aire es muy bajo, lo que hace que la diferencia entre la entrada y la salida sea aún menor, no teniendo un valor significativo en la variación del calor específico a presión constante Cp_{ah} de la corriente de aire húmedo.

Como se sabe que el proceso es adiabático y el flujo másico de aire seco constante, la entalpía por unidad de masa de la corriente a la entrada y a la salida coinciden, obteniéndose:

$$i_e = Cp_{ahe} \cdot T_e + X_e \cdot \lambda = Cp_{ahs} \cdot T_{SatAd} + X_{SatAd} \cdot \lambda = i_s \quad (Ec-II.4)$$

Que con la consideración de la ecuación (Ec-II.3) nos lleva a:

$$Cp_{ah} \cdot T_e + X_e \cdot \lambda = Cp_{ah} \cdot T_{SatAd} + X_{SatAd} \cdot \lambda \quad (Ec-II.5)$$

Finalmente despejando la temperatura de saturación adiabática de la ecuación (Ec-II.5)

$$T_{SatAd} = T_e - \frac{\lambda}{Cp_{ah}} (X_{SatAd} - X_e) \quad (Ec-II.6)$$

Análisis temperatura de bulbo húmedo

Realizando un balance de energía y masa en la figura II.2.2 se obtiene:

$$q = h \cdot (T_\infty - T_h) \quad (Ec-II.7)$$

$$\dot{m} = h_m \cdot \rho_{as} \cdot (X_{Sat} - H_\infty) \quad (Ec-II.8)$$

Analizando el flujo de calor latente en la evaporación del agua de la superficie del bulbo:

$$q_m = \lambda \cdot h_m \cdot \rho_{as} \cdot (X_{Sat} - H_\infty) \quad (Ec-II.9)$$

Por la definición de temperatura de bulbo húmedo, se igualan los dos calores por unidad de superficie:

$$q = h \cdot (T_\infty - T_h) = \lambda \cdot h_m \cdot (X_{Sat} - H_\infty) = q_m \quad (Ec-II.10)$$

Finalmente despejando la temperatura de bulbo húmedo:

$$T_h = T_\infty - \frac{h_m \cdot \rho_{as} \cdot \lambda}{h} \cdot (X_{Sat} - X_\infty) \quad (\text{Ec-II.11})$$

Como T_∞ y H_∞ son las propiedades del aire la anterior ecuación se puede expresar:

$$T_h = T_s - \frac{h_m \cdot \rho_{as} \cdot \lambda}{h} \cdot (X_{Sat} - X) \quad (\text{Ec-II.12})$$

Comparación de ambas temperaturas

De las ecuaciones (Ec-II.6) y (Ec-II.12) tenemos:

$$T_{SatAd} = T_e - \frac{\lambda}{Cp_{ah}} (X_{SatAd} - X_e)$$

$$T_h = T_s - \frac{h_m \cdot \rho_{as} \cdot \lambda}{h} \cdot (X_{Sat} - X)$$

Para que ambas temperaturas se puedan considerar iguales y teniendo en cuenta que la temperatura de entrada T_e es la temperatura seca del aire del que se está calculando la T_{SatAd} y que X_e es su humedad $T_e = T_s$ y $X_e = X$.

Igualando las temperaturas nos queda:

$$\frac{\lambda}{Cp_{ah}} = \frac{h_m \cdot \rho_{as} \cdot \lambda}{h} \quad (\text{Ec-II.13})$$

De esta forma reordenando términos:

$$1 = \frac{h}{Cp_{ah} \cdot h_m \cdot \rho_{as}} \quad (\text{Ec-II.14})$$

Como:

$$\frac{h}{Cp_{ah} \cdot h_m \cdot \rho_{as}} = Le \quad (\text{Ec-II.15})$$

Se llega a la conclusión de que el valor de ambas temperaturas será idéntico, si el número de Lewis Le vale la unidad.

El número de Lewis representa la relación entre la difusividad másica y la difusividad térmica. Por este motivo, presentara el valor 1 cuando las capas límite térmica y másica coincidan. En la mayoría de situaciones estas capas no son idénticas pero sí muy parecidas por lo que se puede tomar como valor característico de la temperatura de saturación adiabática, la temperatura de bulbo húmedo.

II.3 Enfriamiento evaporativo ideal y real

Enfriamiento evaporativo ideal

Un proceso de enfriamiento evaporativo ideal se considera aquel que sigue una evolución adiabática y en el cual se consigue la saturación del aire. [1, ATECYR, 2012]

El proceso es el descrito anteriormente. La corriente de aire pasa por una cortina de agua recirculada que se mantiene a temperatura de saturación adiabática. En el paso por la cortina de agua, el aire absorbe vapor de agua por gradiente de concentraciones cediendo calor sensible al agua para conseguir su evaporación y de esta manera descendiendo su temperatura hasta la temperatura de saturación adiabática. Este calor sensible que cede el aire, lo recoge íntegramente el agua para conseguir su evaporación, incrementando la humedad del aire hasta que este se satura. Al seguir un proceso adiabático, el calor latente y el sensible intercambiados deben tener el mismo valor. Puede observarse en el siguiente diagrama psicrométrico un enfriamiento evaporativo ideal. (Figura II.3.1).

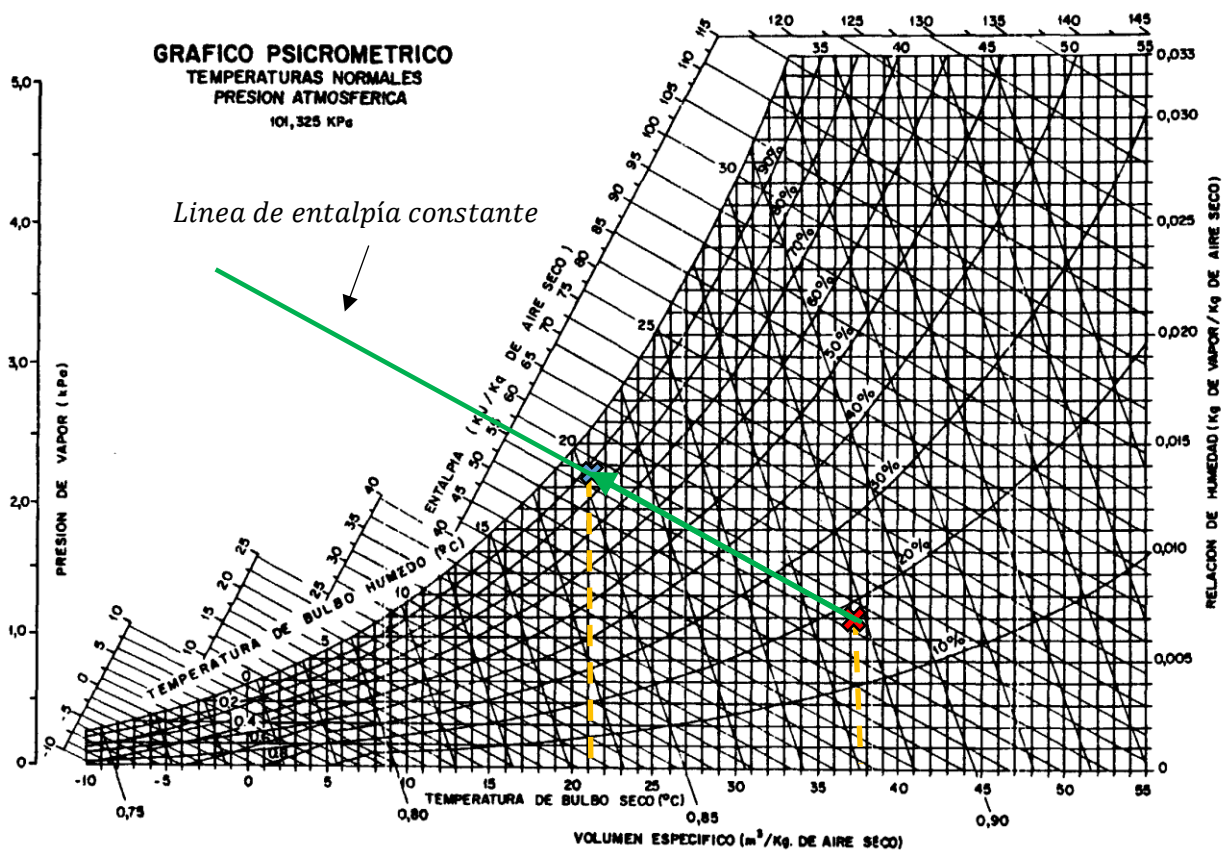


Figura II.3.1 Evolución del aire en un enfriamiento evaporativo ideal.

En la figura se indica con una cruz roja el punto inicial del aire, con una cruz azul el punto final del aire y en verde la línea de evolución.

Se puede observar que siguiendo una línea de entalpía constante se pasa de unas condiciones iniciales de 35°C de temperatura seca y 20% de humedad relativa a una temperatura seca de aproximadamente 19°C con una humedad relativa del 100%. Esta temperatura seca final del aire corresponde con la temperatura de saturación adiabática del aire y, en un proceso ideal, también con la temperatura del agua que está en contacto con la corriente de aire.

Enfriamiento evaporativo real

Esta evolución ideal rara vez puede conseguirse por dos motivos diferentes:

- Puede no conseguirse saturación en el aire al pasar por la cortina de agua.
Dependiendo del caudal de aire que estemos pasando a través de una cortina de agua o de la superficie útil de esta cortina del agua puede que no se consiga llegar a la saturación del aire. Esto ocurre si el caudal de aire es muy grande o la superficie útil de la cortina de agua muy pequeña.
- La temperatura del agua de la cortina, puede no corresponder con la temperatura de saturación adiabática del aire.
Bien sea porque el agua no se recircula y no consigue adaptar su temperatura a la de saturación adiabática o porque en la recirculación, los elementos tales como bombas y pérdidas de carga en las tuberías y los distribuidores introducen una carga sensible aumentando la temperatura de este.

Si se supone que la temperatura del agua permanece constante durante todo el proceso, la evolución que seguirá el aire dentro del sistema de enfriamiento real, será la marcada por la recta que une el punto con las condiciones de entrada del aire al sistema, con el punto de temperatura igual a la del agua sobre la línea de saturación. (Figura II.3.2)

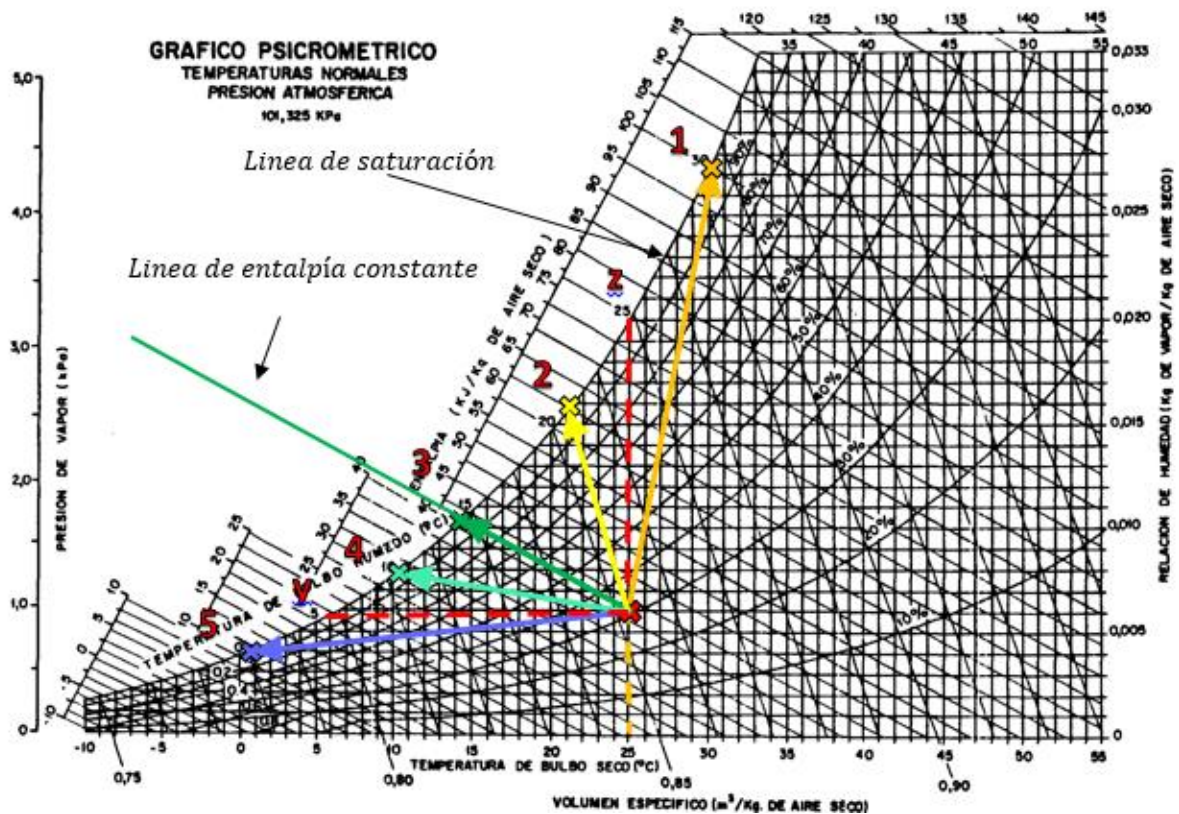


Figura II.3.2 Evoluciones del aire en un enfriamiento evaporativo real.

En la figura II.3.2 se pueden ver todas las evoluciones posibles considerando constante la temperatura del agua en el proceso. A continuación se explicarán todas estas evoluciones. [1, ATECYR, 2012]

- **Evolución 1: Temperatura de la cortina de agua superior a la temperatura seca del aire a la entrada.**

En el caso que la temperatura del agua supere la temperatura seca del aire, este aumentará tanto de temperatura seca como de humedad. Por tanto:

- Entalpía sensible aumenta.
- Entalpía latente aumenta.
- ❖ Entalpía total aumenta.

- **Evolución 2: Temperatura de la cortina de agua inferior a la temperatura de saturación adiabática pero inferior a la temperatura seca del aire a la entrada.**

En este caso el agua se enfriará y ganará humedad:

- Entalpía sensible disminuye.
- Entalpía latente aumenta.
- ❖ Entalpía total aumenta.

- **Evolución 3: Temperatura de la cortina de igual a la temperatura de saturación adiabática del aire.**

Este es el caso ideal si se consiguiera saturar el aire en su paso por la cortina de agua. El agua se enfriará y ganará humedad:

- Entalpía sensible disminuye.
- Entalpía latente aumenta.
- ❖ Entalpía total se mantiene constante

- **Evolución 4: Temperatura de la cortina de inferior que la temperatura de saturación adiabática del aire pero superior a la temperatura de rocío a la entrada.**

El agua se enfriará y ganará humedad:

- Entalpía sensible disminuye.
- Entalpía latente aumenta.
- ❖ Entalpía total disminuye.

- **Evolución 5: Temperatura de la cortina de inferior que la temperatura de rocío a la entrada.**

Si tenemos este caso, disminuirá la temperatura pero también la humedad por lo que es posible deshumidificar utilizando un enfriamiento evaporativo real.

- Entalpía sensible disminuye.
- Entalpía latente disminuye.
- ❖ Entalpía total disminuye.

En todos estos procesos se ha considerado constante la temperatura del agua. En la realidad esto tampoco es una hipótesis perfecta. El agua por el que pasa una corriente de aire tiene a tener un valor de temperatura igual a la de saturación adiabática de la corriente que pasa por el [1, ATECYR, 2012]. Esto hace que si el agua está siendo recirculado y no existen cargas térmicas externas al proceso, este finalmente alcanzará la temperatura de saturación adiabática del aire de entrada, si el aire no varía sus propiedades de entrada.

Esto en la práctica es muy difícil de conseguir ya que el agua de recirculación debe estar introducido en un depósito y si el ambiente tiene otra

temperatura a la de saturación adiabática, aparecerá una carga térmica si el aislamiento no es perfecto, A eso hay que sumarle que el propio circuito hidráulico genera cargas térmicas en elementos como bombas, tuberías...

Sin embargo aunque se consiguiera un equilibrio de cargas térmicas para conseguir mantener el agua a la temperatura de saturación adiabática del aire, hay otro factor que aleja el proceso real del ideal. Este factor es la **eficacia del proceso ε** , definida como el grado en el que la temperatura de salida del aire del proceso, se acerca a la temperatura de la cortina de agua o bien el grado en el que se alcanza la saturación completa del agua [3, ASHRAE ,2000].

Esta eficiencia del proceso, en el caso de que se siga una evolución adiabática se define con respecto a la temperatura de saturación adiabática, que coincide con la de la cortina de agua. Tiene además dos enfoques distintos dependiendo si nos referimos a ella en un sistema de enfriamiento evaporativo directo o indirecto. Podemos ver en la siguiente figura una descripción visual de la eficiencia de un proceso de enfriamiento adiabático. (Figura II.3.3)

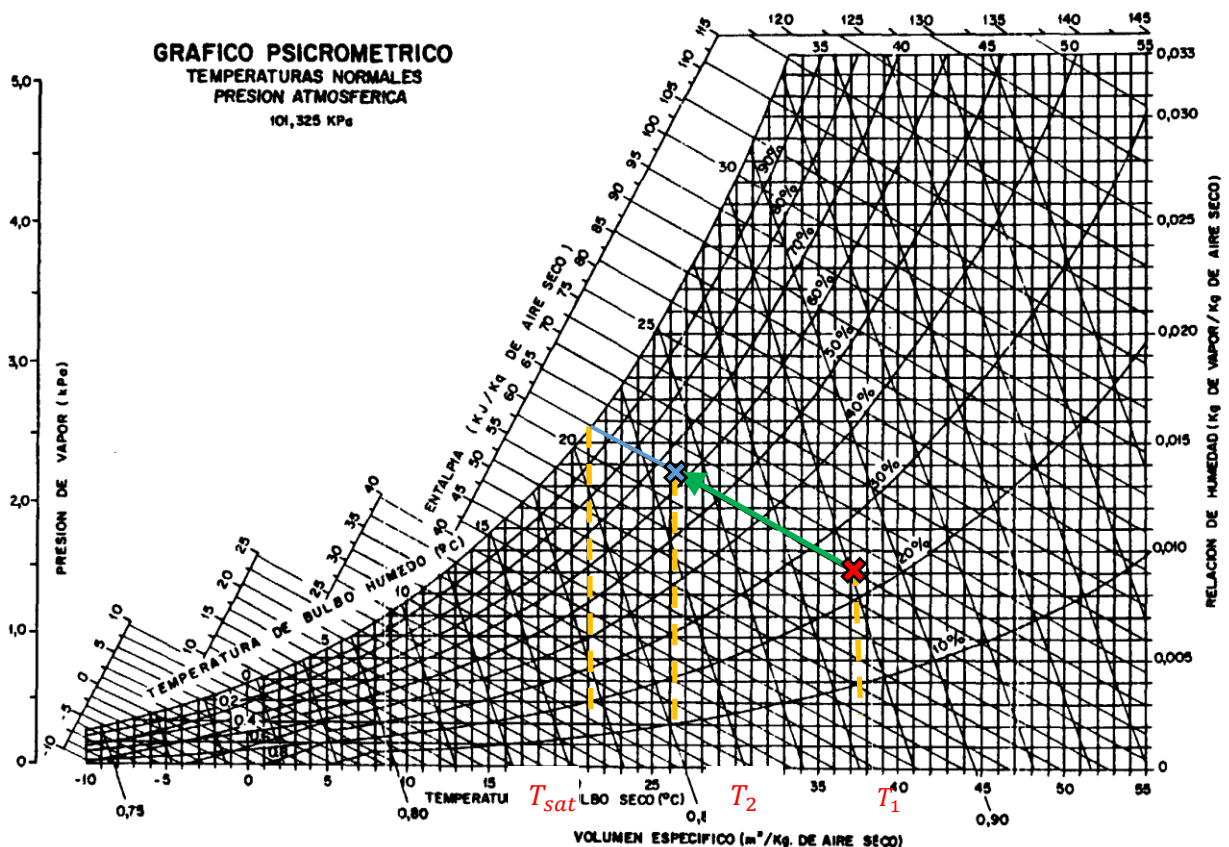


Figura II.3.3 Eficiencia en un proceso adiabático

Esta eficiencia, apoyándonos en el dibujo, será para un proceso adiabático:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{sat}} \quad (\text{Ec-II.14})$$

Siendo:

T_1 temperatura seca a la entrada

T_2 temperatura seca a la salida del proceso

T_{sat} temperatura de saturación adiabática, que coincide con la de la cortina de agua.

II.4 Tipos de sistemas de enfriamiento evaporativo.

Principalmente podemos dividir en dos tipos los sistemas de enfriamiento evaporativos:

- Sistemas directos.
- Sistemas indirectos.
- Sistemas mixtos

La distinción principal entre un sistema y otro, es la naturaleza del intercambio de calor de la corriente de aire principal. En los sistemas directos, el aire se evapora directamente en la corriente principal, a la vez que esta reduce su temperatura seca e incrementa su humedad [3, ASHRAE, 2000]. Por su parte en los sistemas evaporativos indirectos, el agua se evapora en una corriente secundaria mientras que la corriente principal se enfría de forma sensible vía un intercambiador de calor. Los sistemas mixtos, presentan una combinación de sistemas directos con indirectos.

Estos dos tipos de sistemas no son excluyentes, pudiéndose usar combinados para conseguir un mayor poder de enfriamiento.

Sistemas evaporativos directos

En estos sistemas se hace pasar una corriente principal por un spray o cortina de agua o bien por una superficie porosa húmeda. [3,ASHRAE,2000]. Siguiendo un proceso evaporativo, el aire pierde energía sensible, que se invierte en la evaporación del agua, esto quiere decir que el intercambio evaporativo se produce en la corriente de aire que se quiere tratar.(Figura II.4.1)

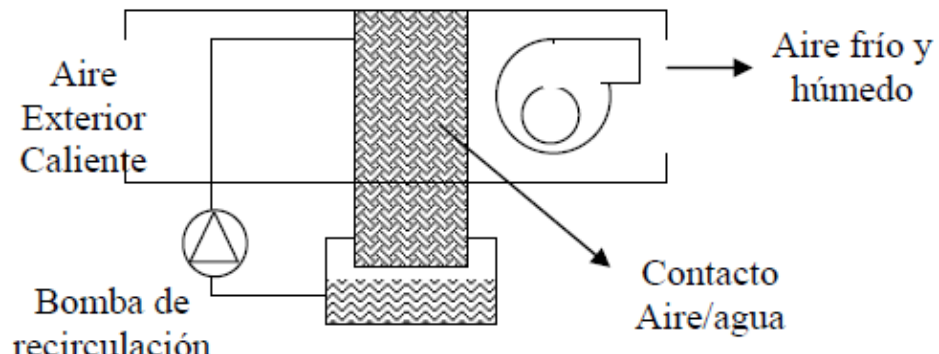


Figura II.4.1 Esquema de un sistema evaporativo directo [1, ATECYR,2012]

Los sistemas directos deben tener al menos de un elemento de humectación, un ventilador para propulsar el aire, un depósito interior y una carcasa exterior. Además debe aumentar la superficie de contacto agua aire al máximo para que la transferencia de masa y de calor se vea favorecida.

Estos sistemas tienen una construcción simple que se puede deducir de su sencillo funcionamiento. Sin embargo tienen también ciertas desventajas. Por ejemplo, si la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente que se quiere enfriar es alta, por encima de 21°C, el sistema directo difícilmente es capaz de alcanzar las condiciones de confort para el ser humano.

Otra desventaja que tienen estos sistemas es que no se debe recircular el aire de la sala que se quiera aclimatar. Esto tiene su razón de ser en que al pasar el aire por la corriente de agua, ganando humedad relativa, acabará llegando a saturación por lo que no podrá enfriarse más y acabará condensando.

No todos los sistemas evaporativos directos son iguales, se pueden clasificar en función del medio de humectación que utilizan:

a) De paneles evaporativos:

Se usan paneles porosos como fibras de manera que estas retienen el agua y crean una superficie de intercambio con la corriente de aire incidente. Una bomba recircula el agua hacia un distribuidor que empapa los paneles no dejando que se sequen por completo. Las fibras, que no son rígidas, suelen estar soportadas por marcos de plástico o aluminio.

Pueden presentar incrustaciones debido a la porosidad de los mismos por lo que es fundamental un buen mantenimiento con tratamiento químico para no dejar que proliferen el crecimiento de microorganismos. Además el sistema de recirculación de agua debe contar con un sistema de purga para evitar estas mismas incrustaciones por aumento del contenido en sal del agua. En la figura II.4.2 puede verse un sistema de paneles evaporativos. Con un buen mantenimiento y limpieza, estos sistemas pueden llegar a una eficiencia del 80% y limpiar el aire de partículas de $10\mu\text{m}$ o superiores [3, ASHRAE, 2000].

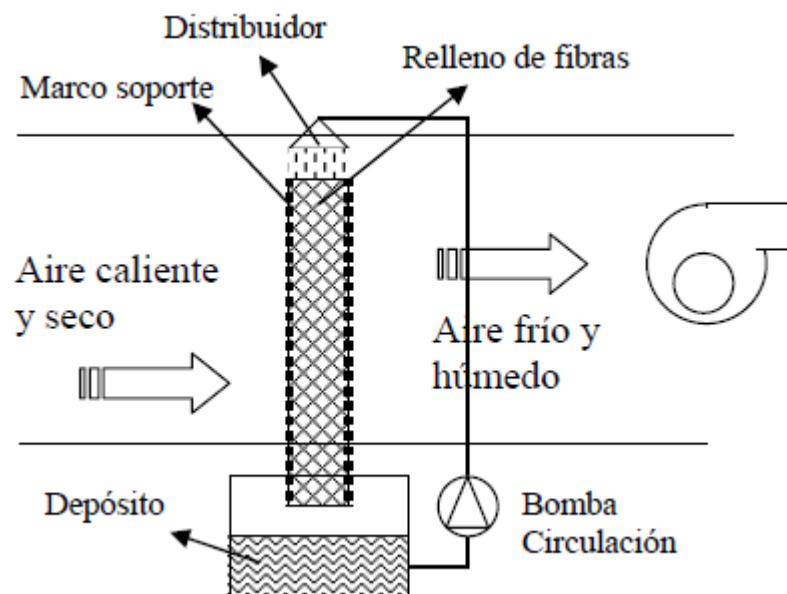


Figura II.4.2 Esquema de un sistemas de paneles evaporativos[1,Velasco,2010].

b) De medio rígido:

En vez de paneles porosos usan placas rígidas corrugadas por dentro de las cuales circula el agua del sistema evaporativo. Al ser placas rígidas no necesitan soportes para ser colocados. Suelen actuar en flujo cruzado

utilizando el canal horizontal para el aire y el vertical para el agua (figura II.4.3). El material de estas placas rígidas debe ser resistente a efectos debidos al agua tales como la corrosión. Por este motivo suelen usarse plásticos, fibras de vidrio o celulosas impregnadas. A pesar de ello también deben contar con una corriente de purga para evitar incrustaciones por la acumulación de sales.

Presentan menos resistencia al paso de la corriente de aire y pueden limpiarse más fácilmente con un simple chorro de agua a las placas.

Pueden conseguir eficiencias entre el 70% y el 95% [3, ASHRAE, 2000].

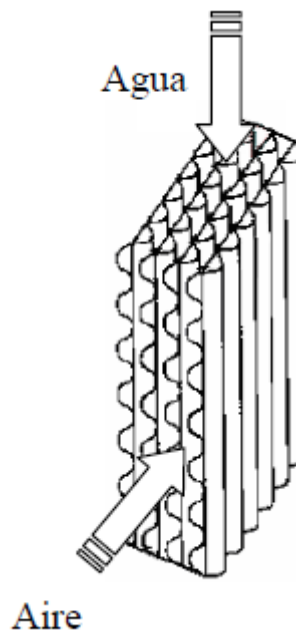


Figura II.4.3 Sistema de placas y flujo en un enfriador evaporativo de medio rígido.[1, ATECYR, 2012]

c) Rotativos:

Este sistema aprovecha el movimiento de una rueda de materiales resistentes a la corrosión para eliminar elementos de impulsión de agua. Constan de una rueda que gira por medio de un motor eléctrico a bajas revoluciones impregnándose de agua en su punto más bajo y liberándolo en la corriente en sus puntos de mayor altura. También cuentan con una corriente de purga para la acumulación de sales.

Puede verse un esquema de funcionamiento en la siguiente figura (Figura II.4.4).

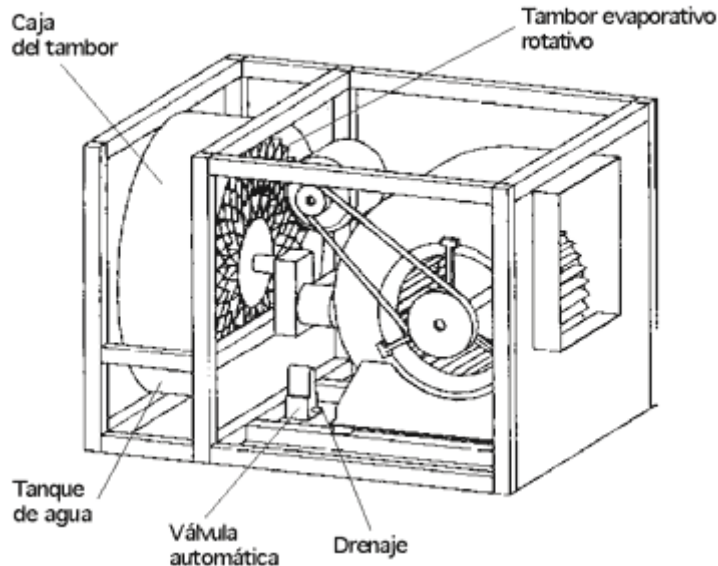


Figura II.4.4 Sistema rotativo y elementos.

d) Pulverización directa:

A diferencia de los anteriores no utilizan superficies húmedas de intercambio. El intercambio de masa y energía se produce en la superficie de las pequeñas gotas de agua que son pulverizadas por una boquilla de pequeño diámetro. Estos sistemas son los que mayor superficie de intercambio aire-agua consiguen por lo que su eficacia es muy grande. Sin embargo son los que más facilidad tienen para arrastrar aerosoles. Por ello cuentan en su mayoría con un sistema de separación de gotas que asegure que no se han arrastrado aerosoles en la corriente de aire final.

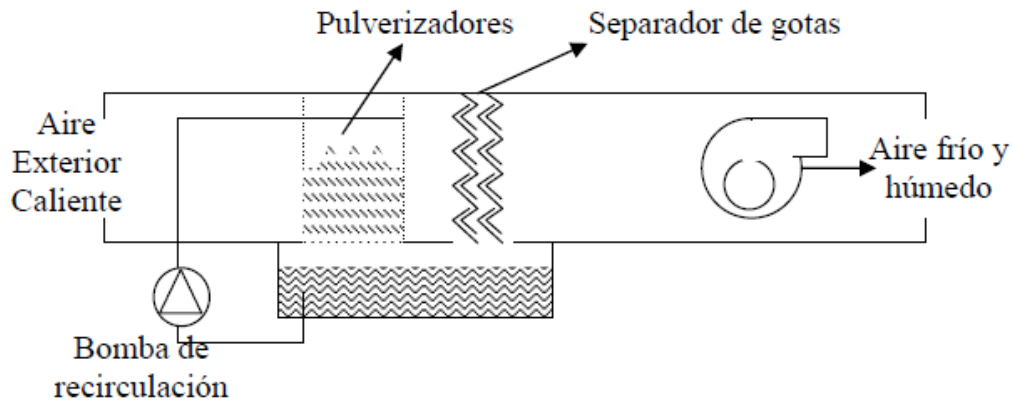


Figura II.4.5 Esquema de funcionamiento de un sistema de pulverización [1, ATECYR, 2012]

Sistemas indirectos

En estos sistemas el fenómeno de enfriamiento evaporativo se da en una corriente secundaria de aire mientras que el aire primario se enfría de forma sensible a través de un intercambiador de calor. El aire secundario puede realizar intercambio evaporativo por todos los métodos explicados en los sistemas directos. Tras enfriarse la corriente secundaria, a través del paso por un intercambiador absorbe calor sensible procedente de la corriente de aire principal a enfriar.

El nombre de indirecto viene precisamente del concepto de intercambio de la corriente principal. Esta corriente principal, que es la que se quiere enfriar en último término, no incrementa su humedad por lo que directamente no interviene en un intercambio evaporativo.

Al no incrementar su humedad esta corriente puede ser recirculada pues no se saturará, pero si se quiere también puede ser mezclada con el aire exterior [3, AHSRAE, 2000]. Otra ventaja que presentan estos sistemas es que al no tratar la corriente principal de manera evaporativa, pueden utilizarse para casi cualquier condición independientemente de la disposición geográfica o climatológica, mientras la corriente secundaria si cumpla las adecuadas.

Para conseguir un buen funcionamiento de estos equipos, la temperatura seca de la corriente primaria debe ser bastante superior a la de bulbo húmedo de la secundaria para que de esta manera se produzca un intercambio sensible entre las corrientes. En un límite, si la temperatura de rocío de la corriente primaria es varios grados superior a la de bulbo húmedo de la secundaria, se puede incluso deshumidificar con ellos.

Hay varias disposiciones de sistemas indirectos que se pueden clasificar según el intercambiador que utilicen:

a) Sistema indirecto con intercambiador tubular.

Como su nombre indica utilizan un intercambiador formado tubos. La corriente primaria pasa por el interior de unos tubos mientras que el exterior de los mismos es empapado por agua, enfriando evaporativamente el aire exterior que forma la corriente secundaria. Puede verse un esquema de funcionamiento en la siguiente imagen (figura II.4.6).

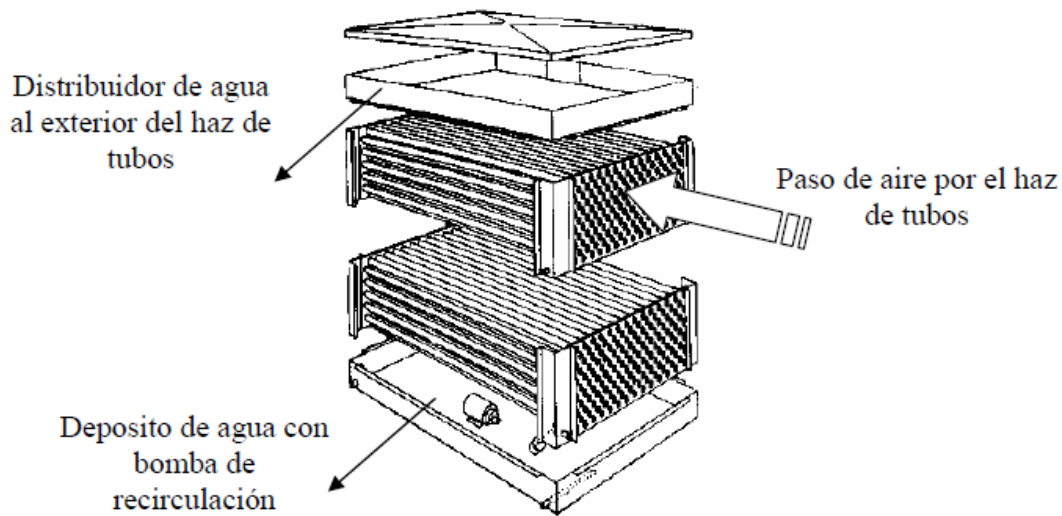


Figura II.4.6 Esquema de funcionamiento de un sistema indirecto con intercambiador tubular. [1, ATECYR, 2012]

b) Sistema indirecto con intercambiador de placas.

Este sistema hace pasar por un intercambiador de placas ambas corrientes, la principal y la secundaria.

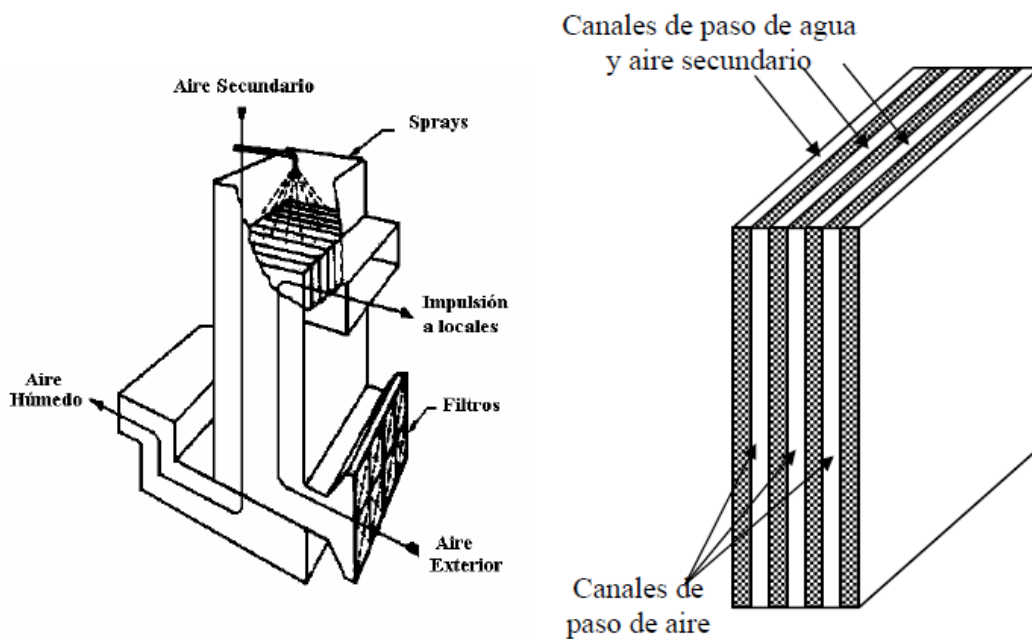
En sus inicios, en 1934, se construía en dos etapas (sistema mixto). Una primera etapa de enfriamiento evaporativo directo por spray a la corriente secundaria, la cual se constituía por el aire de retorno de los locales. Tras esto, se cruzaba esta corriente de aire en un intercambiador de placas con aire exterior que se tomaba como impulsión a los locales. [1, ATECYR, 2012].

Este sistema resultaba muy ineficiente pues el intercambio de calor sensible aire-aire necesita mucha superficie de intercambio por las propiedades térmicas del mismo.

Por ello se desarrollaron otros sistemas, que son los sistemas más utilizados hoy en día, que enfrentaban en el intercambiador de placas la corriente de aire principal contra la secundaria junto con el agua.

Estos sistemas evaporativos directos fueron diseñados por Dr. Pernot y posteriormente por John. R. Watt. Están formados por placas verticales. Por un lado de las placas se hace pasar aire mezclado con agua en forma de spray, formando la corriente secundaria donde se produce el fenómeno evaporativo. En el otro lado de las placas se hace pasar la corriente principal, intercambiando calor sensible con la corriente secundaria.(Figura II.4.7)

En estos sistemas la superficie requerida para el intercambio es menor que la de los sistemas aire-aire debido a que la presencia de líquido incrementa el coeficiente de película y con ello el coeficiente global de



transferencia de calor.

Figura II.4.7 Esquema de funcionamiento de los sistemas indirectos con intercambiador de placas y paso de líquido por el intercambiador.

[1, ATECYR, 2012]

Tanto los sistemas de placas como los sistemas tubulares suelen realizarse en la actualidad con materiales plásticos. De esta manera se previene la corrosión y facilitan el mantenimiento de los mismos. Podría pensarse que el plástico, al tener menos conductividad que el acero u otro metal, perjudicaría el intercambio de calor. Sin embargo esta conductividad no afecta significativamente pues el limitante en el intercambio es la corriente principal de origen gaseoso, la cual tiene un coeficiente de película muy bajo.

c) Sistema indirecto de múltiples etapas.

Un sistema indirecto especial, es el denominado sistema mixto de múltiples etapas.

En este sistema se usa una serie de procesos indirectos en cadena para conseguir enfriar un caudal muy grande y/o con una temperatura de salida muy pequeña [1, ATECYR, 2012]. Tiene también como diferenciación que usa el agua para el intercambio de calor en vez del aire secundario.

Su funcionamiento se basa en la separación sucesiva de la corriente en dos partes. La primera parte se encarga de enfriar de manera evaporativa agua, consiguiendo la temperatura de saturación adiabática en el proceso ideal. Esta agua se lleva a un intercambiador de calor, que intercambia de manera sensible calor con la otra parte de la corriente de agua dividida.

Esta corriente más fría se divide a su vez en dos, disponiendo tantas etapas como sean necesarias. (Figura II.4.8).

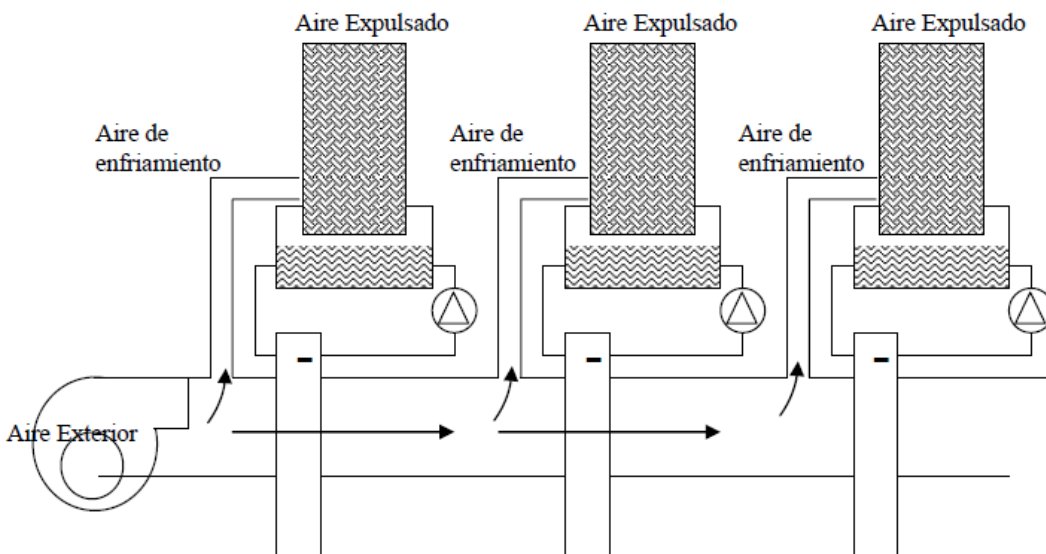


Figura II.4.8 Refrigerador de múltiples etapas.

Hay que puntualizar que por cada etapa, el caudal de aire final tratado, se divide por la mitad. Además al enfriarse sin variar su contenido de humedad específica, el valor de su humedad relativa será mayor y por ello cada etapa tendrá menos capacidad para bajar la temperatura del agua.

La menor temperatura que se podría conseguir en estos sistemas con agua de red con temperatura superior a la de rocío del aire a impulsar, sería algo superior a la propia temperatura de rocío.

Otra forma de clasificar los sistemas evaporativos indirectos se basa en el ciclo realizado por el aire secundario. De esta manera podemos distinguir.

1. Sistemas evaporativos indirectos convencionales

Emplean aire exterior al local tanto para la corriente primaria como para la secundaria, expulsando esta última al exterior de nuevo (figura II.4.9).

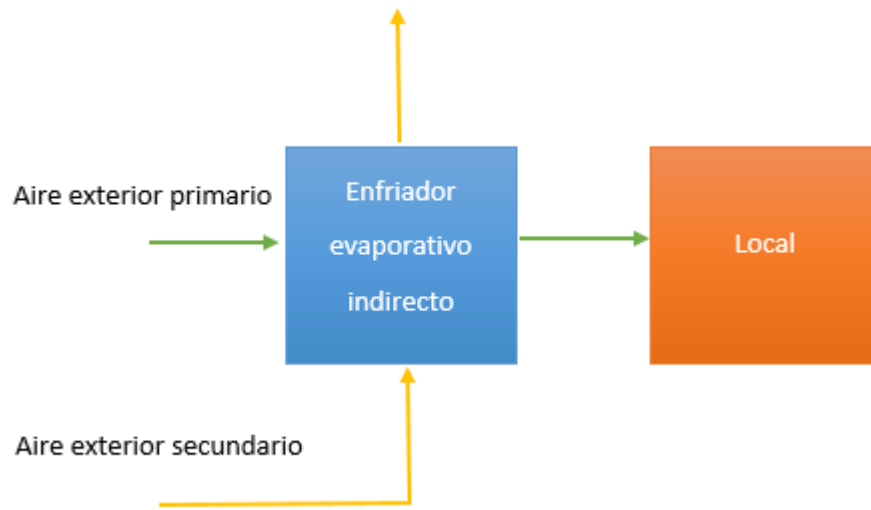


Figura II.4.9 Sistema evaporativo indirecto convencional

2. Sistemas evaporativos indirectos regenerativo

Parte de la corriente primaria se utiliza como corriente secundaria. De esta manera aumenta el efecto de refrigeración del sistema pues el aire secundario tendrá una temperatura menor (figura II.4.10).



Figura II.4.10 Sistema evaporativo indirecto regenerativo

3. Sistemas evaporativos indirectos de recuperación del aire de retorno.

En estos equipos se emplea aire de retorno del local como aire secundario. De esta manera se tiene un aire más frío que el de entrada si estamos refrigerando en verano y así se consigue un mayor enfriamiento de la corriente principal (figura II.4.11)

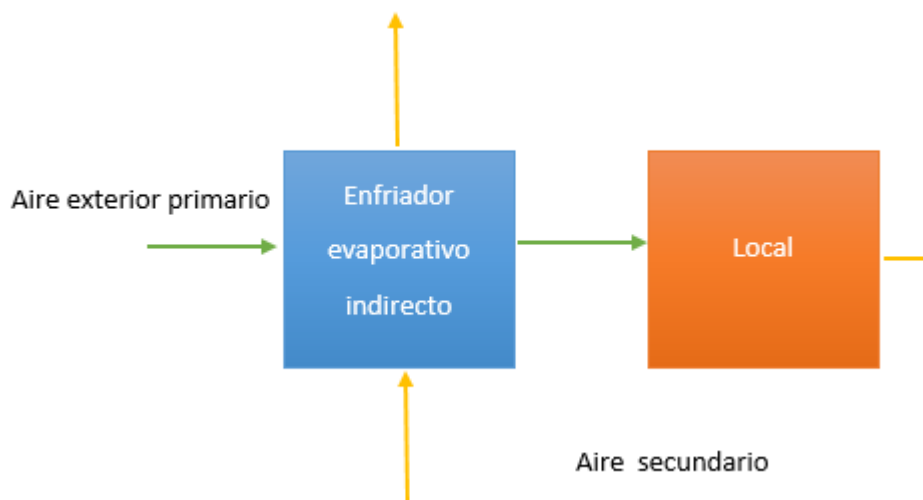


Figura II.4.11 Sistema evaporativo indirecto de recuperación del aire de retorno.

Sistemas evaporativos mixtos

Los sistemas de enfriamiento evaporativo directos e indirectos pueden combinarse para conseguir una mayor eficiencia conjunta. La manera más habitual de colocar estos sistemas mixtos es primeramente el indirecto y seguido a este el directo.

El aire principal, si consideramos el proceso evaporativo adiabático, seguirá las evoluciones mostradas en al siguiente figura (Figura II.4.12)

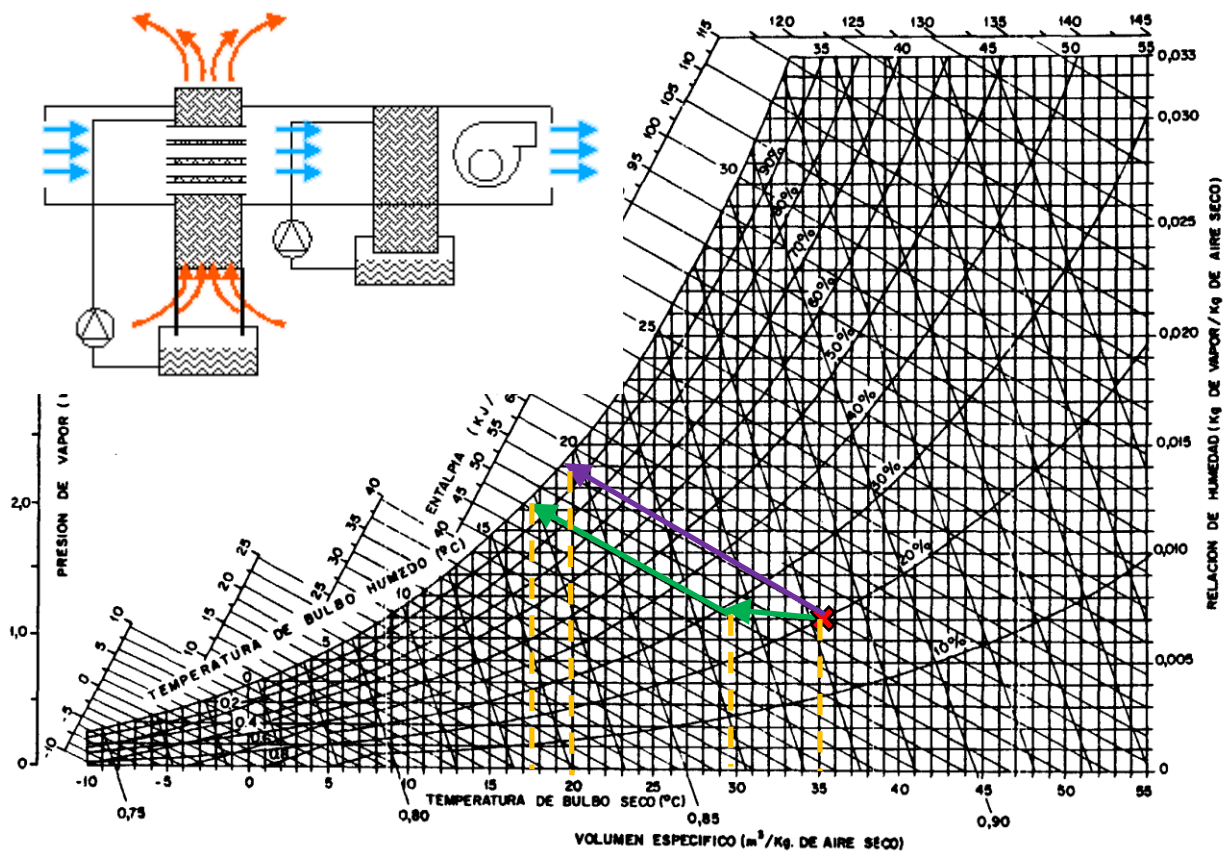


Figura II.4.12 Esquema de funcionamiento de un sistema adiabático mixto. La corriente azul representa la corriente principal y la naranja la secundaria. La flecha verde del diagrama muestra la evolución del aire en sistema mixto y la morada en sistema directo únicamente

El aire secundario enfría con intercambio de calor sensible la corriente principal. Esto hace disminuir tanto la temperatura seca como la de bulbo húmedo de la corriente principal. [3, ASHRAE, 2000]. Al disminuir la temperatura seca sin variar el contenido de humedad específica, el valor de la humedad relativa en la corriente principal aumenta. Esto significa que la

segunda fase de enfriamiento directo de la corriente principal tiene menos capacidad que si se hubiera realizado en un principio. Sin embargo, en la mayoría de los casos el aire no estará saturado a la salida de la primera fase. Por ello, la segunda fase directa ayuda a disminuir aún más la temperatura seca de la corriente principal.

Fijémonos que, suponiendo en el proceso directo se tiene una eficiencia del 100% (se alcanza saturación), al usar los dos sistemas combinados se consigue una temperatura inferior, 17°C frente a 19°C.

La configuración del equipo mixto puede variar mucho en función del tipo de sistema que se elija para cada etapa. Tanto la etapa indirecta como la directa pueden estar formado por todos los tipos de sistemas que se han descrito con anterioridad.

II.5 Consideraciones finales

Los sistemas de enfriamiento evaporativo tienen un poder de enfriamiento limitado y su funcionamiento depende mucho de las condiciones externas del aire a tratar. [4, Tejero, 2012] Esto hace que sean necesarias consideraciones climáticas para su uso. Por ellos mismos pueden no siempre conseguir las condiciones de confort necesarias. Sin embargo también pueden montarse como apoyo a otras instalaciones y de esta manera reducir significativamente el coste energético de las mismas.

Cabe destacar que en este apartado no se han introducido las ecuaciones que definen las leyes de intercambio de masa y energía que rigen este fenómeno. Estas quedan más explicadas adelante, en el desarrollo teórico del enfriamiento evaporativo.

Uno de los principales peligros de los sistemas de enfriamiento evaporativo, en especial los directos, es el contagio de la enfermedad denominada legionella por tratar con aerosoles de agua que pueden producirse por arrastre de la corriente de aire.

De esta manera se liga con el capítulo siguiente, encargado de explicar tanto la bacteria de la legionella como el riesgo del uso de estos sistemas en lo inherente a ella si no se realiza un buen diseño o mantenimiento.

II.6 Bibliografía:

Fuentes bibliográficas

[1] ATECYR; *Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización*. Editorial IDAE. ISBN 978-84-96680-53-1. Madrid, 2012.

[2] Shapiro, M. *Fundamentos de la termodinámica técnica*. Editorial Reverté. ISBN 84-291-4313-0. Barcelona, 2004.

[3] ASHRAE. "ASHRAE HandbookCD", SI Edition, Chapter 19 Evaporative Air Cooling Equipment. 2000.

[4] Tejero, A. *Tesis doctoral, "Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrico carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire"*, Capítulo III Tecnologías. UVa. Valladolid 2012.

CAPÍTULO III LEGIONELLA Y SU PROBLEMÁTICA.

ÍNDICE

CAPÍTULO III LEGIONELLA Y SU PROBLEMÁTICA.	83
III.1 INTRODUCCIÓN	85
III.2 LA LEGIONELLA Y LA LGIONELOSIS.	85

III.1 Introducción

Se han descrito en el capítulo II las generalidades sobre los sistemas de enfriamiento evaporativo y de una forma sencilla su funcionamiento. A simple vista puede verse que tienen un coste de operación bajo y que en ciertas condiciones ambientales sus beneficios son enormes pues consiguen condiciones ambientales de confort en edificios.

Sin embargo el uso de los mismos no está tan extendido como cabría esperar de su multitud de beneficios. La principal razón de este letargo en el que se encuentran los sistemas de enfriamiento evaporativo radica en una bacteria, más concretamente la legionella.

En este capítulo se explicará el problema derivado de esta bacteria y como los sistemas de enfriamiento evaporativo pueden contribuir a su propagación. Asimismo se darán una serie de condicionantes para que este riesgo producido por la presencia de esta bacteria se convierta en un peligro real. Una vez conocidas las condiciones se tratará de explicar las medidas a tomar para que no aparezcan estos peligros y demostrar que con un buen diseño, mantenimiento y las correspondientes precauciones, los sistemas de enfriamiento evaporativo son unos dispositivos seguros para su uso.

III.2 La legionella y la legionelosis.

La legionella es un género de bacteria que agrupa bacterias del tipo bacilo con formas esféricas o alargadas dependiendo de las condiciones en las que se encuentre.[1, Velasco, 2009].

Es una bacteria omnipresente en el medio acuático, cuya aparición es previa a la del ser humano. Incluye hasta 50 especies y un total de 70 subgrupos distintos, no todos de carácter virulento. De todas las bacterias de este género, la que más infecciones crea es la Legionella Pneumophila (figura III.2.1), destacando los serogrupos 1, 4 y 6 [2, SaludMadrid, 2006].



Figura III.2.1 Legionella Pneumophila al microscopio.

Son bacterias aerobias y su tamaño oscila entre los $0.3\mu\text{m}$ y los $0.9\mu\text{m}$ de ancho, estando su longitud comprendida entre los $2\mu\text{m}$ y los $20\mu\text{m}$.

Como se ha dicho está presente en todos los medios acuáticos incluyendo lagos, ríos, aguas termales incluso aguas marinas poco salobres y suelos húmedos. Sin embargo en estos medios no alcanza concentraciones altas. Es en los sistemas de agua artificiales como los sistemas de abastecimiento de agua dónde una vez colonizados, comienza la proliferación de estas bacterias.

Estos sistemas artificiales, pueden favorecer el estancamiento de agua y con ello la aparición de una biocapa que supone una fuente de nutrientes para estas bacterias, pudiéndose desarrollar además en condiciones de temperatura adecuadas, para alcanzar niveles peligrosos para la infección del ser humano.

La biocapa formada por materia orgánica e inorgánica, no solo actúa como fuente de nutrientes sino como refugio, pudiéndose extender la bacteria a otros puntos de la instalación. Si en estos puntos donde ha llegado una concentración de bacterias suficiente para provocar una infección, se producen aerosoles, estos pueden ser aspirados por el ser humano, llegando la bacteria hasta los pulmones pudiendo provocar un grupo de enfermedades conocidas como legionelosis.

La legionelosis, es el grupo de enfermedades provocadas por el grupo de bacterias legionella y puede presentarse de dos maneras diferentes:

Enfermedad del legionario (neumonía):

Es la enfermedad más peligrosa provocada por la bacteria legionella. Tras un periodo de incubación que va de 2 a 10 días, provoca síntomas dispares, desde una tos leve hasta coma con infiltrados pulmonares diseminados e insuficiencia multisistémica. [2, SaludMadrid, 2006]. Además de provocar síntomas respiratorios estos también pueden ser digestivos o neurológicos. No tiene una tasa de mortalidad alta, menor del 5% para pacientes inmunocompetentes que realizan un tratamiento adecuado. Sin embargo si no se realiza un tratamiento adecuado o se es inmunodeprimido

esta tasa puede aumentar por lo que es necesario la visita al médico si se tiene sospecha de contagio de esta enfermedad.

Su curioso nombre viene del modo de descubrimiento de la misma. Aunque la legionella existe desde antes del ser humano, el descubrimiento de esta enfermedad data de 1977. Esta fue contagiada por primera vez por un grupo de excombatientes de la legión estadounidense en un congreso celebrado un año antes. Tras el impacto que creó la muerte del grupo de legionarios, se denominó a esta enfermedad y a esta bacteria con este nombre.

Fiebre de Pontiac:

Es una enfermedad que tiene muchas similitudes con la gripe, sin embargo la fuente de la que proviene la misma es muy diferente. Sus síntomas son malestar general, fiebre y escalofríos que se producen tras 24h o 48h después de la infección y tras la incubación. Tiene menos peligro que la neumonía o enfermedad del legionario y tras un periodo de una semana se consigue la recuperación.

III.3 Condiciones para las que supone un riesgo.

La legionelosis aun no siendo una enfermedad con un índice alto de mortalidad si que es peligrosa y entraña un gran riesgo. Sin embargo no es una enfermedad sencilla de contraer sino que tienen que darse una serie de factores para poder llegar a adquirir una infección por legionella [3, Tejero, 2012].

1. Existencia de una cepa virulenta de legionella:

Lo primero que debe darse es la existencia de un pequeño nido de un grupo de la bacteria capaz de provocar enfermedades. Esto, puesto que la legionella vive en casi todos los medios acuosos como se explicó con anterioridad suele ser muy común.

2. Proliferación de la batería por condiciones favorables a la misma:

Aunque haya una cepa, es necesario que el nido crezca lo suficiente como para llegar a concentraciones capaces de provocar infecciones. Para ello deben darse una serie de condiciones en el medio como son:

- **Temperatura del agua:** La temperatura a la cual la legionella prolifera, multiplicándose hasta conseguir una concentración peligrosa está entre 20 y 45°C, alcanzando su mayor crecimiento a 37°C [2, SaludMadrid, 2004].

- **Suciedad:** Un nivel alto de suciedad, proporciona los nutrientes necesarios para la multiplicación de las bacterias, así como otros protozoos o bacterias que junto con materia inorgánica generan una biopelícula que protege además a la legionella frente a ataques químicos externos como desinfectantes.
- **Materiales inadecuados:** Hay materiales que de por sí acondicionan el medio para la multiplicación de la legionella. Estamos hablando de materiales como la madera que además son difíciles de limpiar con desinfectantes sin deteriorarse.
- **Corrosión:** La corrosión proporciona nutrientes a la legionella tales como hierro y fósforo que multiplican su reproducción.
- **Incrustaciones:** Este factor es muy importante debido a que las incrustaciones crean espacios recogidos, donde los nidos de bacterias pueden refugiarse ante ataques químicos haciendo estos mismos ineficaces. En equipos como los sistemas de enfriamiento evaporativo donde no se pueden realizar ataques térmicos, hay que tener muy controlado este aspecto pues puede inducir errores en los tratamientos.

3. Corriente de aire contaminada con aerosoles que alojen las bacterias:

La infección debida a la bacteria legionella, se contagia por vía respiratoria. Por ello sistemas como enfriadores evaporativos o torres de refrigeración donde puedan generarse aerosoles son peligrosos. El tamaño de los aerosoles debe ser suficiente para albergar las bacterias pero también lo suficientemente pequeño como para ser inhalado por vía respiratoria. El tamaño de partícula más peligroso se encuentra sobre los $5\mu m$. [3, Tejero, 2012].

Cabe resaltar que ni el contagio por la ingesta de agua contaminada por vía digestiva ni el contagio directo entre personas es posible.

4. Inhalación de la corriente de aire por vía respiratoria en personas susceptibles:

Además de todo lo anterior, es necesario ser una persona inmunodeprimida por cualquiera de las siguientes condiciones:

- **Edad:** Las personas de más de 50 años tiene una mayor probabilidad de ser infectados, siendo muy difícil en personas jóvenes.

- **Fumadores:** Las personas fumadoras tienen inmunodepresión por vías respiratoria por lo que son capaces de contraer la enfermedad.
- **Diabetes:** La diabetes también es una fuente de inmunodepresión.
- **Cáncer.**
- **Enfermedades pulmonares crónicas.**
- **Deficiencias inmunitarias:** Bien por tratamientos con corticoides o por que se ha sufrido un trasplante.

Hay que añadir que el sexo aun no siendo un factor determinante si tiene influencia. Tiene mayor probabilidad de caer enfermo un hombre frente a una mujer en una proporción 2,5:1 [2, SaludMadrid, 2006].

Estos cuatro factores explicados aquí deben darse conjuntamente siguiendo una cadena. Si cualquiera de los eslabones de esta cadena se rompe porque no se cumple alguna de las cuatro condiciones principales, el contagio por legionelosis no se efectuará. Puede verse una ilustración de la cadena a continuación (figura III.3.1).



FIGURA III.3.1 CADENA DE ACONTECIMIENTOS PARA SUFRIR LEGIONELOSIS. LA APERTURA DE CUALQUIER CANDADO LO EVITA.

III.4 Mantenimiento de equipos para prevenir la legionelosis

Como se ha dicho previamente, cualquier elemento que rompa la cadena de factores para contraer legionelosis, evitará cualquier posibilidad de contagio. Puesto que varios de esos factores no se pueden controlar, conviene llevar a cabo un buen mantenimiento de los equipos para evitar la proliferación de bacterias y con ello el contagio por legionella.

La forma más fácil y segura de evitar la legionelosis en estos equipos es la desinfección., de esta manera si se evitan el crecimiento de nidos con mantenimiento periódico y controlado, no se podrá contraer la enfermedad. Estas desinfecciones se pueden realizar de varias maneras:

- **Desinfección térmica:** Esta es la técnica más usada en las instalaciones de agua caliente sanitaria. [1, Velasco, 2009]. Consiste en mantener la acumulación de agua caliente a una temperatura de 60°C para no permitir el crecimiento de las bacterias. De forma puntual se aumenta esta temperatura a 70°C y así se consigue acabar con la vida de las bacterias que se encuentran en una concentración baja. Este método de desinfección es recogido por la norma [N-1], que obliga a los locales acumular la temperatura caliente por encima de los 60°C.
- **Desinfección química:** Consiste en un ataque químico con productos biocidas. Esta técnica se lleva a cabo en aquellos equipos donde no se puede realizar una ataque térmico, como pueden ser los enfriadores evaporativos. La acción de los productos biocidas puede ser oxidante o no oxidante.

Los agentes oxidantes como el ozono o derivados del cloro, oxidan la materia orgánica presente en el agua y de esta forma eliminan las bacterias. Su eficacia puede depender del pH del agua por lo que puede ser necesario una neutralización del mismo si el pH es básico.

Por su lado los agentes no oxidantes intervienen en el metabolismo o estructura celular de las bacterias. Estos pueden ser toxinas aportadas al agua como sales de plata o cobre o bien generadores de iones Cu-Ag.

Estos dos sistemas de desinfección tienen grandes diferencias. La desinfección química por biocidas necesita una instalación completamente limpia de incrustaciones o zonas muertas, para evitar que las bacterias puedan protegerse del ataque. Por ello, siempre que se pueda se realiza una desinfección térmica porque es más eficaz. Allí donde no se puedan realizar ataques térmicos, debe ser primordial la higiene y mantenimiento del sistema, evitando aguas estancadas que permitan la acumulación de microorganismos y evitando la acumulación de productos de corrosión propios de los materiales de la instalación. Sin embargo el mayor peligro de incrustaciones en sistemas

como enfriamientos evaporativos lo da la acumulación de sal en el agua. Al evaporarse el agua, la concentración de sal en el mismo va aumentando por lo que los sistemas deben tener una purga, que no permita crecer esta concentración indefinidamente.

- **Desinfección por radiación ultravioleta:** Esta novedosa técnica permite alterar genéticamente a las bacterias (figura III.4.1) para evitar su proliferación y de esta manera evitar concentraciones preocupantes de las mismas. Esta técnica requiere la certeza de que aguas abajo del mismo tratamiento no haya peligro de proliferación. Además también requiere espacios limpios que haga que la luz de la lámpara llegue a todos los rincones del espacio a desinfectar.

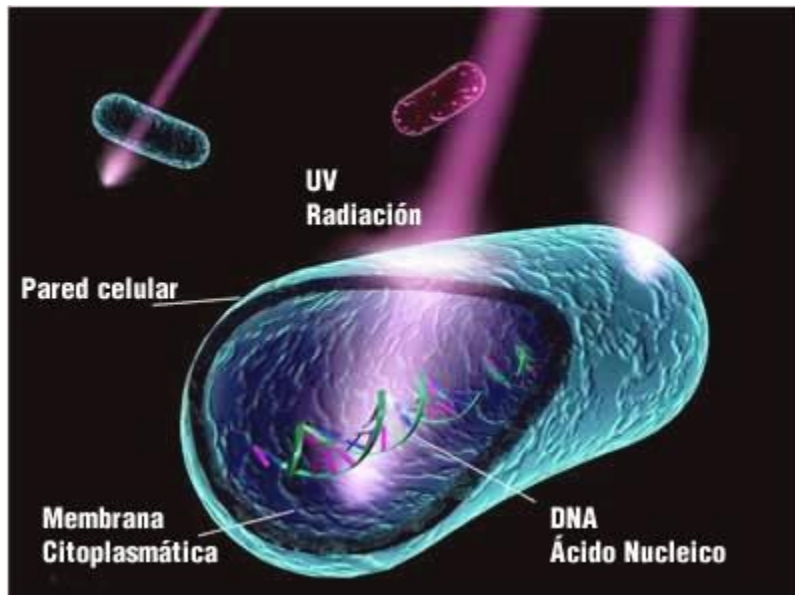


Figura III.4.1 Efecto de radiación ultravioleta en bacterias [W-1]

- **Desinfección por fotocatalisis:** Estos tratamientos oxidan la materia orgánica del agua utilizando óxidos de titanio expuestos a luz ultravioleta. Tienen un efecto idéntico a los biocidas oxidantes pero un origen algo diferente.

La desinfección corta la cadena en cuanto a que elimina las cepas virulentas y sobretodo evita su proliferación. Sin embargo puede cortarse la cadena en otro punto, como la generación de aerosoles. Esto se consigue con la utilización de filtros, teniendo en cuenta que aumentan la pérdida de carga del sistema y con ello las necesidades energéticas del mismo. También pueden disponerse filtros en el agua para evitar la entrada de bacterias a la corriente de agua del equipo, pero tiene que tenerse en

cuenta el aumento de la energía necesaria en el bombeo debido a las pérdidas de carga introducidas.

Aplicando de manera cuidadosa las medidas aportadas en este apartado, se consigue minimizar el riesgo de contagio por legionella al mínimo, aprovechando el potencial de estos sistemas para reducir costes en equipos a partir de media potencia [1, Velasco, 2009].

En instalaciones de menor potencia es necesario un estudio de costes, porque aunque un mantenimiento adecuado permite los riesgos de contaminación bacteriológica, los costes asociados al mismo hacen que estas alternativas pierdan peso ante otras de menor eficiencia energética. [5, Adnot *et al.*, 2003].

III.4 Bibliografía:

Fuentes bibliográficas

[1] Velasco, Eloy. "Mantenimiento de Sistemas de Enfriamiento Evaporativo". *MundoHVACR N°99*. México, Marzo de 2009. Pp 34-35.

[2] SaludMadrid. M. *Manual para la Prevención de Legionelosis en Instalaciones de Riesgo*. Madrid, 2006.

[3] Tejero, A. *Tesis doctoral, "Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrico carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire"*, Capítulo IV Directos. UVa. Valladolid 2012.

[4] ASHRAE. "ASHRAE HandbookCD", SI Edition, Chapter 19 Evaporative Air Cooling Equipment. 2000.

[5] Adnot, J. et al.; "Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners (EECCAC) FINAL REPORT - APRIL 2003", Volumen 3. Paris, 2003.

Normativa:

[N-1] REAL DECRETO 861/2003. Criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.

Referencias web

[W-1] Agua pura.
<http://esterilizacionaguaultravioleta.fadecen.com/index.php/desinfeccion-uv-sin-cloro/piscinas-y-spas-colectivos/> Última consulta 07/04/2016.

CAPÍTULO IV: HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE

ÍNDICE

CAPÍTULO IV: HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE	95
IV.1 INTRODUCCIÓN Y DESARROLLO HISTÓRICO DE LOS SISTEMAS	97
IV.2 DESARROLLO MODERNO DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	102
IV.3 DESARROLLO CONTEMPORÁNEO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO Y SUS PRINCIPIOS FÍSICOS.	107
IV.4 BIBLIOGRAFÍA:	111

IV.1 Introducción y desarrollo histórico de los sistemas

En este capítulo se van a recopilar de manera cronológica diferentes estudios realizados sobre los enfriadores evaporativos. Dado que el sistema estudiar es un enfriador evaporativo directo, esta recopilación se centrará más en este tipo de equipos.

Además, se introducirán aplicaciones actuales en las que se utilizan estos tipos de equipos, para situar el contexto del estudio y las bases puestas para las conclusiones que se sacarán.

El enfriamiento evaporativo es un fenómeno que se da en la naturaleza de forma espontánea y que ha sido usado por la humanidad desde los comienzos de la civilización. El propio cuerpo humano se refrigera a través del sudor con la evaporación del mismo. También los animales cubren sus cuerpos con barro para refrigerarse con la evaporación del agua que contiene el fango. [1, Tejero, 2012].

Hablando del uso consciente del ser humano del fenómeno de enfriamiento evaporativo, su comienzo data del 2500 A.C. En esta época se pueden encontrar evidencias del uso de enfriamiento evaporativo por parte de la civilización del Antiguo Egipto. En algunos frescos de esta civilización, puede verse como se enfriaba agua abanicando vasijas que conseguían mantener las superficies de las mismas húmedas debido a su porosidad (figura IV.1). No parece una coincidencia que fueran los egipcios los que descubrieran el enfriamiento evaporativo debido a que en su clima, seco y cálido es dónde más eficaz resulta el mismo [2, Bowen, 1981].

Además de enfriar sus vasijas, los egipcios utilizaban este sistema de refrigeración con construcción de fuentes en palacios. Estas fuentes no tenían por tanto únicamente fines estéticos al igual que no lo tenían en la antigua Mesopotamia y la antigua Grecia e históricamente a lo largo de todas las civilizaciones.

Avanzando en la historia, la cultura islámica, que tantos avances científicos introdujo, utilizó el enfriamiento evaporativo de manera notable. Al provenir su cultura de climas cálidos y secos, vieron muy útil este fenómeno para ambientar edificios y combatir con ello estas altas temperaturas. En varios puntos del mediterráneo, que tenían climas favorables para el fenómeno del enfriamiento evaporativo, los islámicos construyeron piscinas con fuentes en el interior de los palacios. [3, Flores, 2008]. En España, tenemos un ejemplo muy famoso en el Patio de los Leones de La Alhambra de Granada (figura II.2).

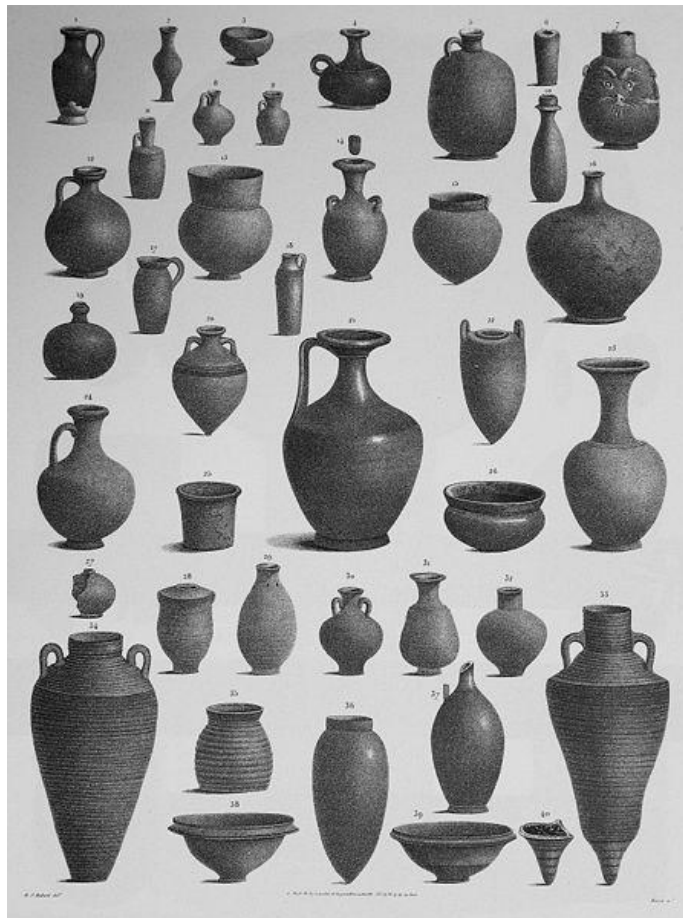


Figura IV.1.1 Vasijas de barro porosas, Antiguo Egipto.



Figura IV.1.2 Patio de los Leones de La Alhambra

Dando un salto grande en la historia, Pedro el Grande instaló un sistema de cortinas de agua en sus jardines de San Petersburgo, refrigerando bancos cercanos sin llegar a mojarlos, empleando el recurrente recurso de construir fuentes para enfriar el ambiente. Previamente Da Vinci inventó la que posiblemente sea la primera máquina evaporativa. Para refrigerar el tocador de su mujer. [4, Watt, 1986]. Este mecanismo consistía en una rueda hueca de

agua a través de la cual se hacía pasar una corriente de aire que se enfriaba a su paso.

Sin embargo, aunque se ha utilizado a lo largo de la historia de manera habitual, no se estudió este fenómeno a fondo hasta finales del siglo XIX o principios del siglo XX.

Fue en Estados Unidos y se desarrolló de manera paralela pero con origen diferente en distintas zonas de los mismos, los sistemas de enfriamiento evaporativo. [3, Flores, 2008]. Los primeros sistemas limpiadores de aire y los primeros sistemas evaporativos directos de tela, fueron inventados entre 1900 y 1930. Tras ellos se llevó a cabo la construcción de sistemas evaporativos indirectos y de sistemas de pulverización directos. Los sistemas evaporativos indirectos se basaron en las torres de refrigeración mientras que los directos tomaron sus bases de los procesos que se habían dado a lo largo de la historia del uso de los mismos.

Zona este de Estados Unidos

En la zona sudeste de los Estados Unidos, a finales del siglo XIX, la necesidad de limpiar y enfriar el aire en la industria textil, llevó a John Zellwegner a inventar un ventilador-lavador de aire que conseguía mantener los álabes y la carcasa húmedos para la limpieza de partículas de polvo y que servía de apoyo a la refrigeración del aire de proceso. Posteriormente Robert Thomas inventó el “Acme Washer”, que hacía pasar el aire por cortinas de agua.[4, Watt, 1985]. Tras esto, se desarrollaron los primeros lavadores modernos de la mano del doctor Dr. Willis Carrier. Estos se basaban en la pulverización a través de múltiples casquillos así como placas de eliminación de gotas que permitían pasar la corriente de aire pero no la de agua.

Es bueno subrayar que estos equipos no se diseñaron para enfriar el aire sino para limpiarlo y humidificarlo, por las exigencias de la industria textil de aquel entonces. Sin embargo se vio que estos sistemas tenían poder de enfriamiento por lo que se estimuló el desarrollo de nuevos sistemas evaporativos. Ayudó al desarrollo de los mismos la definición del término “aire acondicionado”, establecido en 1906 por Stuart W. Cramer y que aunaba los conceptos de temperatura humedad y limpieza del aire.

Ya en 1911 Carrier presentó sus famosas “Fórmulas Psicrométricas Racionales” que crearon unas bases más precisas para el estudio del enfriamiento evaporativo y todos los posteriores sistemas de acondicionamiento de aire. Por ello puede decirse que fue el enfriamiento evaporativo el que sentó las bases de los sistemas actuales de climatización [5, Viti, 1996].

Zona oeste de Estados Unidos

En esta zona se desarrollaron los sistemas de enfriamiento evaporativo indirectos, a pesar de presentar climas relativamente áridos en zonas como Arizona. Esto se debe al uso extendido de las torres de refrigeración y a la costumbre de enfriar el ambiente colocando telas húmedas en los exteriores de las casas. Estas torres de refrigeración lo que hacen es enfriar agua con el paso de aire a través de ella, pero sin uso posterior del aire, descargándolo al ambiente. (figura II.3) Lo que aprovechan estos sistemas posteriormente es el agua previamente enfriada con el aire, para refrigerar algún proceso del sistema. El fundamento de estos sistemas de torre de refrigeración empezó a implementarse para el enfriamiento indirecto del aire en el aire acondicionado de los coches en Arizona. Fue un tremendo éxito, lo que permitió a este sistema implementarse en tiendas, oficinas u hoteles por un módico precio de 200\$, desarrollándose el sector rápidamente [4, Watt, 1985].

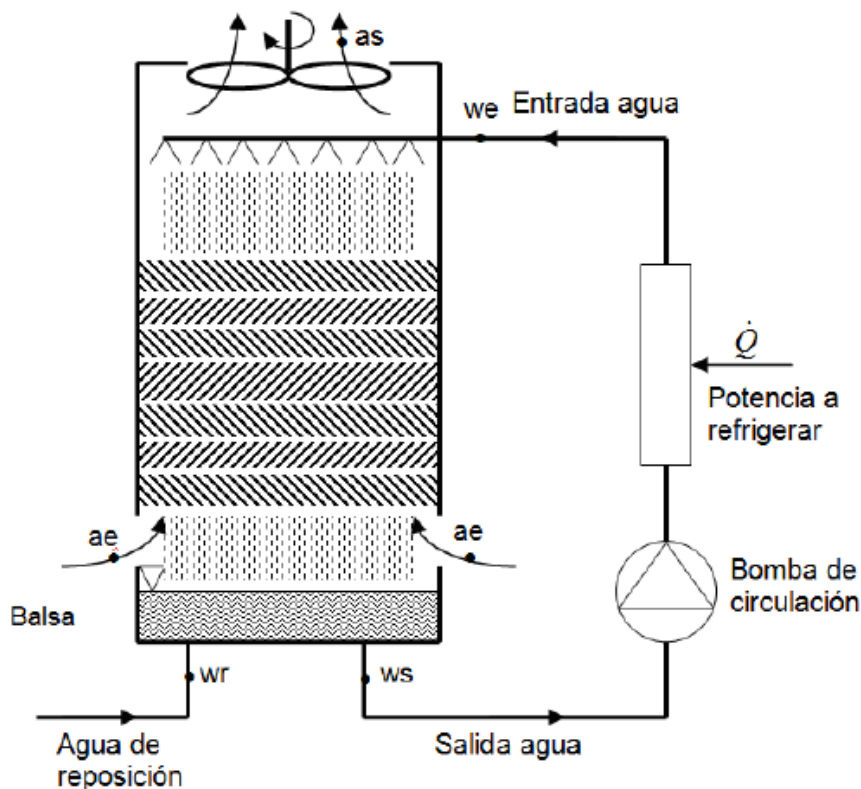


Figura II.1.3 Esquema de funcionamiento de una torre de enfriamiento [6, Jacob, 2012]

Paralelamente en Los Ángeles se desarrollaron equipos indirectos que utilizaban intercambiadores de placas en lugar de radiadores como se hacía en los aires acondicionados de los coches. El modelo más exitoso, que se recoge en el boletín de la Universidad de California en 1935, atomiza agua

directamente sobre el aire en el exterior de unas placas huecas, por dentro de las cuales circula el aire primario.

Común a los Estados Unidos

Ya en líneas generales en el conjunto de los Estados Unidos, el primer enfriador evaporativo directo en esta zona apareció en 1932 cuando la gente añadió a sus sistemas de refrigeración por telas en los edificios un ventilador.

En 1935, el coste y las grandes dimensiones de los lavadores de aire convencionales empujaron a Walter.L.Fleisher a desarrollar lavadores más simples y compactos. En estos sistemas el aire pasaba a través de finas celdas de fibra de vidrio que se mantenían húmedas por un spray a baja presión, reduciendo su volumen y peso. Esta innovación no solo se utilizó para la limpieza de aire en plantas textiles o químicas sino que al ser de un tamaño reducido también se usó en sistemas de aire acondicionado de locales para el enfriamiento pues ya se conocía bien el enfriamiento evaporativo.

Posteriormente en 1939 se realizaron pruebas y ensayos en la Universidad de Arizona con el propósito de mejorar los diseños de los equipos existentes. Este estudio se consolidó con la publicación de un trabajo titulado “Enfriamiento para las viviendas de Arizona”.

Al conseguirse unos productos estándar tanto indirectos (torres de enfriamiento-intercambiador) como directos (por pulverización), estos establecieron una competencia entre ellos. Los primeros eran más usados que los segundos pero presentaban grandes desventajas en cuanto a tamaño y ruido. Se intentó reducir su tamaño utilizando placas metálicas en el intercambio de energía. Sin embargo al tratar con un medio acuoso, estas presentaban problemas de corrosión por lo que dejaron de utilizarse hasta el desarrollo de los materiales plásticos.

Los enfriamientos por spray, por su parte, se utilizaron más en climas secos donde las temperaturas generaban un malestar térmico enorme. Estos equipos podían mitigarlo por lo que se desarrollaron miles de versiones diferentes durante las dos décadas previas a la Segunda Guerra Mundial. Muchos de estos equipos fueron estudiados por Watt en un proyecto de investigación en 1952 y 1953 por el U.S Naval Civil Engineering Research Laboratory en Port Hueneme, California.[4, Watt, 1985].

Durante la Segunda Guerra Mundial no se tenía tanta disponibilidad sobre los ventiladores, bombas, motores o incluso intercambiadores por lo que la construcción de sistemas de enfriamiento evaporativo y más severamente los indirectos se vieron en horas bajas. Frente a ellos crecieron sistemas menos voluminosos que pudieran emplearse allí donde hubiera electricidad. Fue a

partir de este momento, cuando empezó la expansión de los equipos de frío por compresión ayudados por el bajo precio de la electricidad.

Tras la guerra la cohibida demanda de enfriadores evaporativos aumentó considerablemente convirtiéndose en un buen negocio en Estados Unidos. En 1952, Oscar Palmer, propietario de la compañía más importante en la venta de sistemas evaporativos directos, vendió su empresa a la Metal Products Company. A partir de este momento comenzó una expansión de la compañía por Phoenix y se abrió en México una franquicia por lo que creció rápidamente la venta por la frontera de los Estados Unidos.

Todos estos datos y estudios los reflejó Watt en su libro “Evaporative Air Conditioning”, publicado en 1963 y cuya segunda edición de 1986 se ha utilizado aquí para explicar la historia del desarrollo de los equipos de enfriamiento evaporativo que tuvo lugar en Estados Unidos. Con el análisis que realizó, consiguió establecer la refrigeración evaporativa como un campo de investigación por lo que se va a considerar este momento como punto de inflexión en la historia del desarrollo de equipos de enfriamiento evaporativo, pasando al apartado siguiente.

IV.2 Desarrollo moderno de los sistemas de enfriamiento evaporativo

Tras el estudio realizado por Watt se mejoró mucho el diseño de los sistemas de enfriamiento evaporativo hasta llegar a los equipos que tenemos hoy en día. Se van a presentar aquí los principales estudios y hallazgos, referenciando sus estudios.

En 1966, Dunkle y Norris construyen un refrigerador evaporativo rotativo formado por láminas de plástico de 0.01 cm de espesor. Estas láminas formaban una rueda de 92cm de diámetro y 7.6 de profundidad que giraba a una velocidad baja de 18 rpm y contaba con conductos en los que se incluían pulverizadores de agua. [7, Dunkle, 1967].

Tras Watt otra persona importante en el desarrollo de los sistemas de enfriamiento evaporativo ha sido el Dr. Donlad Pescod. Pescod quien ha dirigido un equipo de científicos de la Organización de Investigación Científica e Industrial de la Commonwealth en Australia. Este grupo empleó por primera vez en 1968 placas de plástico en los enfriadores evaporativos. Desarrolló además la creación de turbulencias artificiales para minimizar el estancamiento de la película de aire y de esta manera aumentar la superficie de intercambio de manera significativa en equipos compactos indirectos. Sus estudios y ensayos se realizaron e intercambiadores de placas secas con diferentes geometrías de superficie en forma de tacos metálicos y agujeros para promover las turbulencias. Utilizó láminas de plástico moldeado con filas salientes al tresbolillo (figura IV.2.1) y la investigación se centró en determinar el efecto del espaciamiento entre placas y la distancia entre los salientes, así como el estudio de los caudales de aire según datos empíricos para la optimización de diseños. Los modelos probados tenían placas de plástico de 200x200mm² de superficie y 2,5mm de espesor.

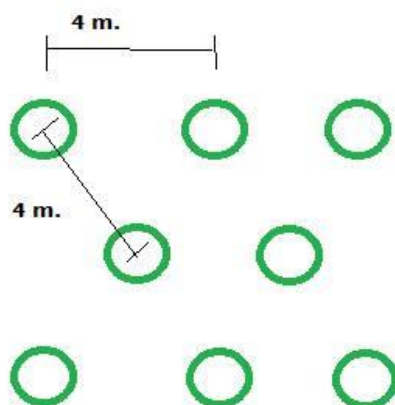


Figura IV.2.1 Disposición al tresbolillo en triángulos equiláteros [W-2]

El resultado alojado por este estudio fue que se podía reducir hasta 10°C la temperatura, recomendando sistemas de temperaturas y presiones moderadamente bajas. [8, Pescod, 1974].

En 1970 Hollands realiza un estudio teórico de los rellenos de los sistemas de refrigeración evaporativo y en 1976 Ravichandian N. construye una instalación experimental donde con una toma de datos y el planteamiento de una serie de ecuaciones deducidas del primer principio de la termodinámica, establece mediante una serie de regresiones, las correlaciones que permiten simular un proceso de refrigeración evaporativa. [9, Ravichandian, 1976].

En 1973, se produjo el comienzo de un vertiginoso incremento del coste de la energía, potenciándose aún más los enfriadores evaporativos. El mercado logró crecimientos anuales del 10% entre los años 1973 y 1980. Se avanzó en el desarrollo de equipos y se plantearon equipos mixtos juntando enfriadores evaporativos directos e indirectos para aumentar el ámbito de aplicación. También se combinaron estos sistemas con sistemas de compresión, ayudando a reducir el coste de operación de los mismos en zonas más húmedas donde los enfriadores evaporativos no podían conseguir condiciones de confort por ellos mismos.

En 1979, Pescod y sus colaboradores realizan también aportes teóricos al enfriamiento evaporativo. Empezaron por el desarrollo del primer modelo de simulación para refrigeración evaporativa basado en el estudio de un intercambiador de calor seco, admitiendo las hipótesis de un intercambiador ideal como válidas. Más adelante dos colaboradores de Pescod como fueron MacLaine-Cross y Banks, desarrollaron las ecuaciones para modelar los intercambiadores de calor pero con superficie húmeda. MacLaine-Cross y Banks, propusieron una teoría para correlacionar los coeficientes de transferencia de calor en superficies secas y húmedas [10, MacLaine, 1983]. Esta teoría fue validada comparándola con los datos experimentales usando los valores medios aportados por Pescod.

En 1982, Sight y Nayankherkar obtienen la máxima eficiencia en un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto con flujos de aire secundario y agua en equicorriente sobre superficies de plástico, para una separación entre superficies de 3 y 4 mm, una velocidad de aire de alrededor de 1 a 4 m/s y un gasto másico de agua de 2800kg/m²h. [11, Singh,1982].

También en 1982, Rahman Ali diseño y construyo un sistema de enfriamiento indirecto, con recuperación del aire de extracción, y realizó un estudio experimental para diferentes condiciones del aire a la entrada. Según este estudio el máximo rendimiento del equipo se obtenía para un caudal de aire de 0,05m³/s y se acercaba al 70%. [12, Rahman, 1982].

Los estudios de MacLine-Cross y Banks prosiguieron en 1983. En este año presentaron un modelo aproximado para el análisis de un refrigerador evaporativo indirecto. Como simplificación asumieron que la película de agua es estacionaria y se reemplaza continuamente con agua a la misma temperatura. [10, MacLine, 1983].

Yellot y Gamero ilustraron los diferentes tipos de sistemas de enfriamiento evaporativo en 1984. En sus documentos pueden verse desde

descripciones de los principales equipos indirectos existentes hasta el momento como los análisis psicrométricos de los mismos. Se estudiaron los intercambiadores de calor aire-agua, que utilizaban agua enfriada en una torre de refrigeración y los aire-aire que trabajaban con corrientes secundarias que pasaban a través de placas húmedas, bien fuera en contracorriente, en flujo cruzado o en flujo paralelo. La conclusión del estudio resultó ser la conveniencia de los equipos agua-aire, debido a que el coeficiente de película de intercambio en este medio era mayor que en el aire-aire.[13, Yellot, 1984].

En 1989 Hsu y Laven consiguieron resolver las ecuaciones que gobiernan un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto regenerativo, realizando un método iterativo y algunas simplificaciones. [14, Hsu, 1989]. Este trabajo supuso un impulso para el mundo de los enfriadores evaporativos y en la década de los años 80, aumentó el interés por equipos de estas características. Las evidencias del aumento del interés pueden verse en el número de publicaciones y artículos que aparecieron.

Hasta esta época, los sistemas evaporativos directos se puede ver que no se desarrollaron en exceso.

En 1990 los profesores Hofu Wu de la Universidad Politécnica de California y Joe Huang del Laboratorio Lawrence de Berkeley conformaron un equipo de investigación apoyados por la Comisión de Energía de California. Sus principales aportes al desarrollo de los sistemas de enfriamiento evaporativo son el desarrollo de modelos analíticos para diferentes diseños de sistemas, tanto directos como indirectos y la incorporación de estos modelos al software de simulación energética de edificios con el objetivo de simular los “Coefficient of Performance”, (COP^4) en diferentes ciudades de los Estados Unidos, dependiendo de la estación. A partir de los trabajos de estos dos profesores, la Comisión de Energía de California creó la “California Evaporative Cooling Collaborative” con el apoyo de entidades públicas y empresas privadas. El cometido de este organismo era el fomento de los sistemas de enfriamiento evaporativo en California para lo que se valieron de estudios de mercado, campañas publicitarias y estudios energéticos.

Centrándonos en España, en los años 90 comenzó a existir un interés creciente por estos sistemas de enfriamiento evaporativo. Por encargo de la Sociedad Estatal EXPO'92, el Grupo de Termotecnia del Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos de la Universidad de Sevilla llevó a cabo varios trabajos de investigación. También cabe destacar los trabajos realizados por el grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid que lleva estudiando equipos de enfriamiento evaporativo desde principios de los años 90. Entre los estudios llevados a cabo por este departamento caben destacar

los siguientes, alguno de los cuales ya han sido citados en el apartado antecedentes de este trabajo.

- Artículo: “Simulation model of an indirect evaporative cooler”. J.F. San José Alonso , F.J. Rey Martínez , E. Velasco Gómez, M.A. Alvarez-Guerra Plasencia. 1998.
- Artículo: “Design and experimental study of a mixed energy recovery system, heat pipes and indirect evaporative equipment for air conditioning”. Francisco Javier Rey Martínez, Mario Antonio Álvarez-Guerra Plasencia, Eloy Velasco Gómez, Fernando Varela Díez, Ruth Herrero Martín . 2003.
- Artículo: “Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler”. E. Velasco Gómez*, F.J. Rey Martínez, F. Varela Díez, M.J. Molina Leyva, R. Herrero Martín. 2005.
- Artículo : “Thermal comfort analysis of a low temperature waste energy recovery system: SIECHP”. R. Herrero Martín, F.J. Rey Martínez, E. Velasco Gómez. 2007.
- Artículo “Comparative study between a ceramic evaporative cooler (CEC) and an air-source heat pump applied to a dwelling in Spain”. Francisco Javier Rey Martínez, Eloy Velasco Gómez, Ana Tejero González, Fernando Enrique Flores Murrieta. 2010.
- Artículo “Experimental characterisation of the operation and comparative study of two semi-indirect evaporative systems”. E. Velasco Gómez, F.J. Rey Martínez, A. Tejero González. 2010.
- Artículo “Experimental characterisation of an indirect evaporative cooling prototype in two operating modes”. Eloy Velasco Gómez, Ana Tejero González, Francisco Javier Rey Martínez. 2012.
- Tesis doctoral de Ana Tejero: “Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrico carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire”.

Todos estos trabajos han llevado al grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid a ser pioneros en el estudio de algunos aspectos sobre sistemas evaporativos en España.

En el año 2000 Kang y Park realizaron un estudio experimental y un modelado de un sistema de enfriamiento evaporativo pasivo de contenedores “Passive containment cooling system” (PCCS) en la planta nuclear AP600. Estos investigadores eran miembros del Departamento de Ingeniería Nuclear de la Universidad Nacional de Seúl.

IV.3 Desarrollo contemporáneo de sistemas de enfriamiento evaporativo y sus principios físicos.

Entrado el siglo XXI y con la ciencia avanzando cada vez más rápidamente, se han desarrollado muchos estudios tanto de ensayos y optimización de sistemas como estudios teóricos sobre conceptos tales como los fenómenos de transporte de masa y de calor involucrados en el enfriamiento evaporativo.

Transferencia de calor y masa

Los fenómenos de transferencia de masa y de calor acoplados como la condensación y la evaporación en película están extendidos a un número amplio de aplicaciones. Por ello las bases del enfriamiento evaporativo de películas de líquido y problemas similares han sido investigados por la comunidad científica con atención. La determinación del número de Nusselt o el problema de la condensación son dos claros ejemplos de temas que han sido investigados exhaustivamente en nuestro tiempo. El estudio del incremento del intercambio tanto de calor como de materia en flujos turbulentos y/o el efecto ondulatorio de la película de líquido son más ejemplos a tener en cuenta. Todos los estudios modernos sobre estas temáticas tienen muy en cuenta estudios pasados como los de Chun y Seban (1971), Chen y Yuh (1980), Chang et al. (1986), Shmerler y Mudawar (1988), Baumann y Thiele (1990), Berntsson et al. (1991), Rashidi et al. (1991), Yan y Lin (1991), Yan et al. (1991), Hoke y Chen (1992), Mudawar y Houpt (1993), Imadojemu y Johnson (1994), Paten et al. (1994). [3, Flores, 2008].

Simulación computacional

Otro campo de estudio interesante para los sistemas de enfriamiento evaporativo es el campo de la simulación computacional de enfriamiento de películas de líquido. Cabe destacar algunos estudios, como el enfriamiento de película líquida a lo largo de una placa plana en una corriente de gas que presentan Shembharkar y Pai (1986), Tsay et al (1990) y Yan y Soong (1993,1995). La transferencia de calor y masa en convección laminar mixta en conductos mojados verticales estudiada por Lin et al (1988) y Tsay y Yan (1990) también resulta interesante. Yan publicó en solitario en 1993 el efecto de la evaporación de película de líquido y la transferencia de calor y masa para la convección mixta. Baumann y Thiel (1990) y He et al (1998) realizaron el análisis que incluye los procesos de transporte entre la película líquida y el flujo de gas. Un estudio más reciente de 2002 llevado a cabo por Feddaoui et al contribuyó al estudio numérico del enfriamiento evaporativo de películas de líquido en tubos de convección laminar.

Refrigeración evaporativa en tejados

También resulta importante el campo de la refrigeración evaporativa en tejados. En los últimos años han aparecido numerosos modelados de estas tecnologías entre los que cabe destacar los realizados en el Instituto de Investigación Técnica en Osaka (Japón) en el año 2001 por Onmuna et al. Este grupo de investigadores diseñó un prototipo nuevo de tejado con una capa de césped para obtener enfriamiento evaporativo. Su modelo, en régimen no estacionario era capaz de predecir el transporte de calor y masa en la subcapa de césped y con ello el enfriamiento evaporativo obtenido. Saro y Manzan llevaron a cabo en 2000 un modelo numérico en 2D del prototipo que construyeron para el enfriamiento evaporativo en tejados sujeto a convección forzada. Posteriormente en 2002 realizaron un modelo en 3D del campo térmico, el campo fluido y la concentración de vapor de agua del aire en el interior del conducto de su sistema. Ya en 2004, Cheikh y Bouchair del Departamento de Arquitectura de Laghouat, Argelia realizaron un modelo matemático dinámico empleado en un sistema reflecto-evaporativo de un tejado para mejorar el enfriamiento de espacios en edificios de climas secos y calurosos.

Sistemas de ayuda subterránea

Una nueva tendencia son los llamados "*ground source evaporative cooling systems*". Estos están siendo desarrollados en lugares de oriente medio y consiste en un apoyo a los sistemas evaporativos mediante un circuito subterráneo de enfriamiento del agua. Varios estudios de este concepto se presentan a continuación.

El primer estudio presentado ha sido realizado por Delfani,S et al y consiste en la comparación experimental y de simulación computacional de resultados de un sistema mixto formado por un enfriador evaporativo directo y uno indirecto refrigerado por un circuito de enfriamiento subterráneo de agua.[15, Delfani, 2016]. Este sistema aprovecha el enfriamiento subterráneo de la corriente de agua que enfría sensiblemente el aire antes de entrar en el enfriador directo (figura IV.3.1).

Con este sistema puede reducirse la temperatura un valor adicional, sin con ello aumentar en exceso la humedad de la corriente de aire, que es uno de los mayores problemas que tienen los sistemas de enfriamiento evaporativo directo para conseguir las condiciones de confort. En este estudio se aunó además la base experimental con la simulación por ordenador realizando un modelo con ciertas simplificaciones, resultando aceptable pudiéndose realizar simulaciones a través de él en otras condiciones diferentes.

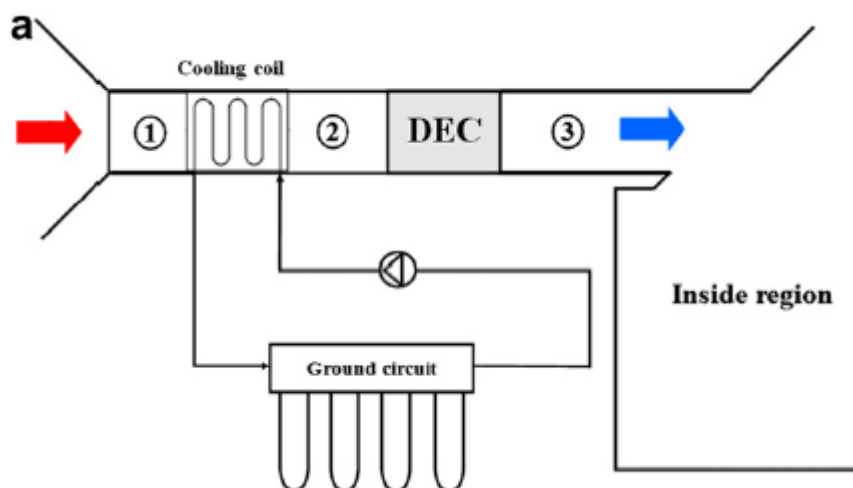


Figura IV.3.1 Sistema mixto con apoyo de energía geotérmica gratuita

Debido al aumento de humedad que en condiciones generales realizan los sistemas de enfriamiento evaporativo directo, se han pensado soluciones para no aumentar demasiado la humedad del aire y de esta manera poder conseguir condiciones de confort sin necesidad de usar elementos auxiliares. Un estudio sobre este tema ha sido llevado a cabo en la actualidad por Acar, B. et al. [16, Acar, 2016]. En este estudio, el equipo desarrolló un sistema de enfriamiento evaporativo directo apoyado por una ventilación de entrada directa de aire del exterior y una de extracción de la sala al exterior. Controlando el caudal proporcionado por estos ventiladores, se podía mantener en el interior una humedad controlada a la vez que el sistema evaporativo enfriaba el aire humectándolo y ayudado por un ventilador interno para la correcta mezcla de corrientes. Apoyándose en un sistema de enfriamiento de agua a través del suelo con un intercambiador de calor, se podía disipar el calor generado por las bombas en el recorrido del agua y así no afectar a la evolución adiabática del aire (figura IV.3.2) Si bien es cierto que la temperatura que conseguía reducir el sistema era de unos 2°C en un intervalo de (25-32°C), se

conseguía mantener la humedad relativa por debajo del 55% de media en ese rango de temperaturas.

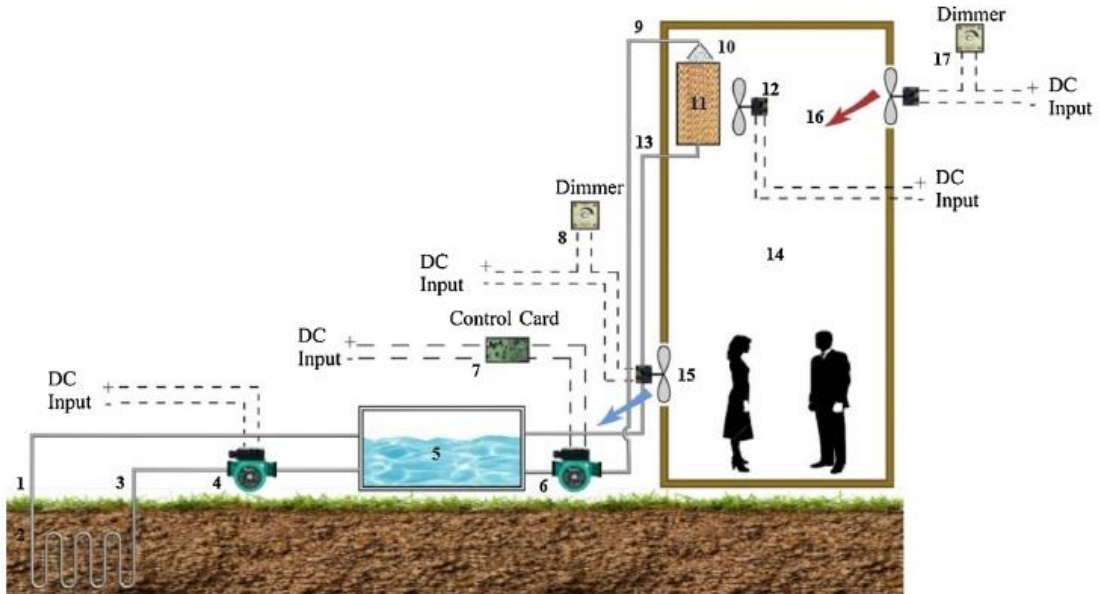


Figura IV.3.2 Resumen del sistema "ground source" de Acar, B.
1) Tubería de impulsión, 2) Intercambiador suelo, 3) Tubería de retorno, 4) Bomba, 5) Tanque, 6) Bomba, 7) Tarjeta de control, 8) Variador, 9) Conducto inyección, 10) Pulverizador, 11) Enfriador evaporativo, 12) Ventilador de mezcla, 13) Conducto de retorno, 14) Habitación, 15) Ventilador de extracción, 16) Ventilador de entrada, 17) Variador. [15, Acar, 2016]

IV.4 Bibliografía:

Fuentes bibliográficas:

- [1] Tejero, A. Tesis doctoral, "Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrico carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire", Capítulo III Tecnologías. UVA. Valladolid 2012.
- [2] Bowen, A. "Cooling achievement in the gardens of Moghul India". Proceedings of the International Passive and Hybrid Cooling Conference, Miami Beach, Florida 1981.
- [3] Flores, E. Tesis doctoral "Fabricación, monitorización y caracterización de un equipo de aire acondicionado bajo impacto ambiental, utilizando un sistema combinado: refrigerador evaporativo cerámico y tubos de calor REC-TC". Capítulo II "Refrigeración evaporativa". Valladolid, 2008.
- [4] Watt, J. "Evaporative Air Cooling Handbook". Second Edition Editorial Chapman and Holl. ISBN 978-1-4612-9387-3. 1986.
- [5] Viti, A. "El diseño de las Instalaciones de Climatización antes del siglo XXI". El instalador, Nº 323. Madrid, septiembre de 1996. Pp 45-49.
- [6] Jacob, M. Trabajo fin de grado "Diseño de un sistema de agua de refrigeración en ciclo cerrado". ICAI, Madrid, 2012.
- [7] Dunkle, R. "General Analysis of Regenerative Evaporative Cooling Systems". Presentado en el 12º Congreso Internacional de Refrigeración, Madrid, Agosto-Septiembre de 1967.
- [8] Pescod, D. "An Evaporative Air Cooler Using a Plate Heat Exchanger". CSIRO, Division of Mech.Eng, Internal Report Nº2. Tr2, Highet, Victoria, Australia 1974.
- [9] Ravichandán, N, "Design and Optimization of an Evaporative Air Cooler". ASHRAE Transactions, Vol 82 Part 2, Proceedings of ASHRAE anual meeting, Junio-Julio de 1976.
- [10] MacLine-Cross I.L. y Banks, P.J. "A General Theory of Wet Surface Heat Exchangesrs and Its Application to regenerative Evaporative Cooling". J.Heat Transfer, 1983.

[11] Singh, M., y Narayankhedkar, Y. "Investigation and Development of Indirect Evaporative Cooler Using Plastic Heat Exchangers". *Mech. Eng. Bull.* 13, 1982.

[12] Rahman Ali,A. "Study of Plate-Type Heat Exchangers". *M. Sc. Thesis University of Technology, Baghdad*, 1982.

[13] Yellot, J. "Roof cooling with intermittent water sprays". *Trans. ASHRAE* 72,1961.

[14] Hsu, S.T. y Laven, Z. "Optimization of Wet-Surface Heat Exchangers". *Energy* 14, 1989.

[15] Delfani,S et al. "Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner". *Science direct*, 2016.0

[16] Acar, B. et al. "Psychometric and thermodynamic analysis of new ground source evaporative cooling system". *Science direct*, 2016.

Referencias web:

[W-1] Paperblog. A través de la historia del antiguo Egipto.

<http://es.paperblog.com/el-packaging-a-traves-de-la-historia-antiguo-egipto-iii-669028/> Última visita 14/04/2016.

[W-2] Viveirosrefoxos. Selvicultura del castaño.

<http://www.viveirosrefoxos.com/selvicultura-del-castano.php> Última visita 14/04/2016.

PARTE 2: DESARROLLO TEÓRICO

Capítulo V: Transferencia de calor y masa.

Capítulo VI: Análisis psicrométrico y ecuaciones.

CAPÍTULO V: TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE MASA

ÍNDICE

CAPÍTULO V TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE MASA	115
V.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA	119
V.2 TRANSFERENCIA DE CALOR	120
V.2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN:	121
V.2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN:	125
V.2.3 TRANSMISIÓN DE CALOR POR RADIACIÓN:	139
V.3 TRANSFERENCIA DE MASA:	141
V.3.1 TRANSPORTE DIFUSIVO:	141
V.3.2 TRANSPORTE CONVECTIVO	144
V.4 TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA	146
V.5 BIBLIOGRAFÍA:	150
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS	150
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:	150

SIMBOLOGÍA DEL CAPÍTULO

T_i :	<i>Temperatura en condiciones i.</i>
t :	<i>Tiempo.</i>
HR_i :	<i>Humedad relativa en condiciones i.</i>
Q_s :	<i>Calor sensible.</i>
Q_{lat} :	<i>Calor latente.</i>
q_i :	<i>Densidad de flujo de calor en la dirección i.</i>
Q_i :	<i>Flujo de calor en la dirección i.</i>
k_i :	<i>Conductividad térmica en la dirección i.</i>
g :	<i>Aceleración de la gravedad.</i>
α :	<i>Difusividad térmica.</i>
\dot{m} :	<i>Flujo másico.</i>
i_i :	<i>Entalpía específica en las condiciones i.</i>
C_{p_i} :	<i>Calor específico a presión constante de la sustancia i.</i>
λ :	<i>Calor específico de cambio de fase agua-vapor.</i>
h :	<i>Coefficiente de película térmico.</i>
h_m :	<i>Coefficiente de película másico.</i>
ρ_i :	<i>Densidad de la sustancia i.</i>
u_i :	<i>Velocidad en dirección x y condiciones i.</i>
v_i :	<i>Velocidad en dirección y y condiciones i.</i>
$\delta(x)$:	<i>Capa límite dinámica.</i>
$\delta t(x)$:	<i>Capa límite térmica.</i>
S :	<i>Sección transversal.</i>
F_x :	<i>Fuerza en dirección x.</i>
p :	<i>Presión.</i>
μ :	<i>Viscosidad dinámica.</i>
Φ :	<i>Pérdida de energía mecánica por esfuerzos viscosos.</i>

- β ; *Coefficiente de expansión térmica.*
- L ; *Longitud equivalente.*
- σ ; *Constante de Stefan-Boltzmann.*
- F_{i-j} ; *Factor de forma de i a j.*
- A_i ; *Área de la superficie i.*
- M_i ; *Peso molecular de la especie i.*
- c_i ; *Concentración de la especie i.*
- x_i ; *Fracción molar de la especie i.*
- j_A ; *Flujo másico de las especie A.*
- V ; *Volumen.*
- R ; *Constante de los gases ideales.*
- n ; *Número de moles.*
- D_{A-B} ; *Difusividad másica de A en B.*

V.1 Descripción general de los procesos de transferencia

El objetivo de este capítulo es mostrar las ecuaciones que rigen la transferencia de calor y de masa para poder aplicarlas al estudio de los sistemas de enfriamiento evaporativo. Primeramente se introducirán cuáles son los fenómenos y procedimientos de transferencia que sufre la materia.

La materia y por tanto la materia fluida tiende siempre al equilibrio. Este equilibrio en un campo fluido conlleva uniformidad espacial de las magnitudes fluidas [1, Crespo, 2006]. Estas magnitudes fluidas consideradas son:

- La masa o composición: La materia está formada por átomos y moléculas de distinta naturaleza. La composición de los campos fluidos o dicho de otra manera la proporción de materia de cada tipo que se encuentra en ellos, tiende a homogeneizarse.
- La temperatura: Un mayor o menor valor de la temperatura representa una mayor o menor vibración molecular, la cual tiende al equilibrio dentro de un campo fluido.
- La velocidad o cantidad de movimiento: La velocidad media de las partículas, también tiende al equilibrio unificándose.

A su vez estas magnitudes pueden transferirse de una masa fluida a otra por diferentes vías:

- Difusión: Es un fenómeno de carácter molecular, debido a un gradiente de una de las magnitudes fluidas. Así sin necesidad de un movimiento macroscópico del campo fluido, por diferencia de magnitudes se realiza un intercambio a nivel molecular. Por ejemplo al poner en contacto dos superficies con distinta temperatura, ambas temperaturas tienden a una misma intermedia entre ambas.
- Convección: Es un fenómeno que necesita un movimiento a nivel macroscópico de la corriente fluida. Este se superpone con el difusivo, pero tiene una importancia mucho mayor si se dan a la vez. La corriente de fluido, en su movimiento lleva zonas de diferentes magnitudes fluidas, mezclándolas para llegar al equilibrio.
- Transporte turbulento: Este fenómeno tiene características de los dos anteriores. Se produce con un movimiento de una corriente fluida por lo que podría ser considerado un fenómeno convectivo. Sin embargo las propiedades son intercambiadas a nivel molecular como en el

transporte difusivo. Para que se lleve a cabo es necesario un régimen turbulento.

El enfriamiento evaporativo lo rigen los fenómenos de transferencia de calor y de masa por lo que en este capítulo nos vamos a centrar en ellos dos.

V.2 Transferencia de calor

El primer fenómeno que vamos a tratar es la transferencia de calor, entendido este como la forma de transferencia de la magnitud temperatura.

El calor es un modo de energía en tránsito, intercambiada y no almacenada. Se refiere a toda variación de energía en un sistema que no puede expresarse en función de un trabajo observable y es consecuencia siempre de una diferencia de temperaturas. [2, Reynolds, 1976]. Consiste en un intercambio de energía interna de un sistema a otro.

El calor tiene tres mecanismos de transmisión:

1. Conducción
2. Convección
3. Radiación

Sea cual sea el mecanismo de transferencia de calor, podemos definir el calor intercambiado como **calor sensible o calor latente**.

Calor sensible: aquel que recibe o aporta un cuerpo y que provoca en el únicamente una variación en la temperatura, no afectando a la estructura molecular y por tanto a su estado. El valor del mismo se ha comprobado experimentalmente que corresponde al valor de la masa multiplicado por el calor específico y la diferencia de temperaturas experimentada.[3, Shapiro, 2004]

$$Q_s = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad \text{Ec V.1}$$

Calor latente: aquel que interviene en el cambio de fase de una sustancia, el cual se realiza a temperatura constante. Puede expresarse como el producto de la masa por un factor λ que equivale lógicamente al calor latente específico.

$$Q_l = m \cdot \lambda \quad \text{Ec V.2}$$

V.2.1 Transferencia de calor por conducción:

El primer fenómeno de transferencia de calor que se va a explicar es la convección. Este fenómeno corresponde con el transporte difusivo de la magnitud temperatura y por tanto se realiza por gradiente del mismo. Se define como:

“Mecanismo de transferencia de energía interna entre dos cuerpos, o dos partes de un cuerpo, que tiene lugar mediante intercambio de energía cinética entra las partículas que lo constituyen, sean moléculas, átomos, iones o electrones libres, producido por el contacto directo entre ellas” [4, Velasco, 2015].

Es un fenómeno característico de la materia sólida aunque también se da en la materia fluida (líquidos y gases). Viene regido por la ecuación general de la conducción y por la ley de Fourier:

Ecuación General de la conducción en coordenadas cartesianas:

Expresa como varía el campo de temperaturas por conducción.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + g = \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Ec V.3}$$

Donde las conductividades según las direcciones cartesianas $k_x = k_y = k_z = k$ si el material es homogéneo.

Ley de Fourier:

Expresa como es el flujo de calor por conducción.

$$\vec{q} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{Ec V.4}$$

Deducción de la ecuación general de la conducción:

La ecuación general de la conducción se puede deducir realizando un balance de energía a un cubo diferencial de materia (figura V.2.1).

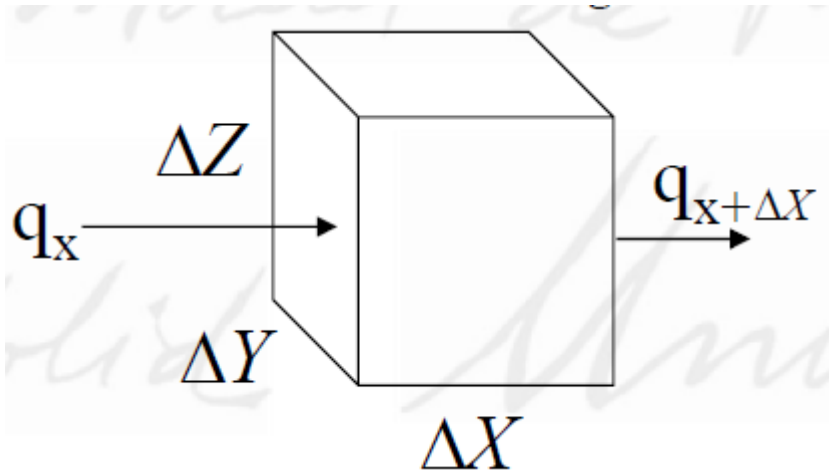
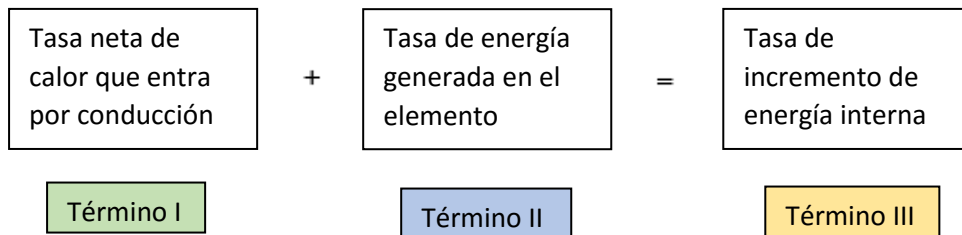


Figura V.2.1 Cubo diferencial de materia en coordenadas cartesianas

El balance se representa como:



Para poder ser deducida es necesario formular una serie de hipótesis:

1. La distribución de temperaturas es homogénea.
2. Se considera un cuerpo isótropo por lo que la conductividad junto con el resto de propiedades no varían en función de la dirección.
3. No hay cambios de fase ni movimientos de partículas a escala macroscópica (Fenómenos de convección).
4. No existen variaciones de volumen por efecto de la temperatura.

Término I:

Calculando el término I para la dirección x (figura V.2.2) y realizando una serie de Taylor:

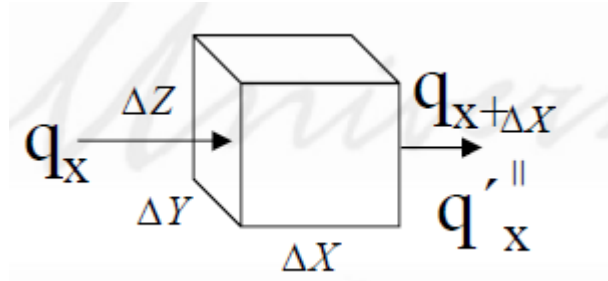


Figura V.2.2 Flujo de calor específico en dirección x

$$q'_{x+\Delta x} = q_x + \left(\frac{\partial q_x}{\partial x}\right) \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2}\right) \cdot \frac{\Delta x}{2!} + \left(\frac{\partial^3 q_x}{\partial x^3}\right) \cdot \frac{\Delta x}{3!} + \dots + \left(\frac{\partial^n q_x}{\partial x^n}\right) \cdot \frac{\Delta x}{n!} \quad \text{Ec V.5}$$

Calculando la tasa neta de calor que es igual al flujo entrante menos el saliente:

$$q_x - q'_{x+\Delta x} = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x}\right) \cdot \Delta x - \left(\frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2}\right) \cdot \frac{\Delta x}{2!} - \left(\frac{\partial^3 q_x}{\partial x^3}\right) \cdot \frac{\Delta x}{3!} - \dots - \left(\frac{\partial^n q_x}{\partial x^n}\right) \cdot \frac{\Delta x}{n!} \quad \text{Ec V.6}$$

Despreciando términos de orden superior:

$$q_x - q'_{x+\Delta x} = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x}\right) \cdot \Delta x \quad \text{Ec V.7}$$

Multiplicando la tasa neta por el área transversal calculamos el flujo de calor:

$$\partial Q_x = (q_x - q'_{x+\Delta x}) \cdot \Delta x \Delta y \Delta z = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x}\right) \cdot \Delta x \Delta y \Delta z \quad \text{Ec V.8}$$

Considerando la ecuación de Fourier (Ec V.4):

$$\partial Q_x = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x}\right) \cdot \Delta x \Delta y \Delta z = -\frac{\partial}{\partial x} \left(-k \frac{\partial T}{\partial x}\right) \cdot \Delta x \Delta y \Delta z \quad \text{Ec V.9}$$

Realizando el mismo procedimiento en las tres direcciones y utilizando el operador gradiente:

$$\partial Q_I = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z}\right) \right] \cdot \Delta x \Delta y \Delta z$$

Término II:

Representando por g la generación de energía en un elemento diferencial por unidad de tiempo (figura V.2.3):

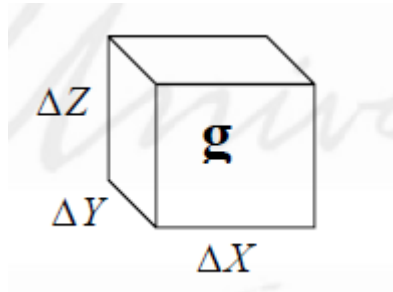


Figura V.2.3. Generación de energía por unidad de volumen y tiempo

$$\partial Q_{II} = g \cdot \Delta x \Delta y \Delta z \quad \text{Ec V.11}$$

Término III:

Teniendo en cuenta que se ha hecho la hipótesis de no existencia de cambio de fase, toda la energía interna acumulada se deberá a un intercambio de calor sensible (figura VI.2.4):

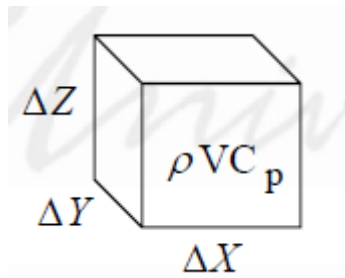


Figura V.2.4 Representación de la capacidad calorífica de un elemento diferencial

Calculando la energía acumulada en un intervalo diferencial de tiempo

$$\partial Q_{III} = \rho \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial t} \Delta x \Delta y \Delta z \quad \text{Ec V.12}$$

Debido al balance realizado:

$$\partial Q_{III} = \partial Q_{II} + \partial Q_I \quad \text{Ec V.13}$$

Sustituyendo por sus valores calculados anteriormente, se obtiene la ecuación general de la conducción. (EC V.3):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_x \partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k_y \partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_z \partial T}{\partial z} \right) + g = \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Esta ecuación puede ser expresada y resuelta en todo tipo de sistemas de coordenadas imponiendo una serie de condiciones de contorno. La resolución de la ecuación general de la conducción nos dará la variación espacio temporal del campo de temperaturas de un sistema mientras que la deducción de la ley de Fourier nos dará el valor, la dirección y el sentido del flujo de calor por el mismo sistema.

Difusividad térmica:

Cabe resaltar la definición de la difusividad térmica. Esta propiedad, caracteriza el transporte de calor por conducción y tiene su analogía másica y de cantidad de movimiento. Se define como:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$$

Siendo:

k la conductividad térmica.

ρ la densidad de la sustancia.

C_p el poder calorífico de la misma.

Todos los fenómenos de transporte por difusión se caracterizan por inducir un flujo que es provocado por una fuerza impulsora, un gradiente y son proporcionales a una propiedad fluida que representa el inverso de la resistencia ante este fenómeno de transporte. Tanto como para transporte de calor como de masa o de cantidad de movimiento, esta propiedad se denomina difusividad. En el caso particular de la transmisión de calor, la difusividad corresponde a la difusividad térmica α .

V.2.2 Transferencia de calor por convección:

Este mecanismo de transmisión de calor es para nosotros el más importante porque es el que va a predominar en los sistemas de enfriamiento evaporativo.

Este se define como:

“Mecanismo de transmisión de calor que tiene lugar en el seno de un fluido, debido a los movimientos de masa del mismo” [4, Velasco, 2014]. En realidad existe transmisión de calor entre partículas del fluido (conducción), pero la energía espacialmente se transporta por el movimiento del fluido.

Es un fenómeno característico de los fluidos y necesita de movimiento macroscópico del mismo. Según el mecanismo de convección se puede hablar de tres tipos:

- Convección natural: movimiento derivado de diferencias de densidad que a su vez están provocadas por diferencias de temperatura.
- Convección forzada: el movimiento se deriva de causas mecánicas externas.
- Convección por cambio de fase: Aquella en la que aparece un cambio de estado.

La convección, al deberse a un movimiento de materia, correlaciona el transporte de energía con el de masa. En cuanto a la transmisión de calor por convección, esta se rige por la ley de enfriamiento de Newton:

Ley de enfriamiento de Newton:

$$q = h \cdot (T_s - T_\infty)$$

Ec V.14

El fenómeno de transmisión por convección es más complejo que el de conducción y no se ha encontrado una solución analítica concreta. Para su estudio se recurre a correlaciones que pretenden resolver las ecuaciones diferenciales que resultan de su análisis y que a través de la adimensionalización y de estudios experimentales han podido corroborarse y se toman como fiables. T_s corresponde a la temperatura superficial y T_∞ a la temperatura de flujo desarrollado, lejos de la capa límite.

Concepto de capa límite:

La capa límite es un término que no solo se limita a la transmisión de calor sino también al transporte de cantidad de movimiento y de masa. Es una zona del espacio próximo a la superficie de un objeto en la cual se debe cumplir el equilibrio con esta misma superficie, teniendo nula velocidad y una temperatura igual a la de la superficie. De este modo, no pueden ser despreciados los efectos viscosos de la corriente fluida, generándose un gradiente pronunciado en un pequeño lugar del espacio, entre la superficie del sólido y el flujo alejado de la misma.

En el caso de la capa límite térmica que es la que nos interesa en este apartado, al existir este gran gradiente, parece una notable transferencia de calor. [4, Velasco,2014].

Esta capa límite se representa a continuación (figura V.2.5).

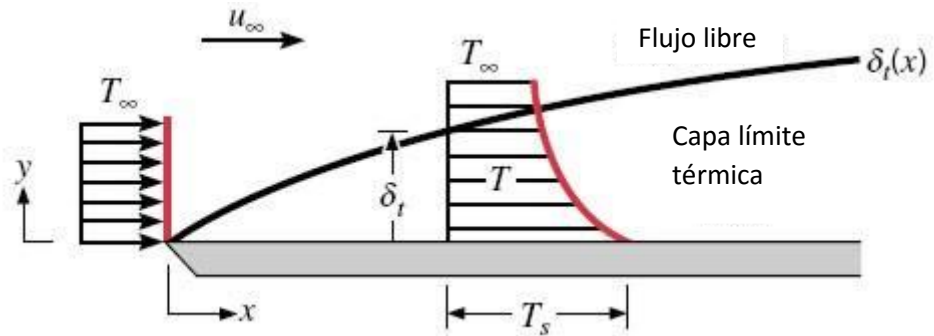


Figura V.2.5 Capa límite térmica y gradiente generado.[W-1]

Como se ha dicho la capa límite no se limita a la transmisión de calor sino que también existe una capa límite dinámica, encargada del transporte de cantidad de movimiento. Al estar acoplados los fenómenos de transferencia de calor, masa y cantidad de movimiento, esta tiene una importancia relevante en el estudio de la trasmisión de calor (figura V.2.6).

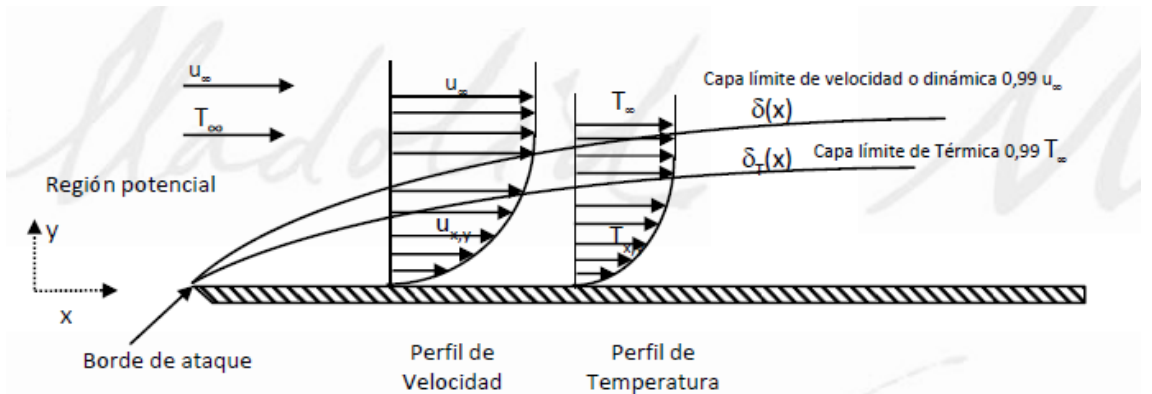


Figura V.2.6 Capa límite dinámica superpuesta con capa límite térmica.

La capa límite dinámica puede distinguirse en función de la naturaleza del flujo en tres tipos (figura V.2.7).

- **Laminar:** Existe un flujo guiado y ordenado donde prevalecen los efectos viscosos.
- **Turbulenta:** El flujo es desordenado y abrupto. Se pueden distinguir tres zonas en ella:
 - Subcapa laminar o viscosa: Debido a que debe mantenerse el equilibrio con la superficie debe existir una subcapa dónde prevalezcan los esfuerzos viscosos.
 - Subcapa de transición o amortiguación: Zona de transición entre subcapas.
 - Subcapa turbulenta: Aquella donde se dan realmente los fenómenos de turbulencia.

- **Transición:** Zona intermedia de paso de flujo laminar a turbulento.

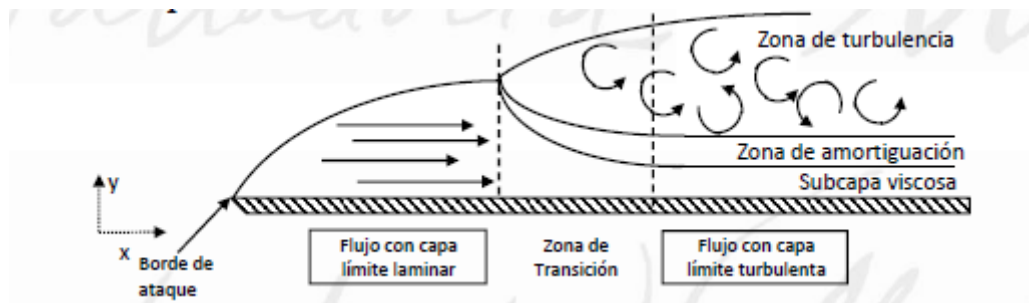


Figura V.2.7 Tipos de capa límite en función de la naturaleza del flujo.

El régimen en el que nos encontremos (laminar, turbulento, o de transición) es muy importante pues cambiarán los fenómenos de transmisión de calor y con ello el flujo de calor.

La ley de enfriamiento de Newton parece muy sencilla, sin embargo el cálculo del coeficiente de película h , es harto complicado de llevar a cabo.

Determinación del coeficiente de película h .

El coeficiente de película no es una propiedad del fluido sino una característica del proceso. Por ello la obtención del mismo no es inmediata [4, Velasco, 2014]. Este coeficiente depende de:

- Fluido: De la naturaleza y el estado del mismo.
- Superficie: De la geometría y la naturaleza de la misma.
- Flujo: De la geometría y la naturaleza del mismo.

Al depender del flujo, para resolver el problema térmico, debemos antes resolver el campo fluido en su aspecto mecánico, esto es su distribución de velocidades. Además, en muchos casos se trabajará con fluidos compresibles donde el problema térmico y el mecánico no podrán ser separados y deberán resolverse conjuntamente.

Por ello para resolver el problema de convección, que se resume en calcular el coeficiente de película para poder aplicar la ley de enfriamiento de Newton, ha de conocerse el campo fluido a la perfección. Esto se consigue planteando las siguientes ecuaciones de la mecánica de fluidos.

1. Conservación de la masa (continuidad).
2. Conservación de la cantidad de movimiento (en las tres direcciones).
3. Conservación de la energía.
4. Ecuaciones de estado.

Estas son todas las ecuaciones disponibles para poder determinar el campo fluido y con ello ser capaces de calcular el coeficiente de película h . Cada ecuación puede asociarse a una variable del campo fluido aunque todas están

relacionadas por lo que dificulta mucho la resolución analítica, siendo posible su obtención únicamente para casos muy sencillos.

A continuación se presenta una tabla resumen asociando cada variable fluido a la ecuación o ley que se plantea para su obtención en un caso general. (Tabla V.2.1)

VARIABLE	ECUACIÓN
Velocidad (V_x, V_y, V_z)	3 Ec. Ley de conservación de la cantidad de movimiento, en 3 direcciones.
Densidad	1 Ec. Ley de conservación de la masa.
Presión	1 Ec. Ley de conservación de la energía
Temperatura	1 Ec. Ecuación de estado del fluido

Tabla V.2.1 Resumen de variables y ecuaciones en el problema general.

Como vemos tendríamos que resolver 6 ecuaciones diferenciales para obtener solución analítica a las 6 variables del campo fluido que están relacionadas entre sí.

En el caso que se está tratando en este documento, se va a trabajar con los fluidos agua en estado líquido y aire en estado gaseoso. El agua por ser líquida, es un fluido incompresible y el aire, al trabajar con velocidades muy bajas también puede considerarse como tal.

En el caso de tener fluidos incompresibles como ocurre aquí, la densidad del mismo se considera constante y el problema térmico y mecánico se considera desacoplado, realizando más fácil el estudio del campo fluido.

Además de considerar incompresible los fluidos, se van a realizar otras dos simplificaciones más. Resumiendo las tres simplificaciones que se consideraran en el análisis son:

1. Régimen estacionario.
2. Problema bidimensional.
3. Fluidos incompresibles.

Con esta simplificación conseguimos eliminar dos variables fluidas y además simplificar el análisis de las otras 4 quedando una tabla resumen de ecuaciones como sigue (tabla V.2.2):

VARIABLE	ECUACIÓN
Velocidad (V_x, V_y)	2 Ec. Ley de conservación de la cantidad de movimiento, en 2 direcciones.
Presión	1 Ec. Ley de conservación de la masa.
Temperatura	1 Ec. Ley de conservación de la energía.

Tabla V.2.2 Resumen de variables y ecuaciones tras simplificaciones

Ecuación de conservación de la masa

Al tratarse de un proceso estacionario, la variación de masa con respecto al tiempo debe ser nula. Al considerar un problema bidimensional realizamos un balance de materia a un cubo diferencial obteniendo dos ecuaciones (figura V.2.8):

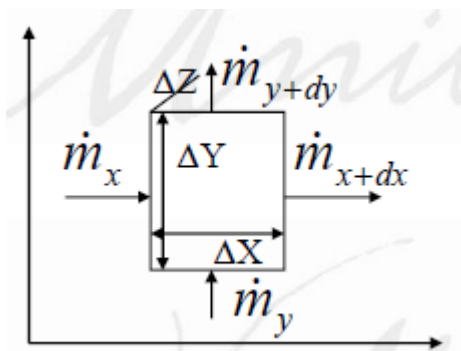


Figura V.2.8 Elemento diferencial para el balance de masa

Al tener que conservarse el flujo neto de materia a través de las dos direcciones X e Y debe ser nulo:

$$(\dot{m}_{x+dx} - \dot{m}_x) + (\dot{m}_{y+dy} - \dot{m}_y) = 0 \quad \text{Ec V.15}$$

Asimismo, el flujo másico puede expresarse como la densidad flujo volumétrico, que a su vez corresponde a la velocidad del fluido por el área transversal:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = u \cdot S \cdot \rho \quad \text{Ec V.16}$$

Por lo que a área y densidad constante:

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = S \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \quad \text{Ec V.17}$$

Sabiendo que:

$$\dot{m}_{x+dx} = \dot{m}_x + \frac{\partial \dot{m}_x}{\partial x} \cdot \Delta x \quad \text{Ec V.18}$$

$$\dot{m}_{y+dy} = \dot{m}_y + \frac{\partial \dot{m}_y}{\partial y} \cdot \Delta y \quad \text{Ec V.19}$$

Sustituyendo las ecuaciones Ec V.18 y Ec VI.19 en la ecuación Ec V.15:

$$\frac{\partial \dot{m}_x}{\partial x} \cdot \Delta x + \frac{\partial \dot{m}_y}{\partial y} \cdot \Delta y = 0 \quad \text{Ec V.20}$$

Y considerando la ecuaciones Ec V.16 y y Ec V.17 y los áreas transversales correspondientes a los flujos en el cubo diferencial:

$$\frac{\partial \dot{m}_x}{\partial x} \cdot \Delta x + \frac{\partial \dot{m}_y}{\partial y} \cdot \Delta y = \rho \cdot (\Delta y \Delta z) \Delta x \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot (\Delta x \Delta z) \Delta y \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{Ec V.21}$$

Como la densidad no puede ser nula y el volumen diferencial tampoco llegamos a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{Ec V.22}$$

Siendo esta última ecuación (Ec V.22) la ecuación de continuidad en el caso bidimensional con densidad constante.

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento:

Estamos en un caso bidimensional con densidad constante. Por ello se plantearán dos ecuaciones una para cada componente de la velocidad.

Se parte de la 2ª Ley de Newton dónde el sumatorio de fuerzas en una dirección en un sistema es igual a la variación de cantidad de movimiento del sistema en esa dirección

$$\sum F_x = \frac{d(m \cdot v)}{dt} \quad \text{Ec V.23}$$

Según la mecánica de fluidos [1, Crespo, 2006], tenemos dos tipos de fuerzas:

- Fuerzas sobre el cuerpo: Fuerzas de carácter volumétrico como por ejemplo la gravedad o las fuerzas electromagnéticas.
- Fuerzas superficiales: Fueras que solo actúan en la superficie en un cuerpo como la presión.

Realizando un desarrollo integral de las ecuaciones y más tarde deduciendo su forma diferencial [1,Crespo, 2006], llegamos a las siguientes ecuaciones de conservación del movimiento en forma diferencial en un problema bidimensional, estacionario y con densidad constante.

En dirección x:

$$\rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{Ec V.24}$$

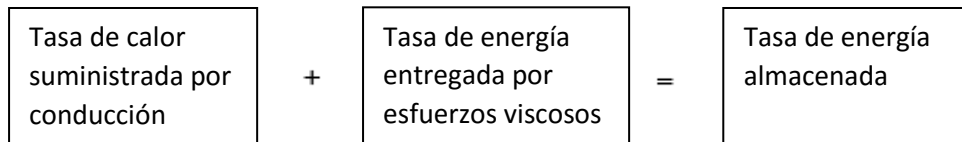
En dirección y:

$$\rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad \text{Ec V.25}$$

Como vemos al tener un problema con densidad constante, a partir de las ecuaciones Ec V.22, Ec V.24 y Ec V.25, podemos resolver las incógnitas de presión, velocidad en x y velocidad en y si conocemos las fuerzas externas que se aplican al sistema. Esto solo es posible por tener el fluido constante su densidad, lo que desacopla el problema mecánico del térmico.

Ecuación de la energía:

Una vez resuelto el problema mecánico en nuestro campo fluido, debemos resolver el problema térmico, es decir la distribución de temperaturas. Este se resuelve aplicando el primer principio de la termodinámica o principio de conservación de la energía.



Realizando este balance para un problema bidimensional, estacionario y con propiedades de la materia constantes se puede obtener la ecuación de la energía en forma diferencial:

$$\rho \cdot C_p \cdot \left(u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \cdot \left(u \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi \quad \text{Ec V.26}$$

Dividiendo ambos términos de la ecuación entre la capacidad térmica ($\rho \cdot C_p$):

$$\underbrace{\left(u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\right)}_{\text{Términos asociados a la transferencia de calor por convección.}} = \underbrace{\frac{k}{\rho \cdot C_p} \cdot \left(u \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)}_{\text{Términos asociados a la transferencia de calor por conducción.}} + \underbrace{\frac{\nu}{C_p} \phi}_{\text{Términos asociados a la disipación viscosa de energía.}} \quad \text{Ec V.27}$$

Dónde el factor:

$$\frac{k}{\rho \cdot C_p} = \alpha \text{ se conoce como difusividad térmica}$$

Resumiendo las ecuaciones que han resultado del análisis para el caso bidimensional, estacionario, con propiedades uniformes y fluidos incompresibles tenemos la siguiente tabla de ecuaciones en coordenadas cartesianas (tabla V.2.3)

Nombre	Id	Ecuación
Ec. de continuidad	Ec V.22	$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$
Ec. de cantidad de movimiento en x	Ec V.24	$\rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y}\right) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)$
Ec. de cantidad de movimiento en y	Ec V.25	$\rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y}\right) = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)$
Ec. de la energía	Ec V.27	$\left(u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\right) = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \cdot \left(u \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + \frac{\nu}{C_p} \phi$

Tabla VI.2.3 Resumen de ecuaciones diferenciales del análisis del campo fluido.

Resolución del problema y adimensionalización

Este sistema de ecuaciones solo puede resolverse para casos sencillos, desacoplando el sistema de ecuaciones y calculando primero el problema mecánico con las 3 primeras. Para la resolución de problemas complejos se recurre a una combinación de la solución de estas ecuaciones para problemas simples con resultados experimentales.

Se recurre a la adimensionalización de variables utilizando el Teorema de π de Buckingham que dice:

“Si existe una ecuación que relaciona n magnitudes, esta ecuación puede expresarse de modo equivalente por otra que relacione $(n-k)$ grupos adimensionales de aquellas magnitudes, siendo k menor o igual que el número de dimensiones independientes existentes en las n magnitudes”.

Explicado de una forma sencilla el procedimiento es establecer una serie de números adimensionales con la combinación de magnitudes empleadas en un problema. Así el número mínimo de números adimensionales deberá ser el número de magnitudes o dimensiones independientes que existan. Los números adimensionales se obtendrán con cocientes y potencias de las magnitudes del problema.

En el caso general propuesto a resolver se cuenta con 4 ecuaciones y se tomarán los siguientes números adimensionales:

$$X = \frac{x}{L}; Y = \frac{y}{L}; U = \frac{u}{u_{\infty}}; V = \frac{v}{u_{\infty}}; \theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}}; P = \frac{p}{\rho \cdot u_{\infty}^2}$$

Siendo:

L : Longitud característica del proceso.

u_{∞} : Velocidad de referencia (normalmente la del flujo desarrollado).

$T_0 - T_{\infty}$: Diferencia de temperaturas de referencia (superficie y flujo desarrollado)

$$\frac{1}{2 \cdot \rho \cdot u_{\infty}^2}: \text{La carga dinámica.}$$

Además se van a definir una serie de números adimensionales útiles para el estudio, que relacionan los fenómenos involucrados en el transporte convectivo.

Numero de Reynolds (Re):

Relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas y tiene la siguiente formulación:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot L}{\mu}$$

Este número permitió a Reynolds distinguir entre flujos laminares y turbulentos y se usa para tal fin en fenómenos de convección forzada.

Numero de Grashof (Gr):

Relaciona las fuerzas de empuje con las fuerzas viscosas y tiene la siguiente formulación:

$$Gr = \frac{\text{Fuerzas de empuje}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2}$$

Este número se utiliza para distinguir el estado de flujo, laminar o turbulento en convección natural.

Numero de Prandtl (Pr):

Relaciona los fenómenos de difusión de cantidad de movimiento con los de transmisión de calor por difusión. Se expresa como sigue:

$$Pr = \frac{\text{Difusión cantidad de movimiento}}{\text{Difusión de calor}} = \frac{\mu \cdot Cp}{k}$$

Mide el espesor relativo de la capa límite dinámica respecto de la térmica. Si el número es muy grande representa que puede transmitirse fácilmente movimiento por difusión sin aumento significativo de la temperatura. Si por el contrario es muy pequeño, quiere decir que la difusión de la temperatura es muy grande sin necesidad de albergar movimiento.

Número de Eckert (Ec):

Relaciona la temperatura dinámica debida al movimiento del fluido con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el flujo desarrollado. Se representa como:

$$Ec = \frac{\text{Temperatura dinámica por movimiento}}{\text{Diferencia de temperaturas}} = \frac{u_\infty^2}{Cp \cdot (T_0 - T_\infty)}$$

Es un número que suele considerarse pequeño pues el movimiento no genera una gran diferencia de la temperatura por si mismo.

Número de Nusselt (Nu):

Relaciona el calor transmitido por convección y el transmitido por conducción en el fluido. Se representa utilizando siempre la conductividad del fluido:

$$Nu = \frac{\text{Calor por convección}}{\text{Calor por conducción}} = \frac{h \cdot L}{k}$$

Número de Stanton (St):

Se define el número de Stanton como una relación existente entre los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl.

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{h}{\rho \cdot Cp \cdot u_{\infty}}$$

Número de Rayleigh (Ra):

Se define el número de Rayleigh como una relación entre los números de Grashof y Prandtl

$$Ra = GrPr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 (T_s - T_{\infty})}{\nu \cdot \alpha}$$

Con la definición de las variables adimensionalizadas y los números adimensionales descritos, pueden transformarse las ecuaciones (Ec V.22; Ec V.24; Ec V.25; Ec V.27) y llevarlas al campo adimensional.

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{Ec V.28}$$

Ecuaciones de cantidad de movimiento:

$$U \cdot \frac{\partial U}{\partial X} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Ec V.29}$$

$$U \cdot \frac{\partial V}{\partial X} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Ec V.30}$$

Ecuación de la energía:

$$U \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \cdot \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ec}{Re} \left[2 \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 \right] \quad \text{Ec V.31}$$

Utilizando las simplificaciones debidas al concepto de capa límite desarrollado por Prandtl:

- Desaparece la ecuación del movimiento en la dirección Y (placa plana unidimensional).
- El gradiente de presiones en dirección perpendicular al flujo es nulo.
- Los términos de disipación viscosa se desprecian por considerar un número Ec muy pequeño.
- Los términos de orden superior en X se desprecian frente a los de orden menor.

De esta manera se tiene un sistema de ecuaciones se reduce a tres ecuaciones simplificadas:

Ecuación final de continuidad:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{Ec V.28}$$

Ecuación final de cantidad de movimiento en dirección X:

$$U \cdot \frac{\partial U}{\partial X} + V \cdot \frac{\partial V}{\partial Y} = + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Ec V.32}$$

Ecuación final de la energía:

$$U \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \cdot \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Ec V.33}$$

Se tiene por último un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas que son las velocidades longitudinal U y transversal V junto con la temperatura θ .

Estas ecuaciones permiten resolver la capa límite y definirla mediante dos tipos de métodos:

- Método integral de Von Kaman.
- Método exacto de Polhausen.

No se planteará la resolución por estos métodos porque es larga y no vamos a hacer uso de ellos en nuestro desarrollo práctico.

Una vez resuelta la capa límite, y teniendo como objetivo calcular el valor del coeficiente de película para poder aplicar la ecuación de enfriamiento de Newton Ec.VI.14 se operara de la siguiente manera:

Se establece un balance de energía a la capa de fluido que está en contacto con la superficie y que por tanto no tiene movimiento por lo que, el calor que la atraviesa por conducción debe ser el mismo que el que se intercambia entre la superficie y la zona de fluido potencial o desarrollado.

Para la siguiente capa límite (figura V.2.9) y considerando las leyes de Fourier y de enfriamiento de Newton (Ec.V.4 y Ec.V.14):

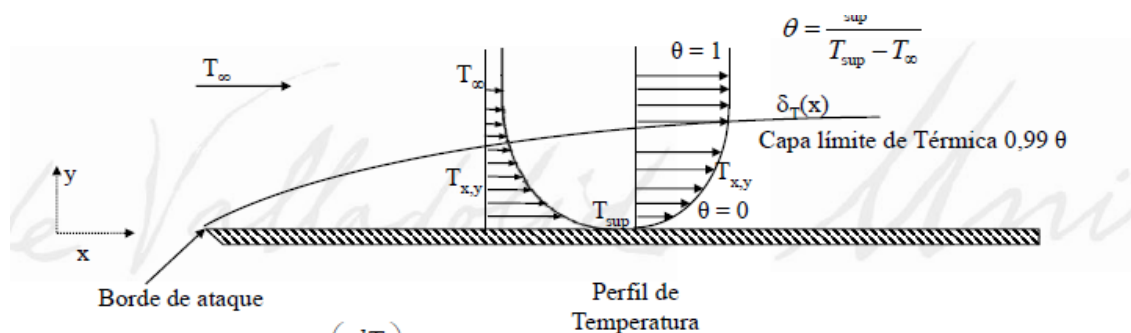


Figura V.2.9 Capa límite térmica y adimensionalización

$$h \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) = -K_{flu} \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \quad \text{Ec V.34}$$

Adimensionalizando:

$$\theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_{sup} - T_{\infty}}; Y = \frac{y}{L}$$

Y reordenando términos, aparece el Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k_{flu}} = \left(\frac{d\theta}{dY} \right)_{Y=0} \quad \text{Ec V.35}$$

Como puede verse en la Ec VI.35, si conocemos la capa límite adimensionalizada del desarrollo anterior, el número de Nusselt y con ello el coeficiente de película se conocerá nada más que derivando la expresión de la capa límite adimensionalizada y sustituyendo para el valor de la superficie $Y=0$.

En la mayoría de los casos no se va a disponer de la solución de la capa límite y el procedimiento de cálculo para la misma es muy tedioso. Por ello se recurre a correlaciones de carácter semiempírico a través de los números adimensionales anteriormente descritos. De esta manera estas correlaciones, en función del tipo de fenómeno (convección forzada, natural o con cambio de fase) y del régimen de flujo (turbulento, laminar o transitorio), nos permitirán calcular el número de Nusselt y una vez conocido, el cálculo del coeficiente de película será inmediato.

Un esquema del procedimiento que se suele llevar a la hora de enfrentarse a problemas de transmisión de calor por convección es el siguiente:

1. Determinar el tipo de problema. Esto es si nos encontramos ante convección forzada, natural o de cambio de fase y determinar la geometría del flujo del problema.
2. Evaluación de varias propiedades del fluido a temperatura de película.
3. Determinar si el flujo es turbulento o laminar.

4. Aplicar una correlación válida para nuestro problema que nos permita obtener el número de Nusselt.
5. Despejar el coeficiente de película y con ello resolver el problema de transmisión por calor.

La temperatura de película anteriormente nombrada se define como la media de las temperaturas de la superficie y del flujo potencial:

$$T_{pelicula} = \frac{T_{\infty} - T_{sup}}{2}$$

V.2.3 Transmisión de calor por radiación:

Es el último mecanismo de transmisión de calor existente. Se define como:

“Mecanismo de transferencia de energía que se basa en el intercambio de radiación térmica entre los cuerpos” [4, Velasco, 2014].

La radiación térmica a su vez es definida como radiación electromagnética emitida en todas las direcciones por todos los cuerpos por estar excitados térmicamente, es decir por tener una temperatura diferente al 0K absoluto.

Al deberse a radiación electromagnética no necesitan medio físico para su transporte.

Es un fenómeno que está presente en todos los cuerpos pero que solo cobra importancia con respecto al resto de mecanismos de transmisión de calor cuando la temperatura de los cuerpos es considerablemente alta. Este es el motivo por el que en nuestro estudio, no vamos a tomarla en importancia aunque es muy usada para por ejemplo medir temperaturas, leyendo el espectro de radiación electromagnética emitido por un cuerpo.

El fenómeno se rige por la Ley de Stefan-Boltzmann que dice que el flujo de calor emitido por un cuerpo a una determinada temperatura es igual al área A del mismo multiplicado por una propiedad llamada emisividad ε y la temperatura T absoluta en Kelvin elevada a la cuarta. Todo ello multiplicado por una constante σ , llamada constante de Stefan-Boltzmann:

$$Q = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \text{Ec V.36}$$

El valor de esta constante es muy pequeña, $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$, lo que hace ver que es necesaria una alta temperatura para que el flujo de calor sea significativo.

La emisividad ε , es una propiedad de la superficie emisora y varía entre la emisividad de un cuerpo negro $\varepsilon = 1$ y la de un cuerpo blanco $\varepsilon = 0$, siendo la mayoría de los cuerpos considerados grises con $0 < \varepsilon < 1$.

La ley de Stephan-Boltzmann nos dice que todo cuerpo emite un flujo de calor. Sin embargo lo que es interesante es el flujo de calor neto intercambiado entre varios cuerpos a través de sus superficies. Realizando un balance de energía radiante entre dos superficies A y B y teniendo en cuenta que una superficie puede no “ver” completamente a la otra, llegamos a:

$$Q = F_{A-B} \cdot A_A \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_A^4 - T_B^4) \quad \text{Ec V.37}$$

El factor F_{A-B} se denomina factor de forma de la superficie A con B (figura VI.2.9) y representa lo que antes se ha llamado como “no ver completamente una superficie a otra.” Ver a una superficie completamente se refiere a lo siguiente:

La radiación térmica emitida por un cuerpo a través de la superficie sale en todas las dimensiones.

Sin embargo hay rayos como el azul representado en la figura VI.2.10, que saliendo de una superficie no impacta en la segunda.

Por ello se define el factor de forma F_{A-B} que representa la fracción de radiación emitida por la superficie A que llega a la B.

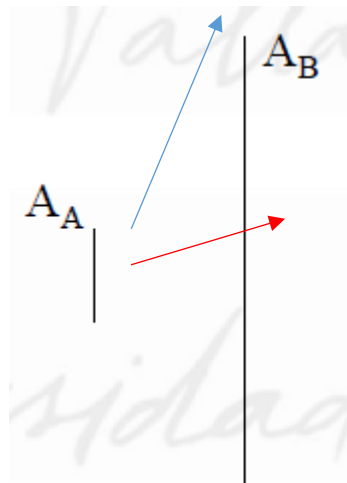


Figura VI.2.10 Ejemplo de dos superficies radiantes.

Por su propia definición debe variar entre 1 y 0.

Estos balances pueden realizarse con un número mayor de superficies y existen métodos para simplificar los cálculos con muchas superficies como puede ser la analogía de resistencias. Sin embargo no se va a entrar en este tema pues como se ha dicho, en este trabajo no vamos a considerar los flujos de calor por radiación.

V.3 Transferencia de masa:

La segunda propiedad de la materia introducida es la masa. Esta como se ha explicado en la introducción puede ser transferida de tres maneras:

- Transporte difusivo: Debido a un gradiente de concentración y cuantificado por la difusividad másica del fluido.
- Transporte convectivo: Debido al movimiento macroscópico del fluido.
- Transporte turbulento: Con características propias del transporte difusivo pero debido a un movimiento turbulento del fluido.

En este apartado se van a explicar los fenómenos de difusividad y convección, aplicables al estudio que estamos realizando.

V.3.1 Transporte difusivo:

El transporte difusivo o molecular de masa se caracteriza al igual que el térmico por conducción. El flujo de masa por transporte molecular dependerá de una fuerza impulsora que es el gradiente de concentraciones de una sustancia y de una resistencia que se opone a este transporte. Esta resistencia viene dada por la difusividad másica siendo menor cuanto mayor es el valor de esta. [5, Betancourt, 2003].

El intercambio de masa se da por medio del movimiento molecular fortuito por diferencia de concentraciones de sustancias dentro del campo fluido formando una solución. Se define una solución como una mezcla líquida sólida o gaseosa.

La concentración puede venir dada de varias formas diferentes:

- Concentración másica volumétrica $\rho_i = m_i/V$:

Representa la masa de la especie i por unidad de volumen total de la solución.

- Concentración molar: $c_i = \rho_i/M_i$:

Representa el número de moles de la especie i por unidad de volumen total de la solución, siendo M_i el peso molecular de la especie i .

- Fracción másica $c_i = \rho_i/\rho$:

Representa la masa de la especie i que hay en toda la masa total de solución. Se calcula como el cociente de densidades.

- Fracción molar $x_i = c_i/c$:

Representa el número de moles de la especie i en el número totales de la solución. Se calcula como el cociente de concentración molar.

- Para el caso que sea aplicable la ley de los gases perfectos, las presiones parciales son también una medida de la concentración. Suponiendo un sistema binario se tiene:

$$P_T = p_A + p_B; \quad \text{Ec VI.38}$$

Donde:

P_T = presión total

p_A = presión parcial de la especie A

p_B = presión parcial de la especie B

- Para gas ideal a través de las presiones también se puede sacar la concentración en un sistema binario:

$$P_t \cdot V = n \cdot R \cdot T; \quad p_A \cdot V \quad \text{Ec V.39}$$

$$p_A \cdot V = n_A \cdot R \cdot T \quad \text{Ec V.40}$$

$$p_B \cdot V = n_B \cdot R \cdot T \quad \text{Ec V.41}$$

Se puede obtener una relación entre las presiones y el número de moles tal que:

$$\frac{p_A}{P_T} = \frac{n_A}{n_A + n_B} \quad \text{Ec V.42}$$

Una vez que se ha introducido las distintas variantes de definir una concentración en una mezcla se va a explicar la ley que rige el fenómeno de transporte difusivo de masa.

Como leyes de Fick se conocen a las leyes que explican el transporte difusivo de masa. Existen dos formas de ley, la 1ª Ley caracteriza los procesos estacionarios, mientras que la 2ª Ley caracteriza los transitorios.

1ª Ley de Fick

La 1ª Ley de Fick es un modelo matemático que describe la transferencia difusiva de masa en un proceso estacionario. Esta ley nos dice que el flujo másico de un componente que pasa de una fase a otra depende de un coeficiente denominado transferencia de masa y del gradiente de concentraciones. Tras un determinado tiempo, las fases llegan a un equilibrio consiguiéndose soluciones uniformes dónde inicialmente no las había.

Estos coeficientes de transferencia o de difusividad nos determinan el tiempo que tarda una solución en homogeneizarse pudiendo ser muy diferenciados en condiciones donde prevalece la difusión molecular. Sin embargo en fenómenos donde predominan los efectos turbulentos, estos coeficientes se igualan y su naturaleza varía, rigiéndose por el comportamiento turbulento.

La 1ª Ley de Fick para una solución binaria puede expresarse por tanto así:

$$j_A = -D_{AB} \cdot \nabla c_A \quad \text{Ec V.43}$$

Siendo:

j_A el flujo de masa de la especie A por unidad de superficie

D_{AB} el coeficiente de transferencia o difusividad de las especie A en B.

∇c_A el gradiente de concentraciones de la especie A.

El signo negativo de la ecuación evidencia que el flujo irá de donde hay mayor a donde hay menor concentración. Siendo la fuerza impulsora del fenómeno de transferencia el gradiente de concentraciones, el coeficiente de difusividad de una especie en otra representa la resistencia de transferencia. A mayor coeficiente de difusividad, menor resistencia se presentará.

Esta difusividad no tiene un valor fijo sino que depende de varios factores como son la temperatura, la presión, la concentración y la naturaleza de los componentes.

Puede verse una analogía clara entre la Ley de Fourier para la transferencia de calor y la 1ª Ley de Fick para la transferencia de masa por transporte molecular. Sin embargo esta analogía requiere de la no existencia de flujo medio de fluido (convección) para ser completa. En caso de que exista un movimiento global del fluido, la 1ª Ley de Fick para expresar el transporte de masa, deberá venir referenciada a la velocidad promedio del fluido. [6, Incropera, 1996]. A este flujo, habría que sumarle por tanto el flujo debido al movimiento global del fluido.

2ª Ley de Fick

Explica el transporte difusivo de masa cuando este no es estacionario. Esto quiere decir cuando el gradiente de concentraciones no es constante con el tiempo.

Como se ha dicho en este caso se referencia la velocidad de difusión o flujo

Esta ley puede expresarse utilizando la simplificación unidimensional como:

$$\frac{dc_A}{dt} = \frac{d}{dx} (D_{A-B} \frac{dc_A}{dx}) \quad \text{Ec V.43}$$

Siendo:

X la dirección de flujo.

dc_A/dt la variación temporal de concentración.

D_{A-B} el coeficiente de difusividad de la sustancia A en B.

dc_A/dx el gradiente de concentración en dirección x.

V.3.2 Transporte convectivo

El transporte convectivo de masa y de calor tienen muchas similitudes. La ley que rige el transporte convectivo de masa es la ley de difusión convectiva que define un coeficiente convectivo másico, al igual que existía uno térmico:

$$j_A = h_m \cdot (c_{As} - c_{A\infty}) \quad \text{Ec V.44}$$

Siendo:

j_A el flujo de masa por unidad de superficie de la especie A.

h_m el coeficiente convectivo de masa en (m/s).

c_{As} la concentración de la especie A en la superficie.

$c_{A\infty}$ la concentración de la especie A en el flujo potencial.

En el transporte convectivo de masa, vuelve a cobrar importancia el concepto de capa límite explicado en la transmisión de calor en el apartado V.2.2 Transferencia de calor por convección.

Al igual que existe una capa límite térmica y una capa límite dinámica, también existe una capa límite másica. El fluido, cerca de la pared de un sólido y para cumplir continuidad, debe tener la misma concentración en la pared, que tiene la propia pared. Puede verse la capa límite másica a continuación (figura V.3.1). En realidad no es que existan tres capas límite distintas, sino que existe una única capa límite, cuyo espesor para cada una de las magnitudes depende de la difusividad de cada una de esas magnitudes.

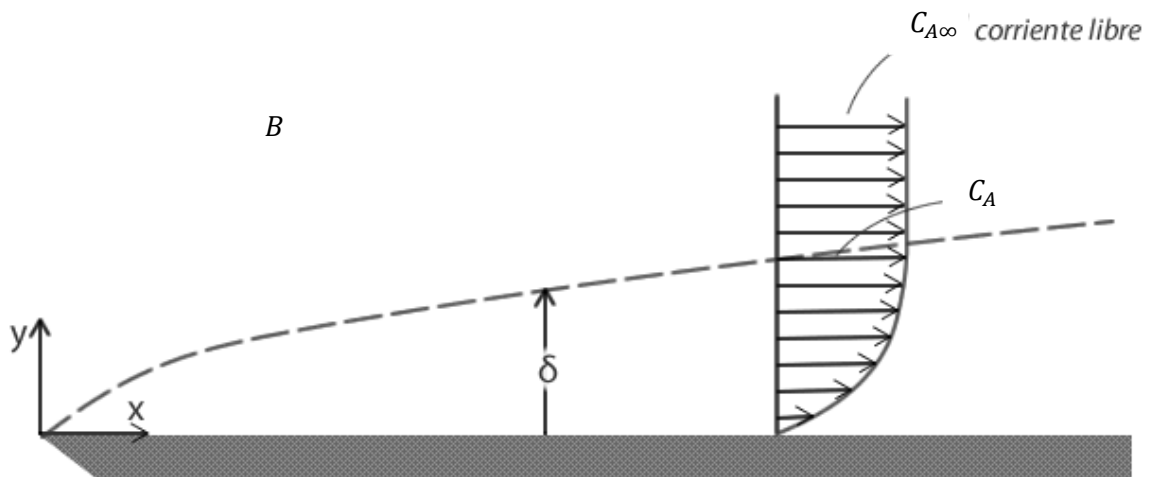


Figura V.3.1 Capa límite másica, con mayor concentración lejos de la pared.

Al igual que ocurría con el transporte de calor, en la superficie del objeto, la velocidad del fluido debe ser nula por condición de contorno, por lo que a través de esta superficie, únicamente puede haber transmisión de calor por difusión, siguiendo estrictamente la 1ª Ley de Fick si el proceso es estacionario (Ec.V.42).

$$j_A = -D_{AB} \cdot \nabla c_A$$

Para el caso de una placa plana como se propone aquí donde el gradiente es unidireccional:

$$j_A = -D_{AB} \cdot \frac{dc_A}{dy} \quad \text{Ec V.45}$$

En la superficie, el flujo de masa por difusión y por convección deben ser iguales por condición de contorno por ello:

$$-D_{AB} \cdot \frac{dc_A}{dy}_{y=0} = h_m \cdot (c_{As} - c_{A\infty}) \quad \text{Ec V.46}$$

Si recurrimos al análisis dimensional, definiendo las siguientes variables:

$$C_A = \frac{c_A - c_{As}}{c_{A\infty} - c_{As}} \text{ concentración reducida.}$$

$$Y = \frac{y}{L} \text{ longitud reducida.}$$

Siendo L la longitud característica del problema.

Podemos reescribir la ecuación Ec V.46 como:

$$\frac{h_m \cdot L}{D_{AB}} = \frac{dC_A}{dY}_{y=0} \quad \text{Ec V.47}$$

Se puede apreciar que esta expresión tiene una gran similitud con la Ec.V.35 del transporte de calor, cambiando concentraciones por temperaturas y el coeficiente de película térmico, por el másico.

Número de Sherwood, Sh.

Esta similitud lleva a la definición de un número adimensional, el número de Sherwood, Sh. Este número definido como:

$$\frac{h_m \cdot L}{D_{AB}}$$

Representa la relación entre el intercambio de masa por convección y por transporte molecular, al igual que el Nu relacionaba estos mismos términos pero en temperatura.

Resumiendo, el transporte de masa por convección se estudia de manera similar al de transferencia de calor por convección. Se recurre al análisis adimensional y si se consigue determinar la forma de la capa límite másica, la obtención del coeficiente convectivo de masa, así como del flujo másico es inmediato a través del número Sh y la ecuación Ec V.47.

Sin embargo en la mayoría de los procesos, no se va a disponer de la solución exacta de la capa límite por lo que se recurrirá a correlaciones semiempíricas que permitan conocer el número de Sherwood si se cumplen una serie de condiciones.

Una vez determinado el Sh, se procede a la determinación del coeficiente h_m y con ello y con aplicación de la ecuación Ec V.44, se puede determinar el flujo de masa por convección.

V.4 Transferencia de calor y masa

A lo largo del desarrollo se han presentado multitud de analogías entre en el transporte de masa y de calor. Centrándonos en el transporte convectivo, las formas de caracterización del flujo de estas magnitudes pasan por determinar dos números, el número de Scherwood para la masa y el de Nusselt para el calor.

El número de Scherwood de acuerdo con la analogía calor-masa anterior permite ser calculado correlacionado de la misma forma que en la transferencia de calor para el coeficiente de película térmico, sin más que sustituir unos números adimensionales por otros [7, Thomson, 2009].

Estos pueden determinarse según correlaciones del estilo [8, García, 2010]

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad \text{Ec V.48}$$

$$Sh = c \cdot Re^m \cdot Sc^n \quad \text{Ec V.49}$$

Siendo c,m y n coeficientes experimentales. Y Sc el número de Schmidt.

Número de Schmidt (Sc)

Representa la relación entre la difusividad de cantidad de movimiento y la difusividad másica. Por ello expresa la relación entre las capas límite másica y dinámica. Puede calcularse como:

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}}$$

Siendo:

ν la difusividad de cantidad de momento o viscosidad cinemática.

D la difusividad másica de una sustancia A en otra B.

Dividiendo las ecuaciones Ec V.48 y Ec V.49, se puede obtener que las transferencias quedan expresadas en función del número de Prandlt y del número de Schmidt y un determinado coeficiente n:

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc}\right)^n \quad \text{Ec V.50}$$

La ecuación Ec.V.50 muestra que si el número de Prandlt y el de Schmidt son iguales, el Nusselt y el Sherwood también lo serán por lo que habría una relación directa entre los coeficientes de película térmicos y másicos. Esto permitiría caracterizar uno de los dos fenómenos, teniendo caracterizado ya el otro.

El número de Prandlt y el de Schmidt simbolizan espesores de capas límite por lo que ambos serán iguales cuando las capas límite térmica y másica sean de igual modo idénticas.

Este fenómeno estudiado como un todo nos puede llevar a validar o no ciertas correlaciones experimentales utilizadas para la obtención de los

coeficientes de película másicos y térmicos, con ayuda de un sistemas de refrigeración evaporativo.

1. Así, si tenemos el flujo de calor intercambiado en un análisis psicrométrico, se puede calcular la temperatura de superficie agua-aire con ayuda de una correlación para el cálculo del coeficiente de película térmico:

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_i) \quad \text{Ec V.51}$$

Siendo:

Q el flujo de calor sensible que intercambia la corriente de aire.

h el coeficiente de película térmico

A el área de intercambio entre la corriente de aire y agua.

T_s la temperatura de la superficie agua-aire.

T_i la temperatura de un punto de la evolución.

2. Con esa temperatura de superficie, se puede calcular cual es la humedad en la superficie pues se tiene agua saturado a esa temperatura.
3. Por otra parte si la evolución es adiabática se puede calcular con el calor de la ecuación Ec.V.51 y utilizando la siguiente ecuación, el flujo másico de agua intercambiado.

$$\dot{m}_w = \frac{Q}{\lambda} \quad \text{Ec V.52}$$

Siendo:

Q el flujo de calor latente de cambio de fase cedido por el agua.

λ el calor latente de cambio de fase por unidad de masa agua-vapor.

4. El flujo de masa de agua se puede calcular de igual manera utilizando el coeficiente de película másico h_m obtenido por determinación del Sh con la siguiente expresión:

$$\dot{m}_w = h_m \cdot A \cdot \rho_{as} \cdot (X_s - X_i) \cdot \lambda \quad \text{Ec V.53}$$

Siendo:

h_m el coeficiente de película másico.

A el área de intercambio agua-aire.

ρ_{as} la densidad del aire seco.

λ el calor latente de cambio de fase por unidad de masa del agua-vapor.

X_s la humedad específica en la superficie.

X_i la humedad específica en un punto de la evolución que corresponde con el punto de $T^a T_i$.

5. Si los flujos másicos por ambos procedimientos coinciden, se podrá llevar a cabo la validación de las correlaciones experimentales. De no ser así, se puede generar otra correlación a partir de la Ec V.53, teniendo en cuenta el flujo másico calculado por el procedimiento térmico.

V.5 Bibliografía:

Fuentes bibliográficas

- [1] Crespo, A. *“Mecánica de fluidos”*. Editorial Parafino. ISBN 9-78-84-97322928. Madrid, 2006.
- [2] Reynolds, W. *“Termodinámica”*. Editorial Mc Graw Hill. ISBN 0-07-0520383. México, 1976.
- [3] Shapiro, M. *“Fundamentos de termodinámica técnica”*. Editorial Reverté. ISBN 9-78-84-29143133. EEUU, 2004.
- [4] Velasco, E. *“Ingeniería térmica”*, Editorial Grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid. ISBN: 84-617-1729-5. Valladolid, 2014.
- [5] Betancourt, R. *“Transferencia molecular de calor, masa y/o cantidad de movimiento”*. Centro de Publicaciones: Univ. Nacional de Colombia ISBN: 958-9322-83-2. Colombia, 2004.
- [6] Incropera, F. *Fundamentos de transferencia de calor*, 4ª Edición. Editorial Pearson. ISBN 970-17-0170-4. México, 1996.
- [7] Thomsom, R. *“Heat Transfer Engineering”*, volume 31. Editorial: Taylor & Francis. ISSN: 0145-7632. EEUU, 2009.
- [8] García, V. *Proyecto fin de carrera “Estudio teórico del enfriamiento adiabático y caracterización experimental de un sistema de enfriamiento evaporativo con relleno rígido”*. Valladolid, 2010.

Referencias en páginas web:

- [W-1] Paperblog. *A través de la historia del antiguo Egipto*.
<http://es.paperblog.com/el-packaging-a-traves-de-la-historia-antiguo-egipto-iii-669028/> Última visita 14/04/2016.

[W-2] Viveirosrefoxos. Selvicultura del castaño.

<http://www.viveirosrefoxos.com/selvicultura-del-castano.php> Última visita

14/04/2016.

CAPÍTULO VI: ANÁLISIS PSICROMÉTRICO Y ECUACIONES

ÍNDICE

CAPÍTULO VI ANÁLISIS PSICROMÉTRICO Y ECUACIONES	153
VI.1 INTRODUCCIÓN A LA PSICROMETRÍA	157
VI.1.1 PROPIEDADES SOBRE LA PRESIÓN:	158
VI.1.2 PROPIEDADES SOBRE LA TEMPERATURA:	159
VI.1.3 PROPIEDADES SOBRE LA HUMEDAD:	160
VI.1.4 PROPIEDADES SOBRE LA ENTALPÍA:	161
VI.1.4 PROPIEDADES SOBRE EL VOLUMEN O DENSIDAD:	163
VI.2 DIAGRAMAS PSICROMÉTRICOS	164
VI.2.1 DIAGRAMA DE MOLLIER:	164
VI.2.2 DIAGRAMA ASHRAE:	166
VI.2.2 DIAGRAMA CARRIER:	168
VI.3 EVOLUCIONES PSICROMÉTRICAS	171
VI.3.1 MEZCLA ADIABÁTICA DE DOS CORRIENTES	172
VI.3.2 CONTACTO CON SUPERFICIE A DIFERENTE TEMPERATURA	175
VI.3.3 FLUJO DE AIRE SOBRE UNA CORTINA DE AGUA A TEMPERATURA CONSTANTE	181
VI.3.4 HUMECTACIÓN CON VAPOR	184
VI.3.5 PASO A TRAVÉS DE UN ABSORBENTE	186
VI.4 BIBLIOGRAFÍA:	189
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS:	189
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:	189

SIMBOLOGÍA DEL CAPÍTULO

P_T :	<i>Presión total.</i>
U :	<i>Potencial.</i>
p :	<i>Presión.</i>
ρ :	<i>Densidad.</i>
P_V :	<i>Presión parcial del vapor.</i>
P_{as} :	<i>Presión parcial del aire seco</i>
X_i :	<i>Fracción molar de la especie i.</i>
P_{sat} :	<i>Flujo de calor en la dirección i.</i>
T :	<i>Temperatura seca.</i>
T_{sar} :	<i>Temperatura de saturación.</i>
T_{BH} :	<i>Temperatura de bulbo húmedo.</i>
T_r :	<i>Temperatura de rocío.</i>
H_a :	<i>Humedad absoluta.</i>
HR :	<i>Humedad relativa.</i>
X :	<i>Humedad específica.</i>
m_w :	<i>Masa de vapor.</i>
m_{as} :	<i>Mas de aire seco.</i>
R :	<i>Constante de los gases ideales.</i>
M_i :	<i>Peso molecular de la especie i.</i>
GS :	<i>Grado de saturación.</i>
i_{as} :	<i>Entalpía específica del aire seco.</i>
I_w :	<i>Entalpía específica del vapor de agua.</i>
i :	<i>Entalpía específica del aire húmedo.</i>
C_p :	<i>Calor específico a presión constante de la sustancia i.</i>
λ :	<i>Calor específico de cambio de fase agua-vapor.</i>
Ve :	<i>Volumen específico del aire húmedo.</i>

\dot{m} ;	<i>Flujo másico.</i>
$\dot{Q}_{latente}$;	<i>Flujo de calor latente.</i>
$\dot{Q}_{sensible}$;	<i>Flujo de calor sensible.</i>
F_{BP} ;	<i>Factor de by pass.</i>
RM ;	<i>Recta de maniobra.</i>
ε ;	<i>Eficacia.</i>

VI.1 Introducción a la psicrometría

La psicrometría es una rama de la ciencia que se dedica al estudio de las propiedades del aire como mezcla aire-vapor. [1, Velasco, 2014].

El aire está compuesto por un gran tipo de gases como puede verse en la siguiente tabla (tabla VI.1.1)

Componente	Símbolo	%Vol
Nitrógeno	N_2	78.08
Oxígeno	O_2	20.94
Argón	Ar	0.0934
Vapor de agua	H_2O	0.004
Dióxido de carbono	CO_2	0.00315
Otros		0.0105

Tabla VI.1.1 Composición volumétrica del aire.

A pesar de que el vapor de agua representa una proporción muy baja de la composición global, es un componente muy importante por lo que en la psicrometría todos estos componentes se reducirán a dos:

- Aire seco: Todos los componentes menos el agua.
- Vapor de agua.

Utilizando la ley de Gibbs [2, Christen, 1986] que dice:

$$N^{\circ} \text{ de Variables} = N^{\circ} \text{ de componentes} - N^{\circ} \text{ de fases} + 2$$

El aire húmedo como se llama a la mezcla de aire seco más vapor vendrá determinado por 3 variables.

De esta manera el estudio psicrométrico del aire húmedo se puede llevar a cabo analíticamente mediante ecuaciones que relacionen las variables a determinar o gráficamente.

El análisis gráfico se ha extendido mucho debido a su sencillez y se realiza a través de diagramas o mapas denominados diagramas psicrométricos. Estos diagramas representan un mapa en el que se enfrentan las variables psicrométricas.

Antes de explicar los diagramas psicrométricos en profundidad, vale la pena definir una serie de variables importantes psicrometría y que aparecerán en las ecuaciones y en los diagramas psicrométricos. Estas son [1, Velasco, 2014]:

VI.1.1 Propiedades sobre la presión:

Presión total: (P_t)

Representa la presión de la corriente de aire húmedo. En sistemas sin sobre presión se corresponde con la presión atmosférica, la cual varía con la altura. Esta variación puede tomarse más o menos compleja en función de las simplificaciones que realicemos de la ecuación diferencial de equilibrio procedente de la fluidostática [3, Crespo, 2006]:

$$\frac{dp}{dU} = -\rho \quad \text{Ec VI.1}$$

Siendo:

p la presión del fluido.

U el potencial.

ρ la densidad del fluido.

Integrando esta ecuación, considerando como única fuerza que deriva de un potencia la fuerza gravitatoria, puede verse como la presión va a depender de la altura. Algunas ecuaciones para estimar la presión atmosférica en función de la altura son las siguientes [1, Velasco, 2014]:

$$P_{atm} = 101300 \cdot e^{-0.0001184H} \quad \text{Ec VI.2}$$

$$P_{atm} = 101300 \cdot (1 - 2.2556 \cdot 10^{-5}H)^{5.2561} \quad \text{Ec VI.3}$$

Presión parcial del vapor: (P_v)

Representa la presión que ejerce el vapor en la mezcla.

Según la ley de Dalton, la presión de vapor parcial de una mezcla, está relacionada con la presión total de la mezcla mediante su fracción molar:

$$P_v = X_v \cdot P_t \quad \text{Ec VI.4}$$

Siendo:

P_v la presión parcial del vapor

X_v la fracción molar de vapor.

P_t la presión total del aire húmedo.

De la ecuación Ec VI.4 se puede sacar que la suma de las presiones parciales debe ser igual a la presión total.

En el caso de estudio de psicrometría:

$$P_v + P_{as} = P_t$$

Ec VI.5

Siendo P_{as} la presión parcial del aire seco.

Presión de saturación (P_{sat})

Representa la presión de equilibrio existente entre el aire húmedo y el agua en fase líquida a una temperatura determinada. (figura VI.1.1).

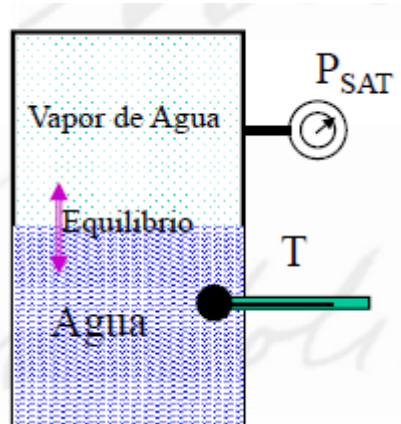


Figura VI.1.1 Determinación de la presión de saturación.

Esta presión como se ha dicho es función de la temperatura y representa la cantidad de vapor de agua que puede tener una corriente.

VI.1.2 Propiedades sobre la temperatura:

Temperatura seca (T o T_s)

Es la temperatura del aire húmedo. Tanto el aire seco como el vapor de agua se encuentran a esta temperatura que puede ser determinada por un termómetro de mercurio. Representa el concepto habitual que se tiene de temperatura.

Temperatura de rocío (T_r)

Representa la temperatura seca más baja a la que se puede enfriar el aire sin que se produzca condensación de vapor de agua.

Temperatura de saturación adiabática (T_{sat})

Corresponde con la temperatura que alcanza el aire saturado adiabáticamente. Su definición completa y el modo de obtención de la misma se ha explicado previamente en el Capítulo II, apartado II.2 "Temperatura de saturación adiabática y de bulbo húmedo".

Temperatura de bulbo húmedo (T_{BH})

Temperatura que alcanza un bulbo húmedo (elemento humedecido), cuando se igualan el flujo de calor por convección del aire hacia el bulbo con el calor latente de evaporación del bulbo hacia el aire. Al igual que la temperatura de saturación adiabática ha sido explicado con más detenimiento en el apartado II.2 “Temperatura de saturación adiabática y de bulbo húmedo”, del Capítulo II.

También se ha demostrado en ese apartado que bajo ciertas condiciones el valor de ambas temperaturas coincide.

VI.1.3 Propiedades sobre la humedad:

Humedad absoluta (H_a)

Mide la masa de vapor de agua que hay por cada unidad de volumen de aire:

$$H_a = \frac{\text{Masa de vapor de agua}}{\text{Volumen de aire}}$$

Es una variable que tiene poco uso porque el volumen de aire varía según las condiciones. Muchos casos es confundida con la humedad específica, la cual sí que es útil y que se explicará a continuación.

Humedad específica (X)

Representa la masa de vapor de agua que hay en cada kilogramo de aire seco. Es la variable de humedad más representativa en cuanto a que nos da un valor fijo de masa de vapor por unidad de masa de aire, independientemente de la temperatura o la presión. Matemáticamente se expresa como:

$$X = \frac{m_w}{m_{as}} \quad \text{Ec VI.6}$$

Siendo:

m_w la masa de vapor de la corriente de aire húmedo.

m_{as} la masa de aire seco en la corriente de aire húmedo.

Esta variable se puede relacionar con la presión parcial del vapor de agua usando las siguientes ecuaciones:

$$m_w = \frac{P_V \cdot M_{H_2O}}{R \cdot T_S} \quad \text{Ec VI.7}$$

$$m_w = \frac{P_{as} \cdot M_{as}}{R \cdot T_S} \quad \text{Ec VI.7}$$

Siendo:

M_{H_2O} y M_{as} el peso molecular del agua y el aire seco respectivamente.

P_V y P_{as} las presiones parciales del agua y el aire seco respectivamente.

R la constante universal de los gases.

T_S la temperatura seca del aire.

Y con ayuda de la ecuación Ec.VI.5:

$$X = 0.622 \frac{P_V}{P_T - P_V} \quad \text{Ec VI.8}$$

Humedad relativa (HR):

Representa la relación entre la presión parcial del vapor y la presión de saturación del aire a la misma temperatura. No es representativo del contenido de vapor del aire pues depende de la temperatura. Nos sirve para conocer cuan cerca estamos de la saturación en una corriente de aire y por tanto el grado de humidificación hasta la condensación. Se expresa en porcentaje con la siguiente ecuación:

$$HR = \frac{P_V}{P_{SAT}} \cdot 100 \quad \text{Ec VI.9}$$

Grado de saturación (GS):

Es una variable idéntica a la de la humedad relativa pero expresado en porcentaje en masas, no en presiones. Da el porcentaje de masa de vapor en el aire con respecto a la masa de saturación a la misma temperatura.

$$GS = \frac{m_w}{m_w SAT} \cdot 100 \quad \text{Ec VI.10}$$

VI.1.4 Propiedades sobre la entalpía:

La entalpía como se indica en el Capítulo II, es una magnitud usada para calcular intercambios de energía, por lo que necesita de un valor de referencia. Hablamos de diferencia de entalpías, no de entalpías absolutas. Esta referencia se suele tomar a 0°C, sin embargo algunos diagramas psicrométricos toman otra. Ello hace que el valor de las entalpías puedan no

coincidir, sin embargo el valor de las diferencias de entalpías siempre debe ser el mismo según todos los diagramas psicrométricos.

Se define como la suma de la energía interna más la energía de presión y suele representarse como entalpía específica.

Entalpía del aire seco (i_{as}):

Representa la energía asociada únicamente al aire seco. Puede calcularse como:

$$i_{as} = C_{pas} \cdot T_S \left[\frac{kJ}{kg_{as}} \right] \quad \text{Ec VI.11}$$

Siendo:

C_{pas} el calor específico del aire seco.

T_S la temperatura seca del aire húmedo.

Entalpía del vapor de agua (i_w):

Representa la energía asociada únicamente al agua. Incluye la entalpía sensible y la entalpía de cambio de fase debida a la masa de vapor de agua evaporada en la corriente del aire. Puede calcularse como:

$$i_w = C_{pw} \cdot T_S + \lambda \left[\frac{kJ}{kg_w} \right] \quad \text{Ec VI.12}$$

Entalpía del aire húmedo (i):

Establece el valor completo de la entalpía del aire húmedo, resultado de la suma de las dos anteriores. Se representa como:

$$i = i_w \cdot X + i_{as} \left[\frac{kJ}{kg_{as}} \right] \quad \text{Ec VI.13}$$

Puede desarrollarse para su cálculo:

$$i = C_{pas} \cdot T_S + X \cdot C_{pw} \cdot T_S + X \cdot \lambda \quad \text{Ec VI.14}$$

Agrupando todos los términos debidos a calor sensible:

$$i = (C_{pas} + X \cdot C_{pw}) \cdot T_S + X \cdot \lambda \quad \text{Ec VI.15}$$

Agrupando los calores específicos sensibles a un calor del aire húmedo:

$$i = C_{pah} \cdot T_S + X \cdot \lambda \left[\frac{kJ}{kg_{as}} \right] \quad \text{Ec VI.16}$$

Que permite suponiendo conocido el calor específico del aire húmedo (se puede suponer igual al del aire seco por la baja humedad específica), calcular la entalpía del aire húmedo tomando como referencia los 0°C Y expresando T_s en celsius también.

VI.1.4 Propiedades sobre el volumen o densidad:

Volumen específico (V_e):

Representa el volumen total ocupado por la corriente de aire húmedo referido a la unidad de masa de aire seco.

$$V_e = \frac{\text{volumen de aire húmedo}}{\text{masa de aire seco}} \left[\frac{m^3}{kg_{as}} \right]$$

Densidad del aire seco (ρ_{as}):

Es el inverso del volumen específico, la masa de aire seco por cada unidad de volumen de aire húmedo.

$$\rho_{as} = \frac{\text{masa de aire seco}}{\text{volumen de aire húmedo}} \left[\frac{kg_{as}}{m^3} \right]$$

VI.2 Diagramas psicrométricos

Como se ha avanzado en la introducción del capítulo, existen unos mapas o diagramas que permiten un análisis psicrométrico más sencillo que el estudio analítico.

Estos diagramas se desarrollan para una presión total P_T , quedando ya solo dos variables a fijar para la determinación del resto en una corriente de aire.

Existen distintos tipos de diagramas:

VI.2.1 Diagrama de Mollier:

Es el diagrama psicrométrico menos usado porque es el menos visual. Debe su invención a Richard Mollier.

En el diagrama de Mollier es factible representar todos los estados de la mezcla agua-aire seco, por eso se considera el diagrama más termodinámico de todos. El agua podría estar en estado gaseoso, líquido o sólido; no obstante sólo se desarrolla la mezcla en estado vapor por ser la única que interesa en el estudio del aire húmedo y por ser el par multicomponente más habitual que mayor aplicación tiene en la industria.

Puede verse las variables que representa en la figura VI.2.1.

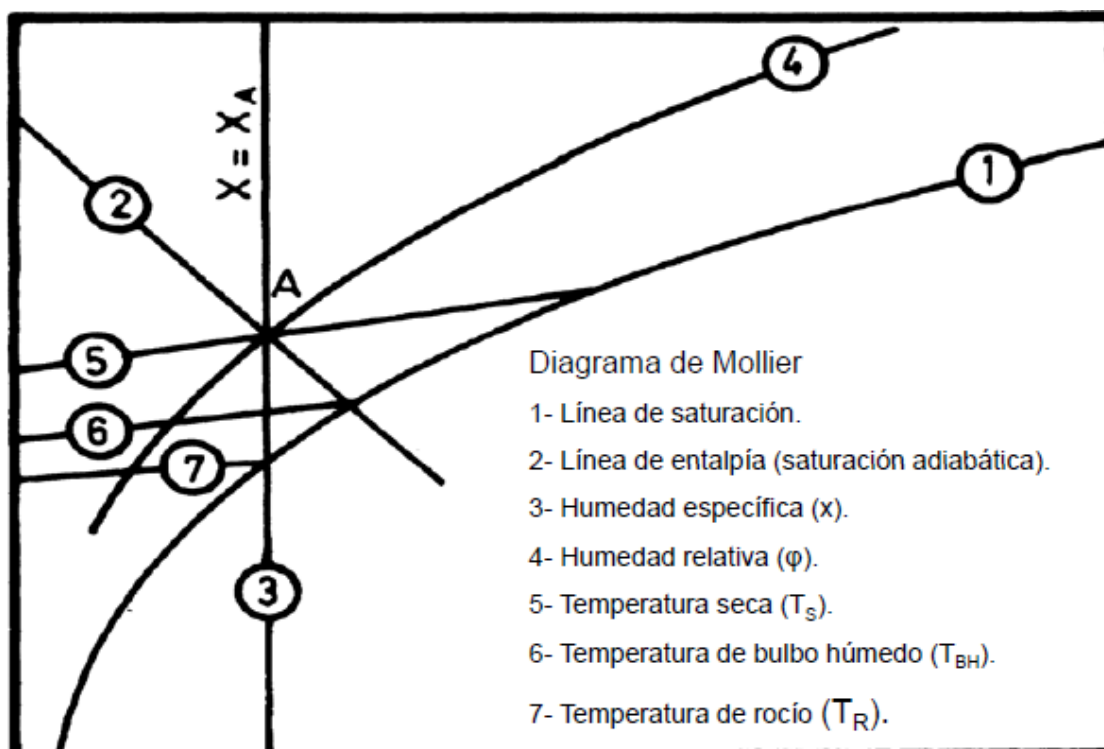


Figura VI.2.1 Diagrama de Mollier esquemático y líneas significativas.

[1 Velasco, 2014]

Puede verse como las líneas de saturación se presentan de forma de parábola tumbada (1).

Las líneas de entalpía específica del aire húmedo son diagonales y tienen todas la misma inclinación (2).

La humedad específica se representa en el eje x, como líneas verticales (3).

Las líneas de humedad relativa (4) tienen una forma similar a las de saturación (1).

Las líneas de temperatura seca no son horizontales (5).

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo (6) se parecen mucho a las de temperatura seca (5).

La línea de temperatura de rocío (7), se parece a las de bulbo húmedo y temperatura seca.

Un diagrama de Mollier real puede verse en la siguiente figura (figura VI.2.2)

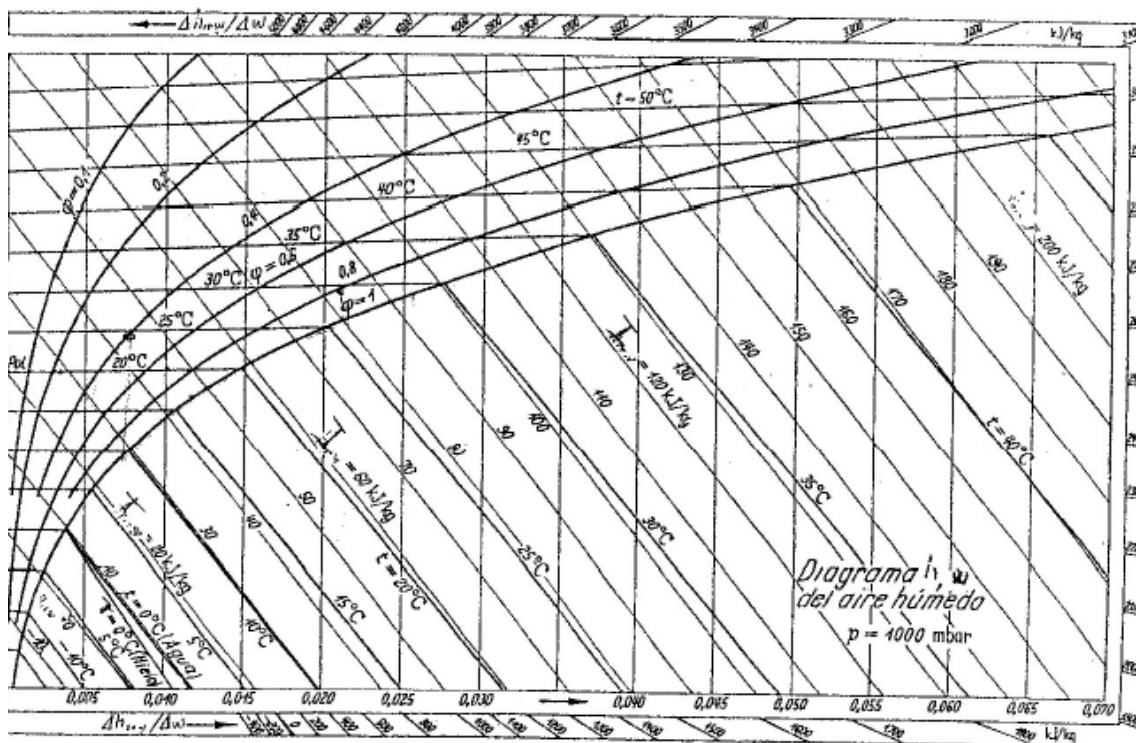


Figura VI.2.2 Diagrama de Mollier real

VI.2.2 Diagrama ASHRAE:

Debe su nombre al organismo cuyas siglas significan: (“American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers”). [W-1]

Es más intuitivo que el diagrama de Mollier y cuenta con un transportador para la Recta de maniobra y el factor de calor sensible. Puede verse un esquema con las distintas líneas importantes en la siguiente figura (figura VI.2.3).

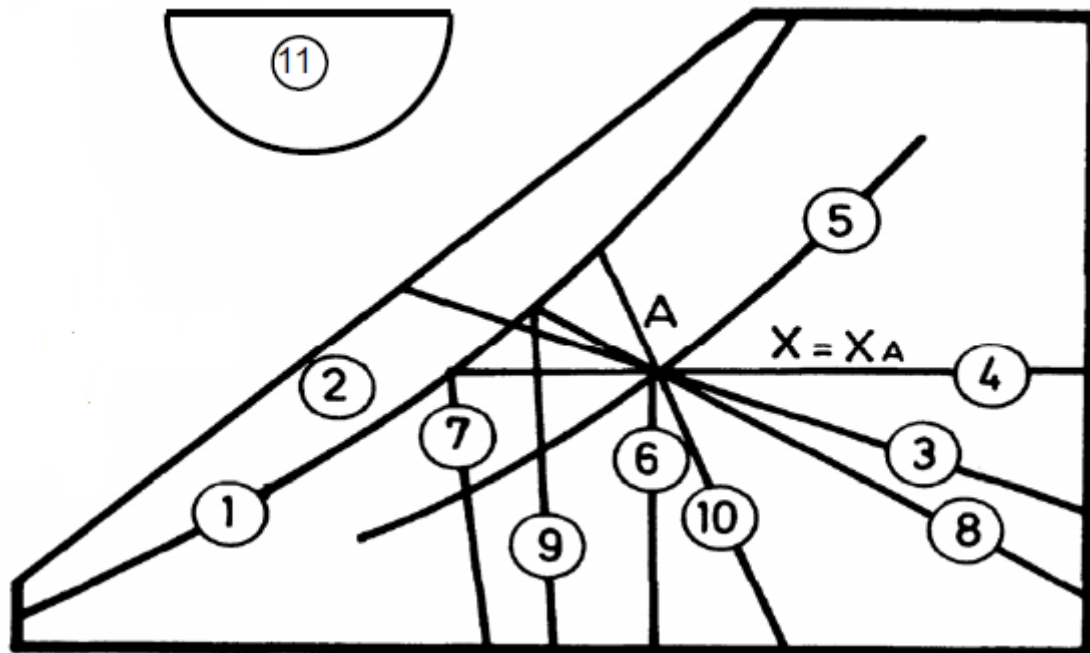


Figura VI.2.3 Esquema de diagrama psicrométrico ASHRAE y líneas importantes [1, Velasco, 2014]

Línea de saturación (1): Representa la línea límite de condensación y tiene forma inclinada de pendiente variables.

Entalpía de escala (2): Muestra respecto de la referencia de 0°C, la entalpía que tiene un punto siguiendo una recta de entalpía constante (3).

Humedad específica (4): Al contrario que en el diagrama de Mollier, se representa la humedad específica constante con líneas horizontales, con escala en y.

Humedad relativa (5): Se representa con líneas parecidas a la de saturación pero no paralelas, sino excéntricas. De hecho la línea de saturación es la línea de humedad relativa 100%.

Temperatura seca (6): Las líneas de temperatura seca constante se representan como líneas casi verticales, con una escala en x.

Temperatura de rocío (7): Se representa como la temperatura que se consigue a humedad constante hasta llegar a saturación

Línea de bulbo húmedo (8): Tienen carácter inclinado y en estos diagramas no son exactamente como las líneas de saturación adiabática o entalpía constante (3), pero se parecen mucho.

Temperatura de bulbo húmedo (9): Corresponde a la temperatura que siguiendo una línea de bulbo húmedo hace llegar a saturación.

Volumen específico (10): Las líneas de volumen específico constante se representan inclinadas y paralelas.

Transportador recta de maniobra/ factor de calor sensible (11): Son conceptos para determinar los puntos que permiten vencer de forma simultánea las cargas sensibles y latentes del local.

La **recta de maniobra** (RM) se define como la relación entre las variaciones de entalpía y humedad específica en la corriente de aire húmedo, sometida a un proceso psicrométrico.

$$RM = \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} [=] \frac{\text{Energía}}{\text{gramos de agua}} \quad \text{Ec VI.17}$$

El **factor de calor sensible** (FCS) es el cociente entre el calor sensible y la entalpía total del proceso.

$$FCS = \frac{(T_{s2} - T_{s1}) \cdot Cp_{ah}}{i_2 - i_1} \quad \text{es decir} \quad \frac{\text{Calor sensible}}{\text{Calor total}} \quad \text{Ec VI.18}$$

A través de la determinación de las cargas sensibles y latentes se pueden determinar estos conceptos y una vez se tienen, con ayuda del diagrama ASHRAE, llevar una línea dónde deberán estar todos los puntos finales tras ser tratados por el sistema si queremos que se cumpla las condiciones de humedad o temperatura marcadas por la relación de calores sensibles y latentes.

A continuación se presenta un diagrama ASHRAE real (figura VI.2.4):

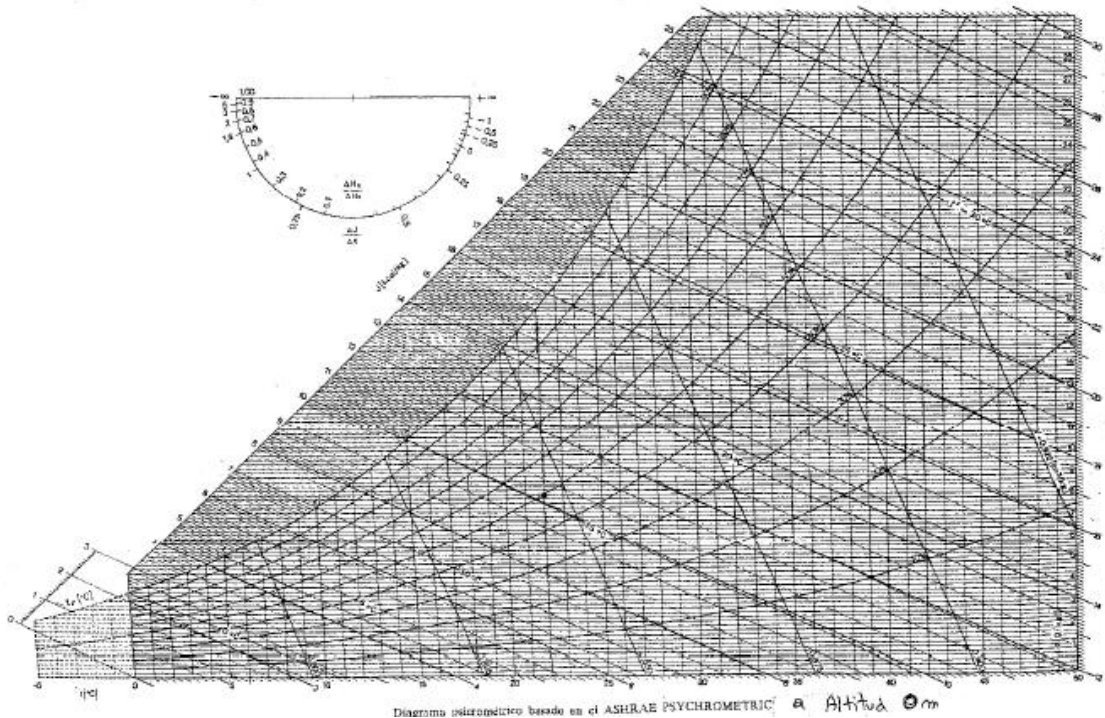


Figura VI.2.4 Diagrama psicrométrico ASHRAE real.

Este diagrama, es bastante visual por lo que se usa en la vida real. Además cuenta con más información que el diagrama de Mollier.

Sus unidades no son las del sistema internacional, sino que se usa para la entalpía medidas de kcal/kg en vez de Julios. Por ello para ciertas aplicaciones, es recomendable pero para otras es más recomendable el uso del siguiente diagrama, el diagrama de Carrier.

VI.2.2 Diagrama Carrier:

Debe su nombre a Dr. Willis Carrier, el cual fundó una de las empresas líderes en el sector del aire acondicionado que lleva este mismo nombre. Este diagrama es muy visual y utiliza unidades del sistema internacional. Esto ha llevado a que sea probablemente el diagrama psicrométrico más utilizado por los frigoristas.

Se puede ver a continuación un esquema con las principales líneas que presenta este esquema (figura VI.2.5). Su visión es muy parecida al diagrama ASHRAE.

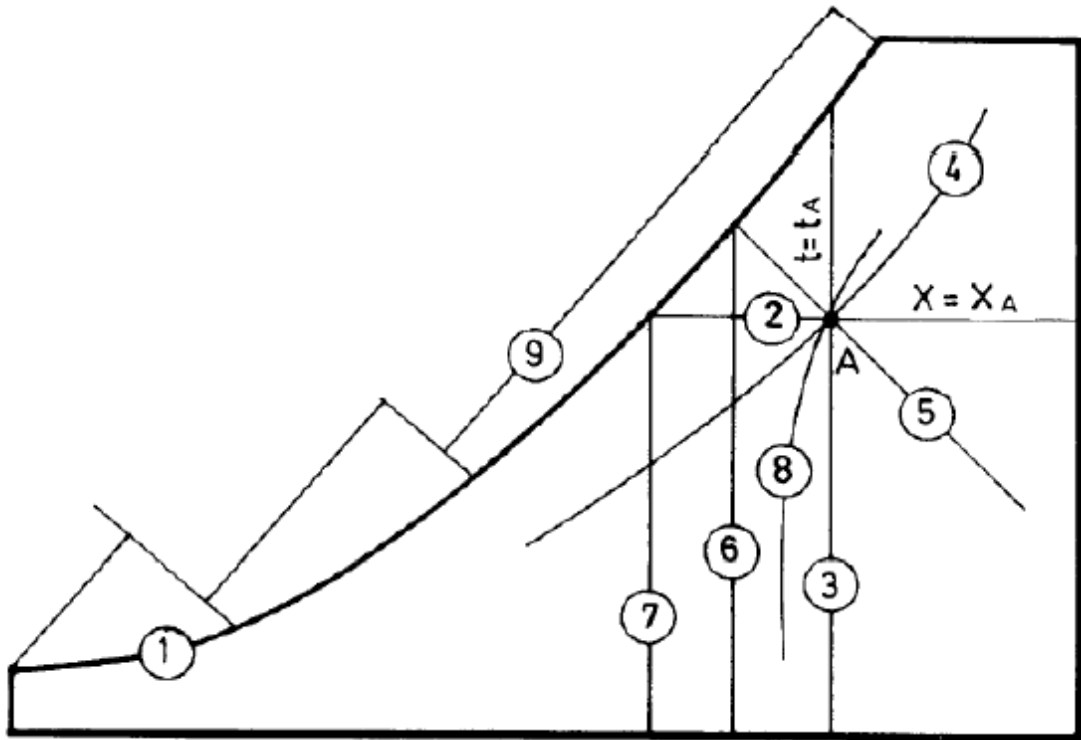


Figura I.2.5 Esquema de un diagrama psicrométrico de Carrier y sus principales líneas.

Línea de saturación (1): Representa el límite de saturación y al igual que en el diagrama ASHRAE se representa con una línea inclinada de pendiente variable.

Humedad específica (2): Las líneas de humedad específica son horizontales, representándose la humedad en una escala en y.

Temperatura seca (3): Se representa la temperatura seca en una escala en el eje x. Las líneas de temperatura constante en este caso si son verticales, a diferencia del diagrama ASHRAE.

Humedad relativa (4): Tienen la forma de la línea de saturación (HR=100%), pero son excéntricas, no paralelas.

Línea de entalpía constante (5): Representa las evoluciones adiabáticas y se representa de forma inclinada en el diagrama.

Temperatura de bulbo húmedo (6): Al no disponer de líneas de bulbo húmedo como en el diagrama ASHRAE, se representa por medio de un proceso

de saturación adiabática. Es la temperatura que se consigue en el corte de esta con la línea de saturación.

Temperatura de rocío (7): Se representa con el corte a humedad constante con la línea de saturación.

Desviación de entalpía (8): Al no disponer de línea de bulbo húmedo, esta nos permite corregir la entalpía de las evoluciones de saturación adiabática respecto del bulbo húmedo.

Escala de entalpía (9): Se presenta como una línea inclinada perpendicular a las líneas de entalpía constante.

A continuación se muestra un diagrama de Carrier real (figura VI.2.6).

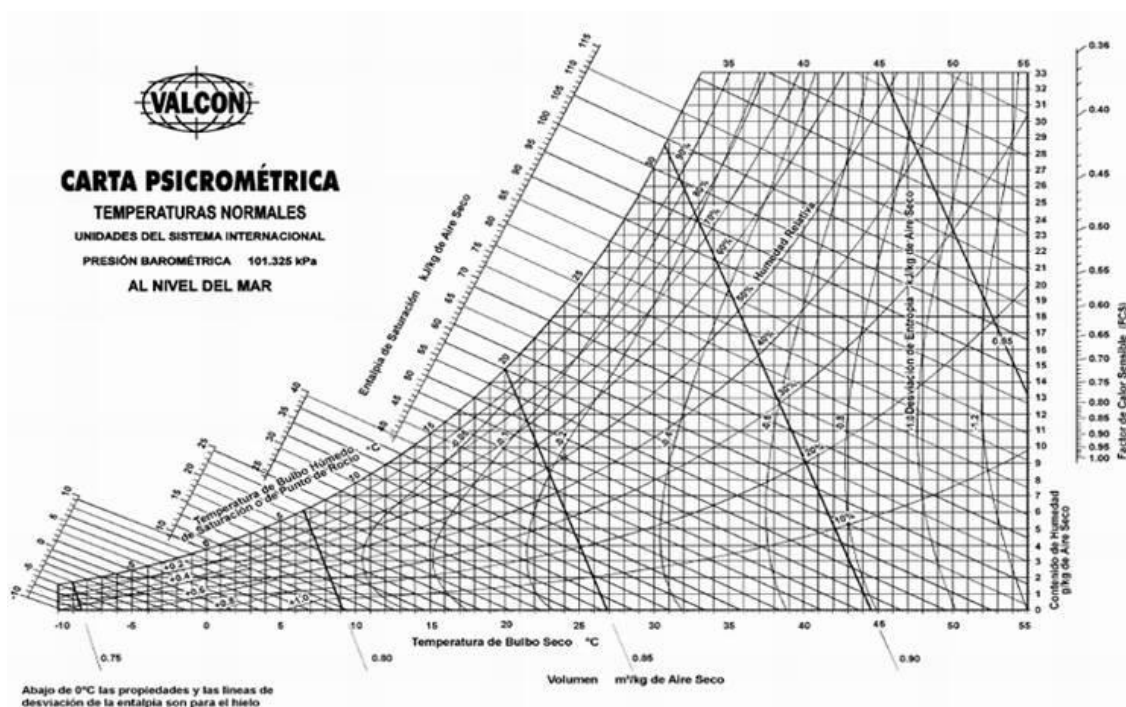


Figura VI.2.6 Diagrama psicrométrico de Carrier real [W-3]

Este diagrama será el que se use en el estudio psicrométrico de este documento.

VI.3 Evoluciones psicrométricas

El estudio psicrométrico para el acondicionamiento de aire se lleva a cabo a través de las evoluciones que sigue el aire en su camino por distintos procesos. Estos procesos pueden agruparse para formar lo que se conoce como UTA, unión de tratamiento de aire.

Estas UTAs o climatizadores no son más que máquinas que disponen de una serie de módulos para acondicionar una corriente de aire a unas condiciones determinadas. Estas condiciones son: temperatura, caudal, humedad y limpieza.

En cada módulo de la UTA, el aire sigue una transformación psicrométrica simple. Esta transformación psicrométrica no es más que un cambio en las propiedades de la corriente del aire que se estudia a través balances de materia y de energía.

Estos balances de materia y de energía se pueden realizar analíticamente o mediante diagramas psicrométricos definiendo las propiedades específicas de cada evolución.

En este documento se va a tomar como referencia el diagrama psicrométrico de Carrier para llevar a cabo estos balances, además de las expresiones analíticas en los diferentes casos.

La variación de entalpía posee dos contribuciones asociadas a la variación de temperatura (sensible) y de contenido en vapor de agua (latente) como puede verse en la ecuación Ec VI.15 cuyas definiciones se pueden concretar como:

- **Calor sensible:** cantidad de calor necesaria para variar la temperatura del aire desde una temperatura inicial 1 a una final 2 sin variar su contenido en humedad específica:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sensible} &= \dot{m} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \cdot (Cp_{as} + x \cdot Cp_v) \\ \dot{Q}_{sensible} &= \dot{m} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \cdot Cp_{ah}\end{aligned}\tag{Ec VI.19}$$

- **Calor latente:** cantidad de calor necesaria para modificar la humedad específica del aire desde una humedad inicial 1 a una final 2 a una temperatura constante:

Ec VI.20

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m} \cdot (x_2 - x_1) \cdot \lambda$$

En el análisis psicrométrico se trata de vencer las cargas exteriores, debidas al calor sensible y latente introducido en las corrientes de aire del exterior al tener que conseguir las condiciones del aire del proceso. Este objetivo es el que se consigue a través de las uniones de tratamiento de aire o UTAs a través de una serie de evoluciones psicrométricas simples.

A continuación se va a hacer una breve descripción de las principales evoluciones psicrométricas simples que se usan para el acondicionamiento de aire:

VI.3.1 Mezcla adiabática de dos corrientes

Este proceso consiste, como su nombre indica en una mezcla de dos corrientes. El proceso es adiabático pues no hay transferencia de calor con el exterior, simplemente se mezclan las corrientes homogeneizando sus propiedades (figura VI.3.1)

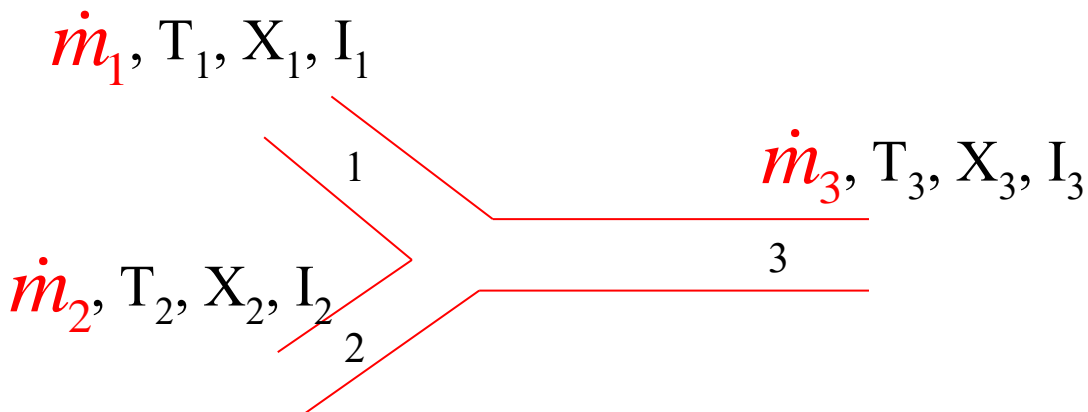


Figura VI.3.1 Mezcla de las corrientes 1 y 2, para formar la 3. [4, Velasco, 2006]

Este proceso puede estudiarse analíticamente realizando dos balances de masa y un balance de energía.

Balance de masa aire seco:

Puesto que no hay acumulación de masa y el proceso se considera estacionario, la masa de aire húmedo que entra debe ser igual a la que sale:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{Ec VI.19}$$

Balance de masa al vapor:

Se puede hacer también al aire seco pero únicamente nos aporta información uno de los dos pues el otro es complementario al balance anterior. Tampoco se acumula el vapor de agua por lo que:

$$\dot{m}_1 \cdot X_1 + \dot{m}_2 \cdot X_2 = \dot{m}_3 \cdot X_3 \quad \text{Ec VI.20}$$

Balance de energía global:

Al tratarse de una mezcla adiabática tampoco habrá intercambio de calor por lo que:

$$\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2 = \dot{m}_3 \cdot i_3 \quad \text{Ec VI.21}$$

Análisis en el diagrama psicrométrico

En el diagrama psicrométrico, esta evolución se verá reflejada por una corriente resultante en condiciones psicrométricas intermedias (en la recta de unión) de las condiciones de los flujos de aire originales, como se muestra en la figura VI.3.2

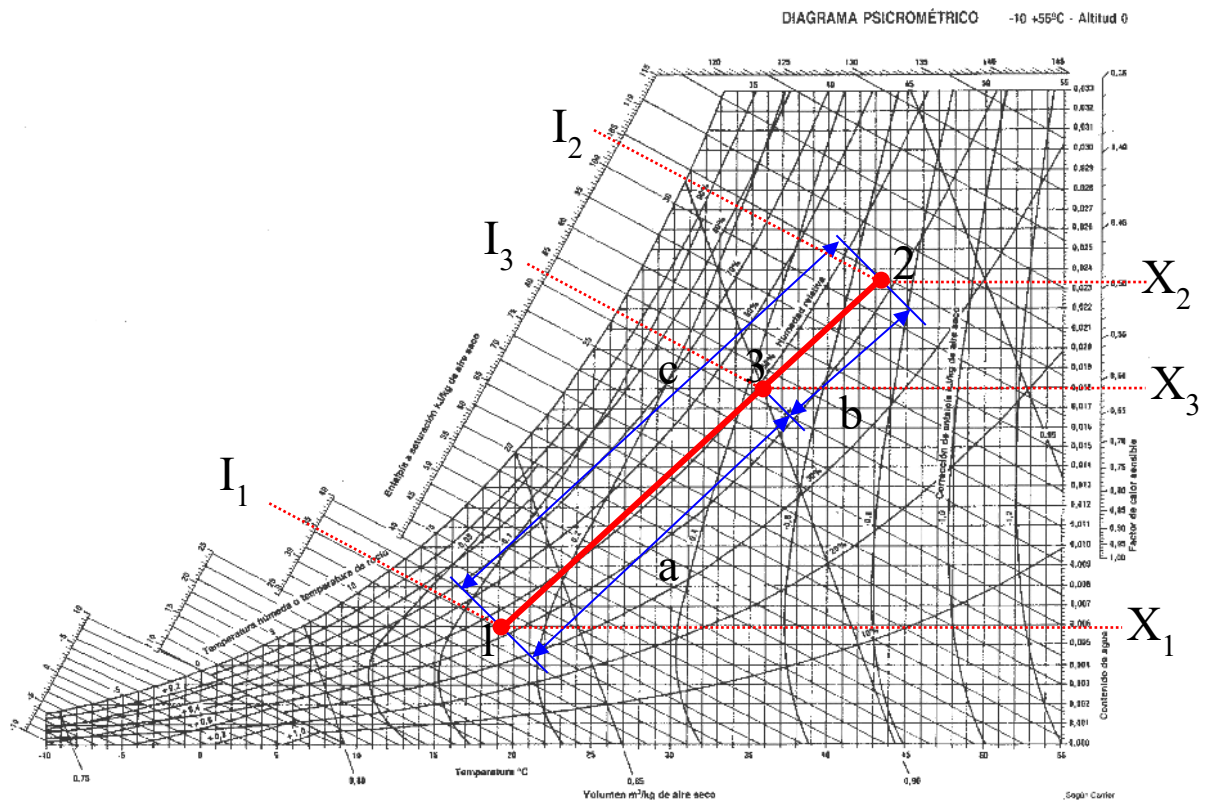


Figura VI.3.2 Evolución psicrométrica de mezcla adiabática de dos corrientes en un diagrama de Carrier. [1, Velasco, 2014]

Las condiciones del aire resultante (punto 3) serán más próximas a aquéllas de la corriente cuyo flujo másico es mayor. Para poder determinar esas condiciones de salida en la recta que une los puntos representativos de las corrientes que se mezcla se plantea lo que se conoce como la “regla de la palanca”, que procede de los balances másicos y energético planteados anteriormente.

Esta regla queda expresada de la forma siguiente:

$$\frac{a}{c} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_2 + \dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \quad \text{O bien} \quad \frac{a}{c} = \frac{T_3 - T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{Ec VI.22}$$

$$\frac{b}{c} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2 + \dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3} \quad \text{O bien} \quad \frac{b}{c} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1}$$

Puede representarse con temperaturas, entalpías o humedades, dependiendo de qué balance se haya usado para su obtención.

Se denomina “regla de la palanca” porque se consideran las fracciones de flujo de aire que se mezclan (\dot{m}_1 o \dot{m}_2) respecto a la suma (\dot{m}_3), relacionándolas con la longitud del segmento opuesto contemplado. Es decir:

si como muestra el ejemplo, el flujo de aire original en las condiciones 2 es mayor, la distancia “a” (segmento opuesto a las condiciones del aire 2) que representa la distancia entre las condiciones del aire 1 y las resultantes de 3 será también mayor.

VI.3.2 Contacto con superficie a diferente temperatura

Este proceso consiste en el paso de la corriente a través de una superficie, normalmente de un intercambiador de calor o resistencia eléctrica, el cual está a una temperatura distinta. El estudio se realiza utilizando el concepto de factor de by-pass [4, Velasco, 2006].

El factor de bypass establece que el aire ficticiamente se divide en dos corrientes, una que tiene equilibrio térmico con de la superficie (tratado) con la que está en contacto y otra que sale en las mismas condiciones de entrada (no tratado), mezclándose al final de manera adiabática como se ha propuesto en el anterior apartado (figura VI.3.3)

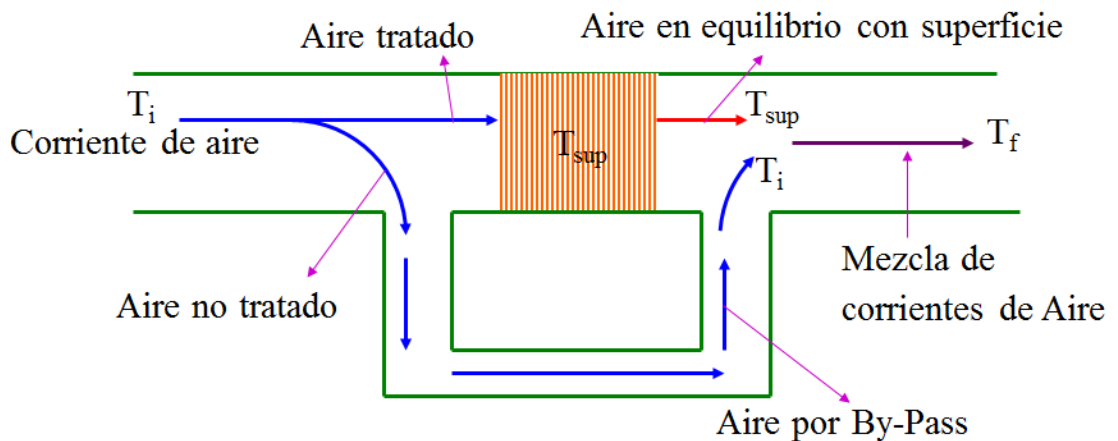


Figura V.3.3. Tratamiento de la corriente por factor de by-pass [4, Velasco, 2006]

Este factor de by-pass puede expresarse como:

$$F_{BP} = \frac{\dot{m}_{No\ tratado}}{\dot{m}_{Tratado} + \dot{m}_{No\ tratado}} \quad \text{Ec VI.23}$$

Sabiendo las condiciones de entrada del aire y de salida, a través de un balance de materia y de energía a las corrientes tratada, sin tratar y final, se puede deducir fácilmente de forma analítica el flujo másico que debe corresponder a cada corriente y con ello el factor de ByPass.

Balance de masa aire seco:

Puesto que no hay acumulación de masa y el proceso se considera estacionario, la masa de aire húmedo que entra debe ser igual a la que sale:

$$\dot{m}_{Tratado} + \dot{m}_{No\ tratado} = \dot{m}_{total} \quad \text{Ec VI.24}$$

Balance de masa al vapor:

Se puede hacer también al aire seco pero únicamente nos aporta información uno de los dos pues el otro es complementario al balance anterior. Tampoco se acumula el vapor de agua por lo que:

$$\dot{m}_{Tratado} \cdot X_{sup} + \dot{m}_{No\ tratado} \cdot X_i = \dot{m}_{total} \cdot X_f \quad \text{Ec VI.25}$$

Balance de energía global:

Al tratarse de una mezcla adiabática tampoco habrá intercambio de calor por lo que:

$$\dot{m}_{Tratado} \cdot i_{sup} + \dot{m}_{No\ tratado} \cdot i_i = \dot{m}_{total} \cdot i_f \quad \text{Ec VI.26}$$

Siendo las condiciones sup, las de equilibrio con la superficie, f las finales e i las iniciales.

Cabe destacar que existen varios casos dentro de este proceso:

Temperatura superficial mayor que la del aire

En este caso tenemos $T_{sup} > T_i$. Al tener mayor temperatura la superficie que la corriente de aire, solo existirá un intercambio de calor sensible, por lo que la humedad específica se mantendrá constante en las tres corrientes consideradas. Esto hace la ecuación Ec VI.25 inseparable teniendo un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas.

Análisis en el diagrama psicrométrico

En el diagrama psicrométrico se representará el proceso como una mezcla a humedad constante, esto es una recta horizontal (figura VI.3.4). Se puede conocer el factor de by-pass utilizando la regla de la palanca igual que en el apartado anterior.

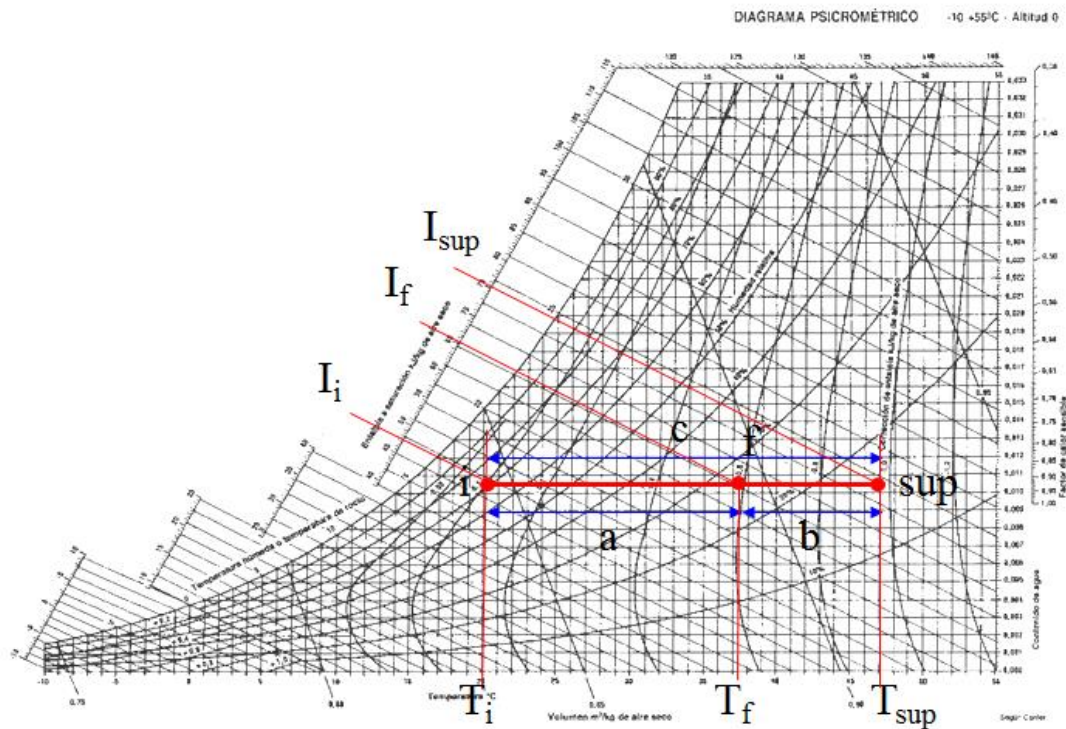


Figura VI.3.4 Evolución psicrométrica de paso a través de una superficie con temperatura mayor que la del aire (calentamiento sensible) [1, Velasco, 2014].

El factor de by-pass se puede escribir utilizando la regla de la palanca como:

$$F_{BP} = \frac{\dot{m}_{No\ tratado}}{\dot{m}_{Tratado} + \dot{m}_{No\ tratado}} = \frac{b}{c} = \frac{I_{sup} - I_f}{I_{sup} - I_i} \approx \frac{T_{sup} - T_f}{T_{sup} - T_i} \quad \text{Ec VI.27}$$

Nótese que al tener igualdad de humedad no se puede realizar el balance con la masa de vapor o humedad específica en la regla de la palanca.

Temperatura superficial menor que la del aire pero mayor que la de rocío

En este caso tenemos $T_r < T_{sup} < T_i$. Al tener mayor temperatura la superficie que la de rocío, solo existirá un intercambio de calor sensible, por lo que la humedad específica se mantendrá constante en las tres corrientes

consideradas. Esto hace la ecuación Ec VI.25 inservible teniendo un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas. Por tanto tenemos un enfriamiento sensible.

Análisis en el diagrama psicrométrico

En el diagrama psicrométrico se representará el proceso como una mezcla a humedad constante, esto es una recta horizontal (figura VI.3.5). Se puede conocer el factor de by-pass utilizando la regla de la palanca igual que en el apartado anterior.

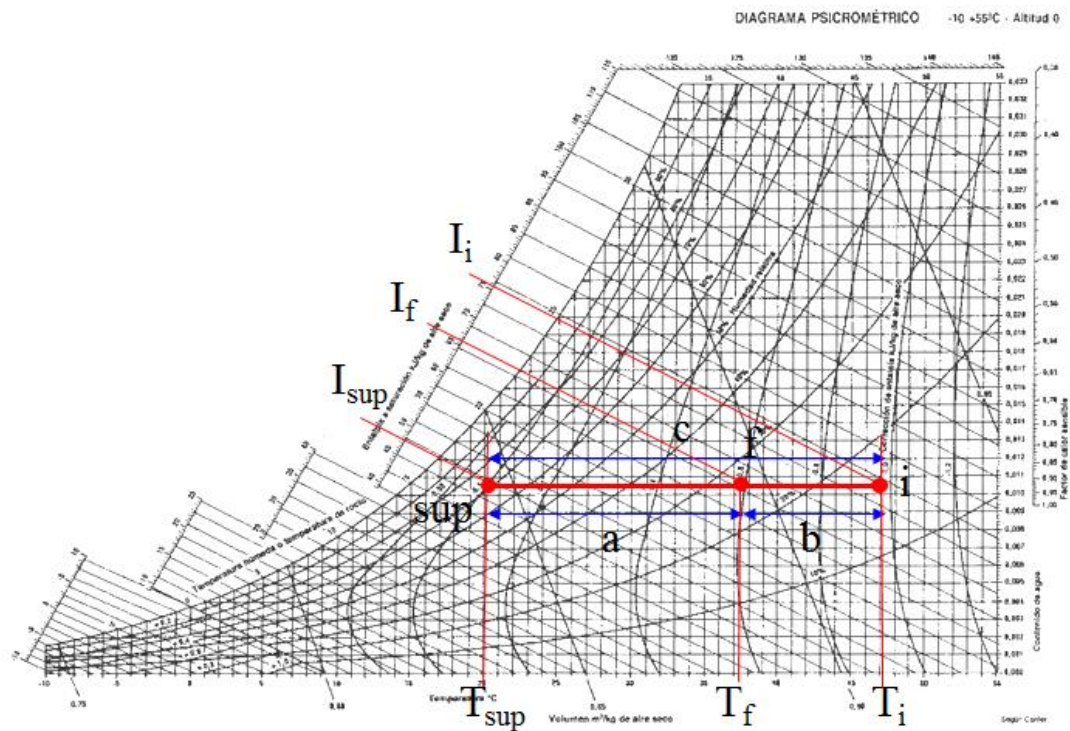


Figura VI.3.5 Evolución psicrométrica de paso a través de una superficie con temperatura menor que la del aire pero mayor que la de rocío (enfriamiento sensible) [1, Velasco, 2014].

El factor de by-pass se puede escribir utilizando la regla de la palanca como:

$$F_{BP} = \frac{\dot{m}_{No\ tratado}}{\dot{m}_{Tratado} + \dot{m}_{No\ tratado}} = \frac{a}{c} = \frac{I_f - I_{sup}}{I_i - I_{sup}} \approx \frac{T_f - T_{sup}}{T_i - T_{sup}} \quad \text{Ec VI.28}$$

Nótese que al tener igualdad de humedad no se puede realizar el balance con la masa de vapor o humedad específica en la regla de la palanca.

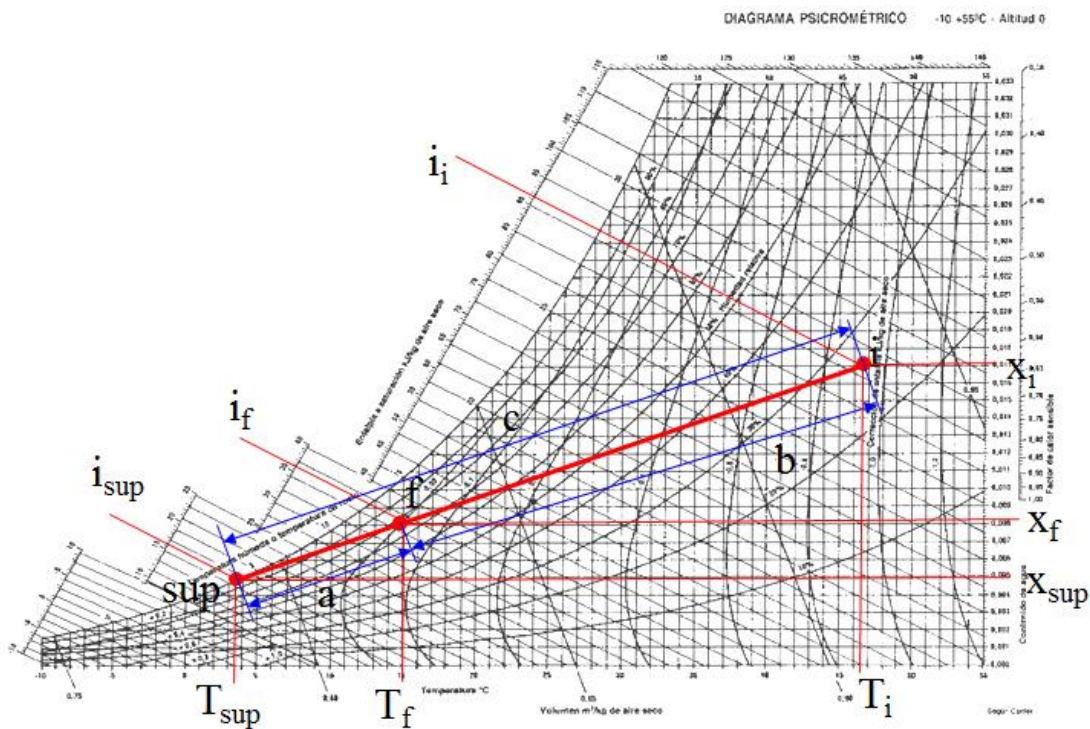
Temperatura superficial menor que la temperatura de rocío del aire

En este caso tenemos $T_r > T_{sup}$. Al ser la temperatura de rocío mayor que la de la superficie, parte del vapor de la corriente de agua condensará (el

vapor que lleve consigo la corriente en equilibrio con la superficie). Por ello la humedad de salida no coincidirá ni con la de entrada ni con la corriente en equilibrio con la superficie, necesitando los tres balances para llevar a cabo la regla de la palanca.

Análisis en el diagrama psicrométrico

En el diagrama psicrométrico se representará el proceso como una mezcla a adiabática (figura VI.3.6). Se puede conocer el factor de by-pass utilizando la regla de la palanca y esta vez sí está permitido su cálculo con



humedades.

Figura VI.3.6 Evolución psicrométrica de paso a través de una superficie con temperatura menor que la de rocío [1, Velasco, 2014].

El factor de by-pass se puede escribir utilizando la regla de la palanca como:

$$F_{BP} = \frac{\dot{m}_{No\ tratado}}{\dot{m}_{Tratado} + \dot{m}_{No\ tratado}} = \frac{a}{c} = \frac{I_f - I_{sup}}{I_i - I_{sup}} = \frac{X_f - X_{sup}}{X_f - X_{sup}} \approx \frac{T_f - T_{sup}}{T_i - T_{sup}} \quad Ec\ VI.29$$

VI.3.3 Flujo de aire sobre una cortina de agua a temperatura constante

Este proceso ya ha sido explicado en detalle en el Capítulo II apartado II.3 “Enfriamiento evaporativo ideal y real”.

En este proceso, se hace pasar la corriente de aire por una cortina de agua cuya temperatura se supone constante. La suposición de que el agua mantiene su temperatura constante se produce sobre todo cuando la cantidad de agua sea mucho mayor que la del aire, lo que provoca que pueda haber una variación de la entalpía específica del aire, pero que la variación de la entalpía específica del agua sea suficientemente pequeña como para que se pueda considerar despreciable.

Así el aire tenderá a alcanzar el equilibrio termodinámico con el agua de la cortina, saturándose al 100% y alcanzando la temperatura del mismo. Un proceso peculiar es la evolución adiabática que solo consigue darse si el agua en su trayecto no tiene ni pérdidas ni ganancias de energía o si la masa de agua intercambiada con el aire no es suficiente como para mantener constante su temperatura en el proceso.

Se puede realizar un balance de masa y energía al igual que en los apartados anteriores.

Balance de masa al aire seco:

Puesto que solo tenemos una corriente de aire y estamos en un proceso estacionario, se debe mantener a masa por lo que:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_s \quad \text{Ec VI.30}$$

Siendo:

i las condiciones de entrada del aire

s las condiciones de salida del aire

Balance de masa al agua:

El proceso es estacionario por lo que todo el agua que entra debe salir no existiendo acumulación.

$$\dot{m}_{w1} + \dot{m}_i \cdot X_i = \dot{m}_{w2} + \dot{m}_s \cdot X_s \quad \text{Ec VI.31}$$

Siendo:

\dot{m}_{w1} y \dot{m}_{w2} el flujo másico de agua por la cortina en la entrada y la salida de la misma correspondientemente.

Balace de energía:

Toda la energía que gane o pierda el aire, debe ser recogida o cedida por el agua de la cortina:

$$\dot{m}_i \cdot (i_s - i_i) = \dot{m}_w \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \tag{Ec VI.32}$$

De estas ecuaciones se deduce que para que la temperatura del agua pueda considerarse constante durante el proceso, el flujo másico del mismo debe de ser alto, en relación al flujo másico de aire.

Análisis en el diagrama psicrométrico

Resumiendo lo explicado en el apartado del Capítulo II, el aire puede evolucionar de diferentes maneras según la temperatura de la cortina de agua que se considera constante (figura VI.3.7) y (tabla VI.3.1).

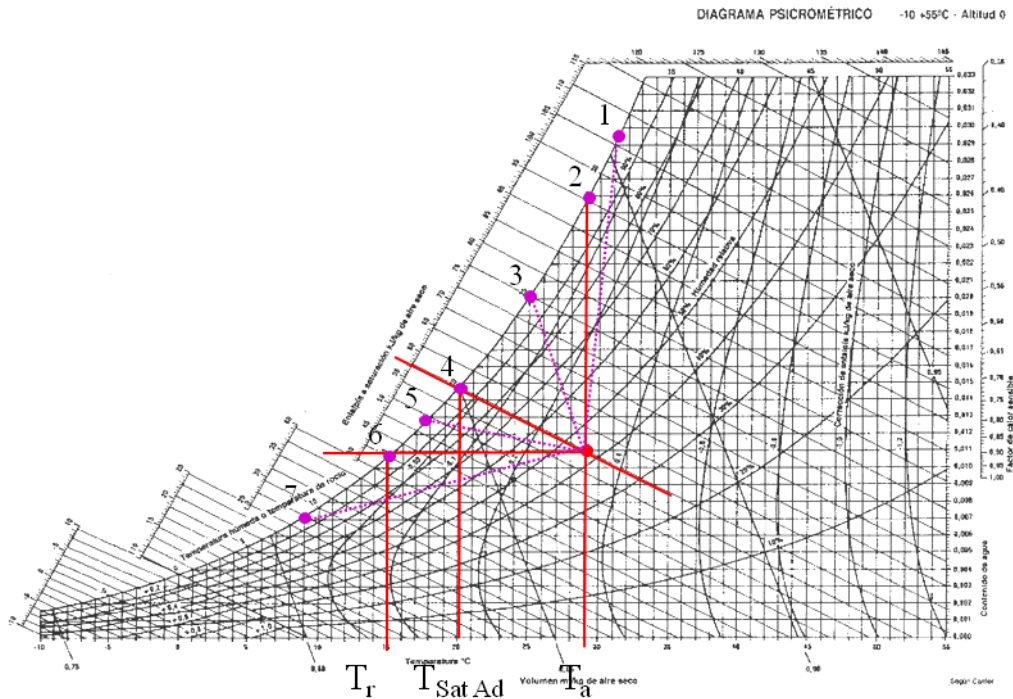


Figura VI.3.7 Distintas evoluciones por al paso por una cortina de agua temperatura constante (morado) [4, Velasco, 2006]

Punto	T_{agua}	Evolución el aire	$\Delta i_{\text{sensible}}$	$\Delta i_{\text{latente}}$	Δi_{total}
1	$T_{\text{agua}} > T_a$	Calienta y humidifica	> 0	> 0	> 0
2	$T_{\text{agua}} = T_a$	Humidifica	$= 0$	> 0	> 0
3	$T_{\text{SAT AD}} < T_{\text{agua}} < T_a$	Enfría y Humidifica	< 0	> 0	> 0
4	$T_{\text{SAT AD}} = T_{\text{agua}}$	Enfría y Humidifica	< 0	> 0	$= 0$
5	$T_r < T_{\text{agua}} < T_{\text{SAT AD}}$	Enfría y Humidifica	< 0	> 0	< 0
6	$T_r = T_{\text{agua}}$	Enfría	< 0	$= 0$	< 0
7	$T_{\text{agua}} < T_r$	Enfría y deshumidifica	< 0	< 0	< 0

Tabla VI.3.1 Resumen energético de los pasos por cortinas de agua a temperatura constante.

Eficiencia de la evolución sobre cortina de agua a temperatura constante:

Como también se introdujo en el Capítulo II, las evoluciones a través de cortina de agua, las cuales son las que sufre un enfriador evaporativo, tienen un parámetro característico denominado eficiencia que nos permite conocer cuan buena es la evolución seguida en su intercambio de energía respecto del máximo de energía que se puede intercambiar con las condiciones del aire y el agua a la entrada. La eficiencia depende de muchos factores, siendo el principal la superficie de intercambio que exista entre el agua y el aire. Si esta superficie es demasiado pequeña, el aire no tendrá tiempo de alcanzar el equilibrio con la cortina de agua.

El concepto de eficiencia puede verse en el diagrama psicrométrico (figura VI.3.8)

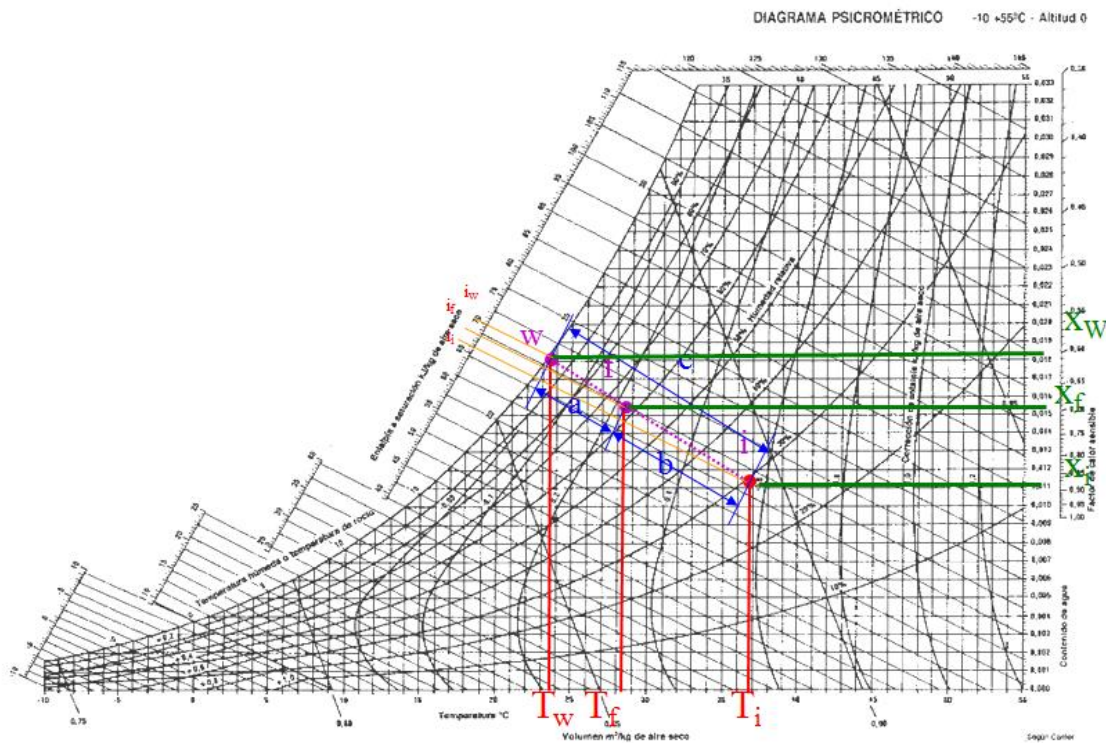


Figura VI.3.8 Eficiencia en proceso adiabático

Esta eficiencia puede calcularse utilizando temperaturas, entalpías o humedades siempre y cuando la magnitud que se considere no se mantenga constante en el proceso. Se calcula según la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{b}{c} \cdot 100 = \frac{I_f - I_i}{I_w - I_i} = \frac{X_f - X_i}{X_w - X_i} = \frac{T_f - T_i}{T_w - T_i} \quad \text{Ec VI.33}$$

Estando las propiedades referidas a la figura: f punto final, i de inicio y w, punto de la cortina de agua a temperatura constante.

VI.3.4 Humectación con vapor

Esta operación se utiliza para vencer cargas latentes negativas, es decir cuando el aire en la aspiración cuenta con muy poca humedad y queremos aumentarla para llegar a las condiciones deseadas.

Este proceso se presenta con la introducción de una nueva corriente, únicamente de vapor de agua (figura VI.3.9)

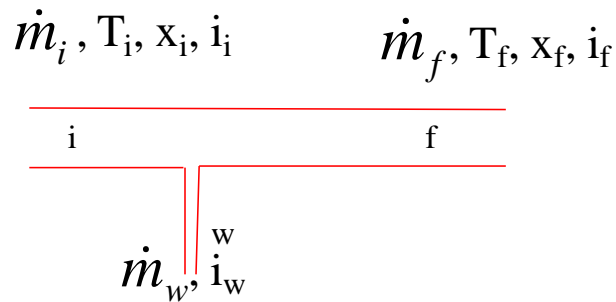


Figura VI.3.9 representación de la mezcla de corrientes [4, Velasco,2006].

Puede realizarse al igual que en el resto de evoluciones un balance de masa y de energía obteniendo:

Balance de masa al aire seco:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_f \quad \text{Ec VI.34}$$

Siendo las condiciones inicial y final referidas a la figura anterior.

Balance de masa al agua:

$$\dot{m}_i \cdot X_i + \dot{m}_w = \dot{m}_f \cdot X_f \quad \text{Ec VI.35}$$

Balance de energía:

$$\dot{m}_i \cdot i_i + \dot{m}_w \cdot i_w = \dot{m}_f \cdot i_f \quad \text{Ec VI.36}$$

Si se opera con las anteriores expresiones, se concluye que la entalpía específica del vapor de agua coincide con la expresión de la Recta de Maniobra:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ \dot{m}_v &= \dot{m}_1(x_2 - x_1) \Rightarrow i_v = \frac{(i_2 - i_1)}{(x_2 - x_1)} \equiv RM \\ \dot{m}_v i_v &= \dot{m}_1(i_2 - i_1) \end{aligned}$$

Análisis en el diagrama psicrométrico:

Cabe distinguir dos casos para el análisis psicrométrico. Si el vapor que se aporta al flujo principal está saturado, suele considerarse el proceso a temperatura constante, siendo su representación una línea vertical en el diagrama. Esta simplificación puede entenderse porque el flujo de vapor de agua introducido, es muy pequeño en relación con el flujo principal aunque se encuentre a una temperatura de 100°C a 1 atmósfera.

En el caso de que el vapor de agua introducido esté sobrecalentado, sí se tiene en cuenta un calentamiento de la corriente de aire principal. La línea

por tanto ahora será inclinada y la inclinación de la misma dependerá del grado de recalentamiento introducido. Véase la figura VI.3.10.

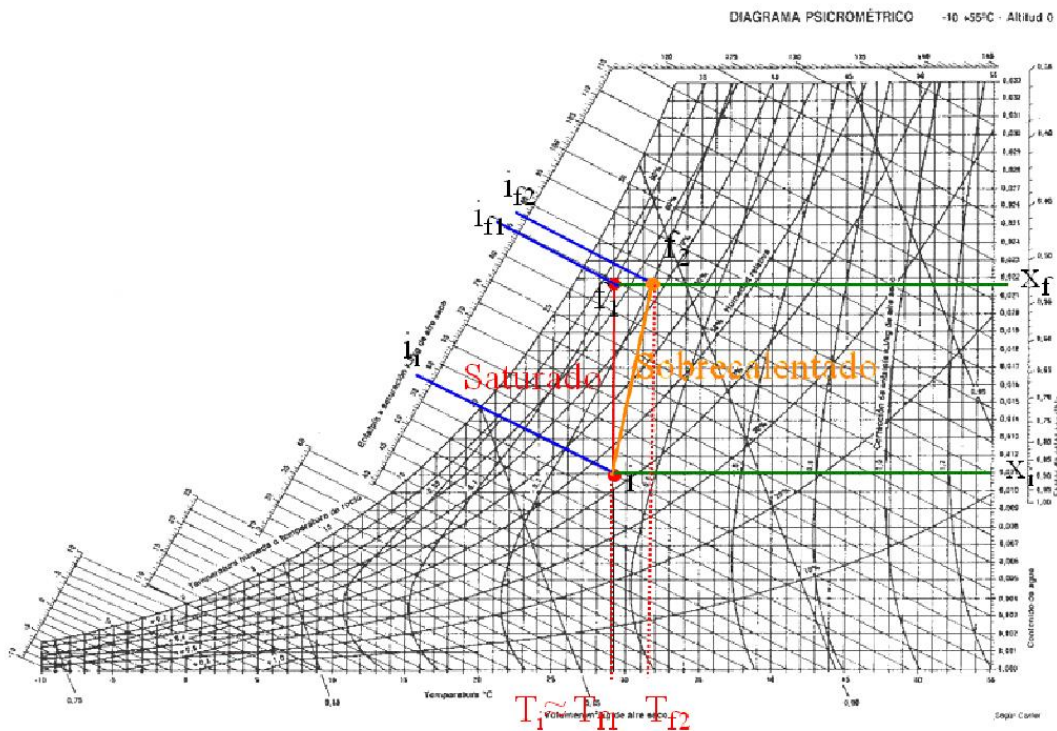


Figura VI.3.10. Humidificación con vapor saturado (rojo) y sobrecalentado (naranja). [4, Velasco, 2006].

Las condiciones psicrométricas de entrada se sacan realizando los balances anteriormente propuestos.

VI.3.5 Paso a través de un absorbente

En muchos procesos industriales, la humedad del aire es un parámetro muy importante. Ya se ha explicado como humidificar añadiendo vapor. Sin embargo si la carga latente introducida es positiva, será necesario deshumidificar. Esta deshumidificación puede conseguirse pasando el líquido por una batería que tenga una temperatura superficial menor que la de rocío de la corriente. Otra forma de deshumidificar es pasar el aire por una cortina de agua. Sin embargo para poder deshumidificar por este sistema y teniendo en cuenta la efectividad del proceso, la temperatura de la cortina del agua debe de ser bastante inferior a la temperatura de rocío de la corriente y el flujo de la misma, alto en comparación con el flujo de aire.

Cuando se requiere de una deshumidificación considerable, hay que recurrir a paso a través de absorbente. Este proceso consiste en hacer pasar la corriente de aire por un material hidrófugo, el cual absorbe esta agua, eliminándolo de la corriente de aire.

Este proceso idealmente debería ser adiabático porque por el paso por el absorbedor, no se aporta a al corriente de aire ningún calor aparentemente. Por ello el proceso teórico o ideal se considera adiabático (figura VI.3.11). Sin embargo el material hidrófugo genera una pérdida de carga que puede hacer aumentar un poco la energía de la corriente de aire. No es esta la mayor fuente de disparidad con el caso teórico sino la presencia de una corriente de regeneración.

El material hidrófugo tiene una capacidad limitada para absorber agua de la corriente principal. Por ello y para evitar la saturación de la misma, es necesario regenerar el material hidrófugo con una corriente de aire secundario. Este aire, en haces de conseguir una mayor regeneración, se introduce a una temperatura elevada para que de esta manera la presión de saturación sea mayor y con ello se pueda absorber mayor cantidad de agua en la regeneración.

Al pasar una corriente de agua caliente por el absorbedor, aumenta la temperatura del mismo y esto afecta indirectamente a la corriente de aire principal, que se encarga de enfriar este absorbedor por lo que gana energía separándose del caso ideal o adiabático.

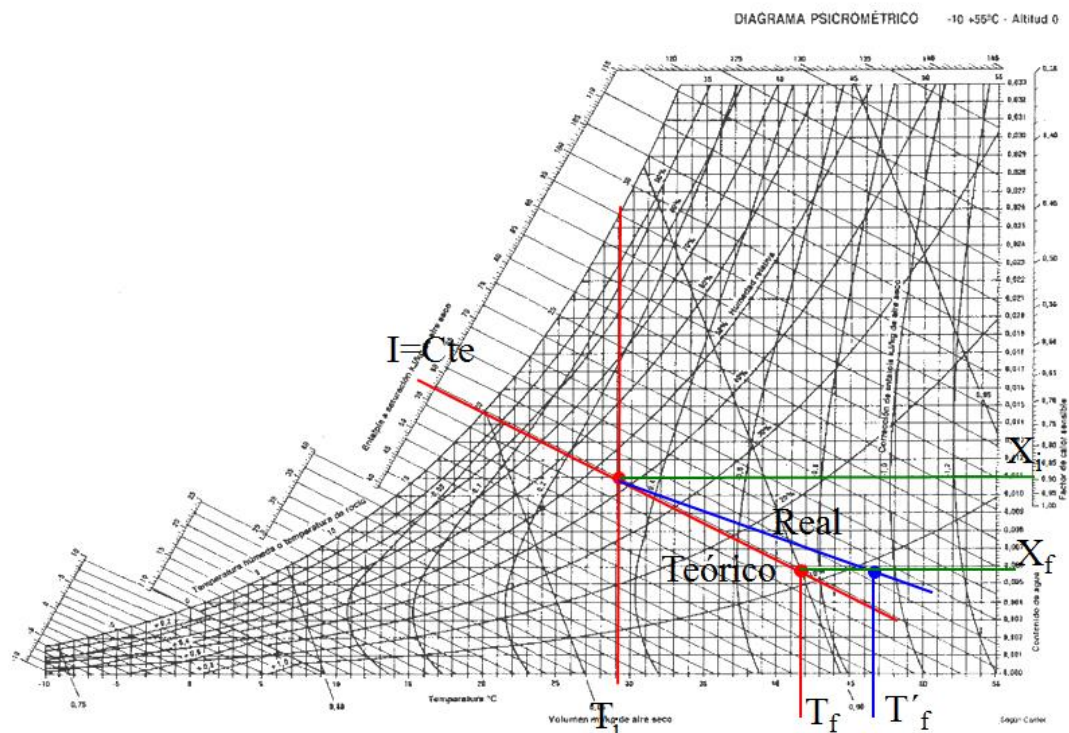


Figura VI.3.11 Procesos teórico y real de deshumidificación por absorbedor. [4, Velasco, 2006].

Los principales materiales con el que se construyen estos equipos de absorción son el silicagel, el P_2O_5 , el SO_2H_2 y el $LiBr$.

Pueden determinarse las condiciones de salida conociendo la capacidad del absorbedor y realizando un balance de masa al vapor y un balance de energía a la corriente global teniendo en cuenta el calor que introduce el propio absorbedor por la corriente de regeneración.

VI.4 Bibliografía:

Fuentes bibliográficas:

[1] Velasco, E. "Ingeniería térmica". Editorial Grupo de Termotecnia de la Universidad de Valladolid. ISBN: 84-617-1729-5. Valladolid, 2014.

[2] Christensen, H. "Fundamentos de la química general e inorgánica". Editorial Reverté. ISBN 84-291-7133-9.

[3] Crespo, A. "Mecánica de fluidos". Editorial Parafino. ISBN 9-78-84-97322928. Madrid, 2006.

[4] Velasco, E. "Curso universitario de ingeniería de climatización". Grupo de investigación reconocido. ISBN 84-933938-4-3. Valladolid, 2006.

Referencias en páginas web:

[W-1] ASHRAE. <https://www.ashrae.org/>. Última visita 28/05/2016.

PARTE 3: DESARROLLO EXPERIMENTAL

**Capitulo VII: Descripción del equipo
experimental**

Capitulo VIII: Análisis de experimentos

CAPÍTULO VII DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

ÍNDICE

CAPÍTULO VII DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL	193
VII.1 DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	195
VII.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL	200
VII.2.1 UNIÓN DE TRATAMIENTO DE AIRE	200
VII.2.2 SONDAS DE TEMPERATURA:	203
VII.2.3 SONDAS DE HUMEDAD:	205
VII.2.4 PLACAS ORIFICIO:	209
VII.2.5 TOBERA CONVERGENTE:	210
VII.2.6 CONDUCTOS DE PVC:	211
VII.2.7 ADQUISIDOR DE DATOS:	212
VII.3 DISPOSICIÓN DE LOS EQUIPOS	213
VII.3.1 SONDAS DE TEMPERATURA:	213
VII.3.2 SONDAS DE HUMEDAD:	214
VII.3.3 PLACAS ORIFICIO:	214
VII.3.4 TOBERA CONVERGENTE:	215
VII.4 DISPOSITIVOS AUXILIARES	216
VII.4.1 ANALIZADOR DE PARTÍCULAS:	216
VII.4.2 CÁMARA TERMOGRÁFICA:	216
VII.4.3 DISPOSITIVO DE MEDIDA DE CONDUCTIVIDAD DEL AGUA:	218
VII.4.4 MEDIDOR DE CLIMATIZACIÓN MUTIFUNCIONAL:	219
VII.4.5 DISPOSITIVOS PARA CALIBRACIÓN:	219
VII.5 BIBLIOGRAFÍA	220
FUENTES BIBLIOGRÁFICAS:	220
REFERENCIAS EN PÁGINAS WEB:	220

VII.1 Descripción del dispositivo experimental

Se va a utilizar como dispositivo experimental un sistema de enfriamiento adiabático directo de paneles evaporativos.

El dispositivo consta de una banda de tejido de algodón de 16m de largo y 25cm de ancho. Esta se dispone sobre una estructura de alambre como se muestra en la siguiente imagen (figura VII.1.1).

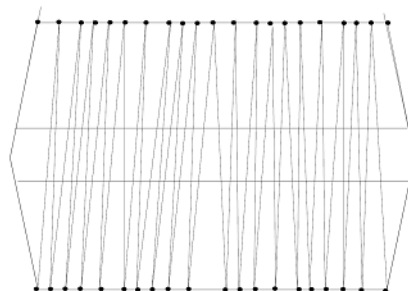


Figura VII.1.1: Esquema de la configuración de las telas

Toda la tela se distribuye y se tensa sobre la estructura, separándose de forma homogénea. Esta matriz de tela y alambre se introduce en una estructura compacta de metacrilato por la que pasa de forma uniforme el aire a enfriar. El agua se aporta a las telas a través de un distribuidor en la parte superior, que es reconducido por una bomba desde el tanque inferior. Se logra que se distribuya el agua por todas las telas a base de capilaridad.

La superficie de contacto aire-agua se estima en 7.5 m². Esto es así porque se trabaja por ambas caras, pero hay zonas inútiles asociadas a elementos de unión y separación entre la estructura textil y de esta también con los alambres.

En la parte inferior del mismo se cuenta con un depósito o balsa de agua. Esta balsa sirve para que la bomba impulse el agua hasta el distribuidor. Se encuentra tapado con una tapa realizada en metacrilato sobre la que se soporta el sistema global.

Dispone de dos colectores de chapa de acero para la conexión de las tuberías de entrada y salida e aire.

Además se han añadido diversos elementos para evitar fugas de aire y agua en el conjunto.

A continuación se va a explicar fase a fase el montaje del sistema.

1. Se ha partido del cuerpo base del sistema evaporativo construido y experimentado por el personal del Laboratorio de Calor y Frío de la Universidad de Valladolid como puede verse en el artículo referenciado en la bibliografía [1, CYTEF, 2009]. El sistema se muestra en la figura VII.1.2.



Figura VII.1.2: Vista frontal del sistema evaporativo base

Este sistema cuenta con la distribución de telas previamente descrita, enmarcada en una estructura paralelepípeda de metacrilato. Cuenta con una plancha de polietileno expandido. Esta plancha tiene multitud de agujeros de pequeño diámetro que dejan pasar el agua que llega del distribuidor para mojar las telas. Se consigue con su pequeño diámetro que no haya fugas de aire por la parte superior, si llega una cantidad de agua suficiente por los distribuidores, encharcando la plancha.

2. A continuación se añadieron los dos colectores metálicos para la conexión con las tuberías de aire. La unión se realizó mediante varillas roscadas y un sistema de tuercas hasta dejar fija la estructura. Se tuvo que tener cuidado de no forzar las tuercas pues el adaptador está compuesto de chapa fina y podía doblarse.

3. Para evitar fugas de aire que puedan falsear los resultados, se selló con espuma de poliuretano la unión de los colectores con la estructura de metacrilato. Puede verse desde el interior los sellos de la espuma de poliuretano a continuación (figura VII.1.3).



Figura VII.1.3: Vista interior del sistema y detalle de los sellos con espuma.

4. El siguiente paso fue crear un soporte con poliestireno expandido para poder adaptar el sistema con los colectores a la tapa de la viala, que es plana. Este soporte puede verse en la figura VII.1.4. Este soporte se sella también con espuma de poliuretano, para que no haya fugas de aire.



Figura VII.1.4: Detalle del soporte y del sellado.

Ha sido necesario la realización de dos taladros en la parte lateral del mismo para pasar a través de ellos la tubería del agua del distribuidor y los cables de la bomba.

5. Para la realización de la tapa, se usó una plancha de metacrilato y se realizaron unos taladros. Estos taladros tienen como función alojar unos tubos de PVC que conectan la tapa con la parte más profunda del depósito, a unos 30cm del fondo.

La disposición de los tubos puede verse a continuación (figura VII.1.5). Su función es evitar fugas de aire al interior del depósito. Al estar comunicado con el fondo del depósito, el aire debería alcanzar una presión igual a la correspondiente columna de agua hasta la superficie libre. Esta presión es lo suficientemente elevada para no ser alcanzada nunca si se controla que el nivel de agua sea el adecuado.



Figura VII.1.5: Taladros y tubos sin montar.

6. Por último para intentar aislar al máximo el dispositivo, viendo que en los ensayos de prueba no se conseguía la temperatura deseada en el tanque, se dispuso de una capa de goma rodeando y cubriendo el tanque al completo.

Para poder controlar el nivel de agua se dispuso además de una escala y un pequeño trozo sin cubrir. El resultado de la cobertura y el resultado completo del dispositivo experimental pueden verse en la figura VII.1.6.



Figura VII.1.6: A la izquierda el tanque cubierto de aislante. A la derecha el dispositivo experimental finalmente acabado.

VII.2 Descripción del equipo experimental

Ya se ha descrito el dispositivo experimental. Este se entiende como el dispositivo sobre el cual se van a realizar una serie de experimentos, para analizar su comportamiento y estudiar más a fondo el enfriamiento evaporativo.

En este apartado por su parte se va a describir el equipo experimental. Este abarca todas las máquinas, los utensilios y las herramientas necesarias para poder llevar a cabo los experimentos.

VII.2.1 Unión de tratamiento de aire

Para experimentar con el dispositivo, es necesario conectarlo a una unión de tratamiento de aire, UTA. Esta UTA elegida, es capaz teóricamente de similar condiciones de presión y temperatura controlada. En la siguiente imagen (figura VII.2.1) puede verse la unión de tratamiento de aire utilizada. El equipo lo componen los siguientes componentes (figura VII.2.2):



Figura VII.2.1 Vista de la UTA utilizada

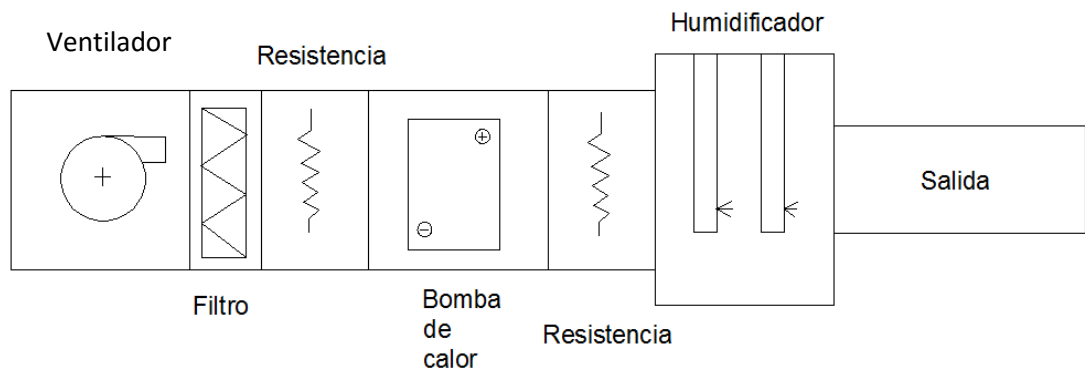


Figura VII.2.2 Esquema de la UTA

- Un ventilador con un motor de 0.55kW de potencia, que suministra hasta un total de 2500Nm³/hora de aire. Este compresor tiene una regulación de potencia, a través de una resistencia variable con la posición o potenciómetro. De esta manera y con ayuda de las clapetas de salida de los dos conductos de
- Un filtro de aire a la entrada para eliminar todo tipo de sustancias perjudiciales que pueda tener el aire.
- Una batería de resistencias eléctricas de 10kW tras el filtro por si fuera necesario calentar el aire.
- Una bomba de calor reversible que permite calentar o enfriar el aire, dependiendo sus presiones y por tanto sus temperaturas de trabajo de la temperatura exterior en el evaporador o condensador, dependiendo de que modo esté activo.
- Una segunda batería de resistencias de 10kW por si fuera necesario un mayor calentamiento del aire.

- Cuenta con un humidificador añadido a posteriori. Este se corresponde con un humidificador a presión atmosférica, que calienta agua para conseguir vapor, llegando el flujo de vapor a un máximo de 10kg/h. El humidificador es una solución comercial de Carel, el humisteam plus que puede verse en la figura VII.2.3.



Figura VII.2.3 Humidificador humidsteam plus. [W-1]

El control de temperatura del que se dispone es muy preciso. Esto no ocurre con el control de humedad. Este control de humedad tiene una precisión del $\pm 2\%$, que a priori parece ser muy buena. Sin embargo el tiempo de lectura de sonda, es elevado y el método de control a través de una electroválvula que cierra o abre el circuito de vapor, no corresponde, para nada a la precisión introducida en el set point.

Los experimentos, se han realizado con un control de tres parámetros; el caudal de aire, la temperatura del aire a la aspiración y la humedad de aire a la aspiración.

Para poder controlar estos parámetros son necesarios sensores que nos permitan conocer la señal de salida del sistema, en función de la entrada que nosotros le queremos meter. Por ello se cuenta con sondas de temperatura, sondas de humedad, placas orificio y una tobera convergente.

A continuación se hace una breve descripción de los dispositivos que se encuentran en el dispositivo experimental.

VII.2.2 Sondas de temperatura:

Estas sondas tienen dos funciones en el equipo:

- La primera es permitir el control de temperatura a la aspiración. La sonda retroalimenta al control que a través de un sistema PID, compara la señal con el set point y calienta o no más o menos el aire.
- La segunda es registrar la temperatura en distintos puntos del equipo experimental y de este modo obtener los datos experimentales.

La figura VII.2.4 recoge una ilustración de las sondas de temperatura utilizadas.



Figura VII.2.4 Sondas de temperatura Pt100. Cerámica izquierda y película fina derecha.[W-2]

Se puede ver que se disponía de dos tipos de sonda diferentes en cuanto a recubrimiento. Las sondas cerámicas disponen de un casquete cerámico de fibra de vidrio que recubre la placa de platino. Esto las hace más resistentes a golpes y condiciones adversas pero por el contrario les da una pequeña inercia térmica.

Estas sondas son todas de 4 hilos y están compuestas de platino que tiene una resistencia de 100hms a 0°C.

El funcionamiento de las mismas va a explicarse a continuación.

Estas sondas aumentan la resistencia cuando aumenta la temperatura como puede verse en la figura VII.2.5

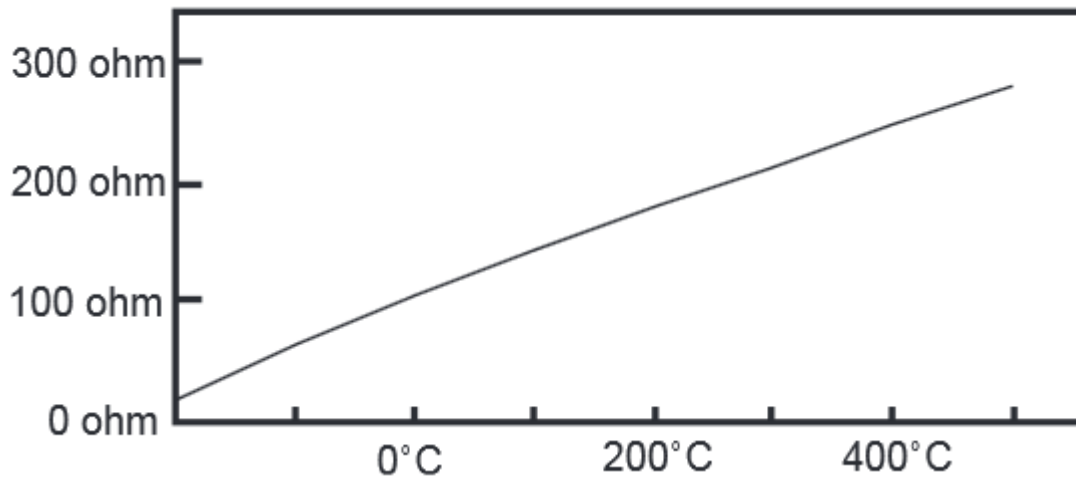


Figura VII.2.5 Evolución de la resistencia con la temperatura en sondas PT100 [W-3]

Disponen de tres métodos de unión, siendo el de 4 hilos el más preciso de todos. En este método de conexión, ocurre lo siguiente (figura VII.2.6)

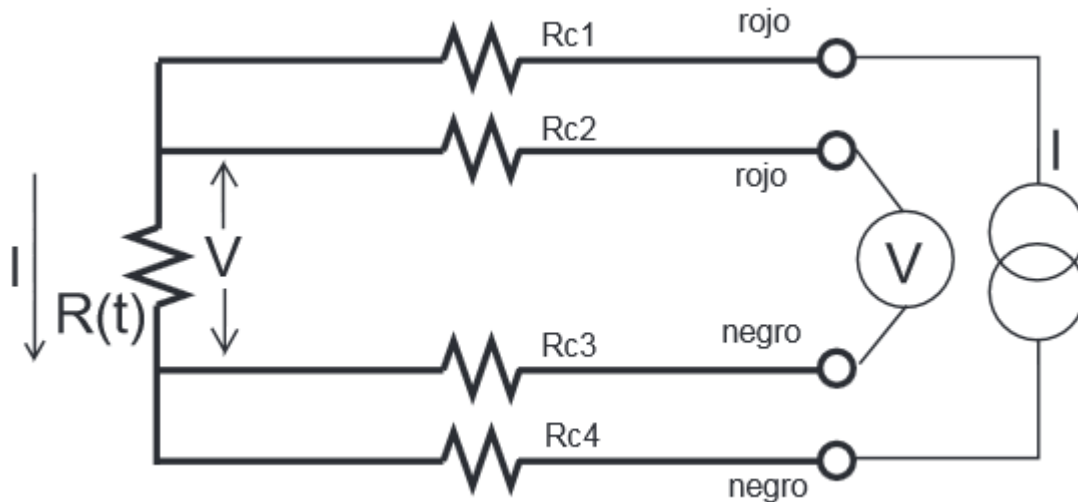


Figura VII.2.6 Conexión a 4 hilos de sonda Pt100 [W-3].

Por los cables 1 y 4 se hace pasar una intensidad de corriente conocida a través de la resistencia, provocando una diferencia de potencial en los extremos de la misma.

Los cables 2 y 3 están conectados a la entrada de un voltímetro de alta impedancia de manera que por aquí no circula corriente y puede medirse la diferencia de potencial creada por la resistencia.

Utilizando la ley de Ohm, conocida la intensidad y el voltaje puede calcularse el valor de la resistencia que puede ser traducido a un valor de temperatura.

Este tipo de sondas tiene una gran precisión y existen niveles de calidad de las mismas para conseguir una precisión y otra. Su precisión no es igual en todo tipo de medios pues el sensor puede calentarse debido al efecto Joule y si no dispone de un medio conductor de calor que ayude a disipar este calor, puede perder precisión.

Cabe destacar que necesitan de un buen mantenimiento, no exponiéndose demasiado a la humedad para no crear condensados que creen defectos irreversibles en la sonda. Esto en los experimentos realizados en este trabajo puede ser un problema. De hecho se ha observado que en la finalización de los experimentos una sonda ha dejado de medir por lo que si hubieran sido necesarios más experimentos habría que haber remplazado esta por otra calibrada.

VII.2.3 Sondas de humedad:

Al igual que las sondas de temperatura, tienen dos funciones principales:

- Permitir el control de humedad a la aspiración. Esto lo consigue el humidificador con una sonda propia que lee la humedad en el punto dónde quiere ser controlada (entrada) y mediante un control en lazo cerrado, compara esta señal con la consigna para suministrar o no vapor. Este control es algo lento por lo que la precisión no es la esperada.
- Registrar la humedad en distintos puntos del sistema para obtener los datos experimentales.

La sonda de humedad utilizada es del tipo capacitivo. Se corresponde con una sonda HoneyWell HIH-4000. Esta puede verse en la siguiente imagen (figura VII.2.7)

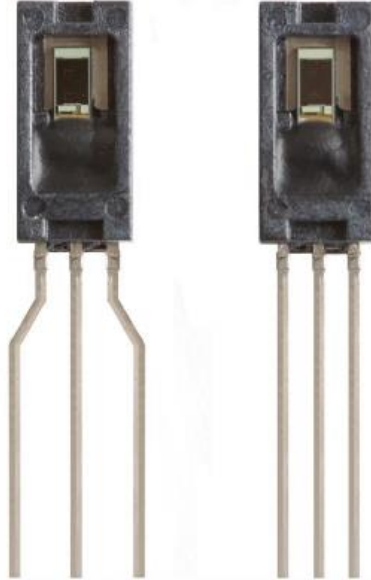


Figura VII.2.7. Sonda de humedad capacitiva [W-4]

Como toda sonda capacitiva, el funcionamiento de la misma se basa en la variación de la impedancia con la humedad. Miden humedad relativa.

Están constituidas con platos paralelos con electrodos porosos o con filamentos entrelazados en el sustrato.(figura VII.2.8) El material dieléctrico absorbe o elimina vapor de agua, dependiendo de la humedad ambiente. Este cambio de humedad provoca una diferencia en la constante dieléctrica, lo que se traduce en un cambio de la capacidad. Esta capacidad está relacionada directamente con la impedancia. Normalmente en este tipo de sondas [W-4], un cambio del 30% en la impedancia, corresponde con una variación del 100% en la humedad relativa.



Figura VII.2.8 Esquema de las capas de un sensor de humedad capacitivo.[W-5]

Hay que puntualizar que el material dieléctrico del interior es muy delgado. Esto facilita el secado rápido del sensor lo que da una respuesta muy rápida ante cambios de humedad.

Es recomendado este tipo de sondas para ambientes con altas temperaturas ya que el polímero puede aguantarlas y la variación en la calibración es mínima con esta variable. [W-4]. Al tener una respuesta rápida, son recomendables para aplicaciones no estacionarias. Sin embargo a partir del 85% de humedad relativa su comportamiento suele dejar de ser lineal y satura, no siendo tan preciso.

En cuanto al caso particular de la sonda HIH-4000, estudiando la hoja de especificaciones del producto [W-4], se puede decir lo siguiente:

- Tiene una intensidad de corriente de funcionamiento muy baja de 200 μ A.
- Posee un recubrimiento que lo hace resistente a ambientes agresivos y suciedades, para no perder precisión.
- Tiene un comportamiento casi perfecto lineal en todo el rango de humedades que ofrece 0-100% entre la humedad y el voltaje de salida que suministra (figura VII.2.9)

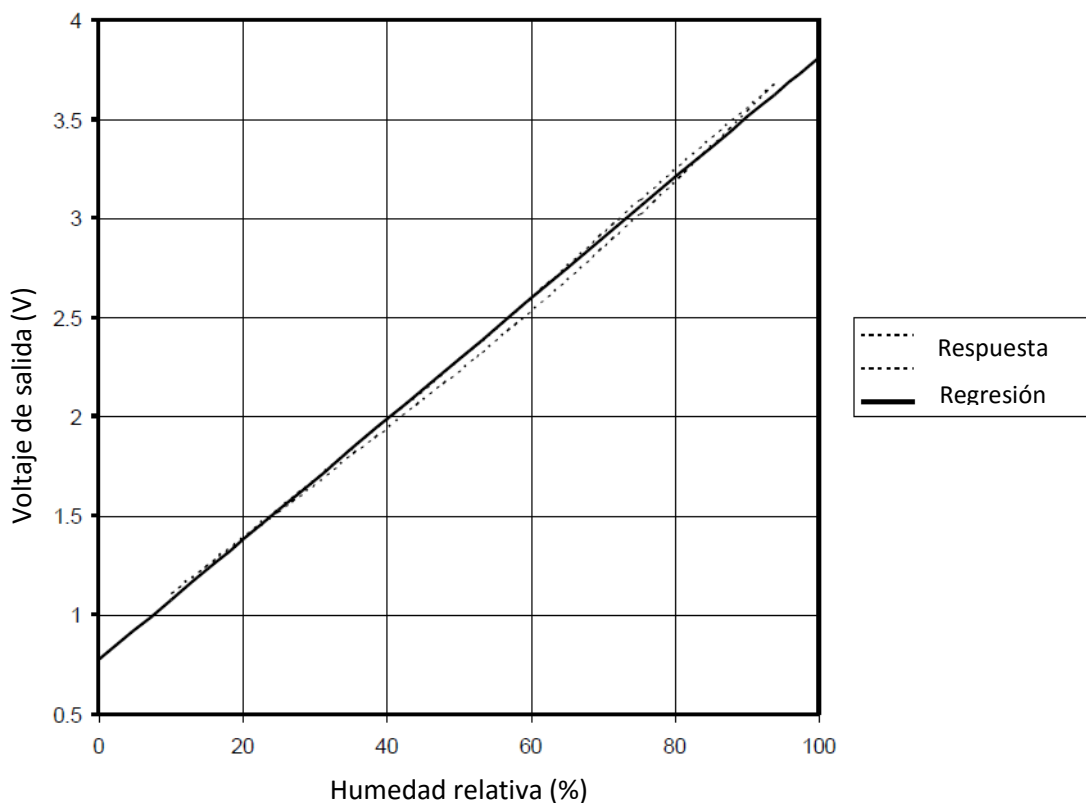


Figura VII.2.9 Respuesta dada por el fabricante [W-4]

- Tiene un tiempo de respuesta corto y una resistencia química muy alta.
- Tiene una precalibración de fábrica. 0.826V a 0% y 3.198V al 75.3%, lo que da una pendiente de 31.483mV/%HR.
- Tiene un rango de temperaturas de utilización muy grande funcionando bien hasta el 100% de humedad relativa desde 0 a 50°C.
- Por prescripciones técnicas, no tiene una gran variación de la pendiente de funcionamiento con la temperatura (figura VII.2.10).

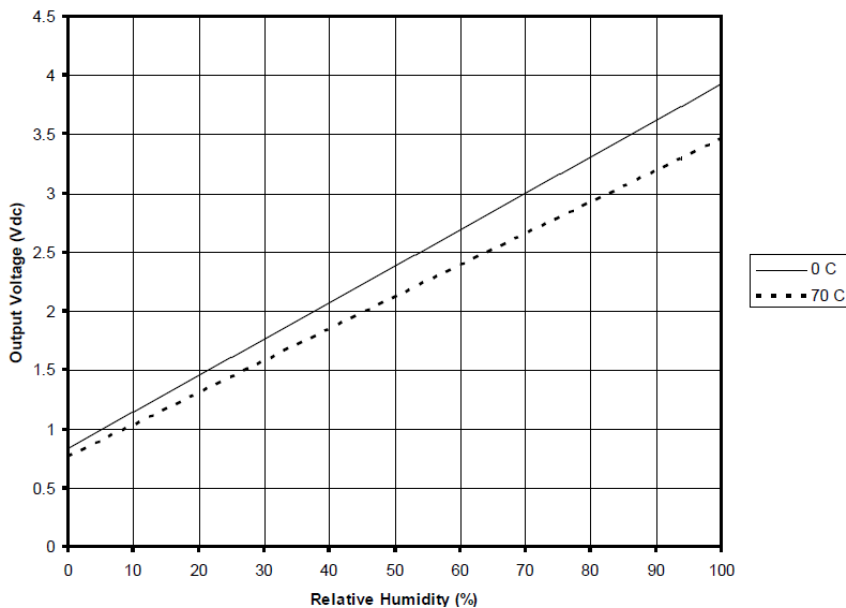


Figura VII.2.10 Variación con temperatura [W-4]

Se puede decir a la vista de las características proporcionadas por el fabricante y la descripción general de este tipo de sondas, que es una buena sonda de humedad para el uso que se va a hacer de ella. Se necesita precisión y velocidad de respuesta en un rango de temperaturas de 25-50°C y unas humedades entre el 15-100%.

VII.2.4 Placas orificio:

El control del caudal tiene que realizarse lo más cuidadosamente posible. Para conseguir esto se introdujo dentro de la cadena del equipo experimental dos placas orificio calibradas. Con estas placas, midiendo diferencia de presiones entre sus extremos, puede calcularse el caudal y de este modo ajustarlo. Se pueden ver las placas orificio en la figura VII.2.11.



Figura VII.2.11 Placa orificio con sus dos salidas para medición de presión diferencial

El funcionamiento de estas placas es muy simple y es que generan una pérdida de presión proporcional al caudal que pasa por ellas.

Las velocidades alcanzadas en el conducto, utilizando la tobera convergente que se explicará a continuación, no pasa de los 30m/s, como puede verse en el Anexo 1, *Calibración de equipos*.

Esto hace que el número de Mach para condiciones estándar dónde la velocidad del sonido es 343m/s (a mayor temperatura, tendremos aún más Mach) esa:

$$Ma = \frac{v}{v_s} = \frac{30}{343} = 0.0875 \quad \text{Ec-VII.1}$$

Siendo v la velocidad máxima del aire y v_s la velocidad del sonido en las condiciones de medida, el caso más desfavorable 20°C.

Al tener un Mach <0.3 , se puede considerar el flujo incompresible [2, Crespo, 2006] y con ello la relación entre la pérdida de presión y el caudal que pasa por las placas se puede expresar con la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = K \cdot \sqrt{\Delta P} \quad \text{Ec-VII.2}$$

Esta expresión es válida en el caso en el que estamos estudiando el proceso. Si la densidad del fluido que pasara por la placa fuera muy diferente en otros casos, la expresión anterior tendría que modificarse si se quisiera usar el mismo coeficiente de pérdidas K .

En el caso de fluido incompresible, este factor sería la raíz cuadrada de la densidad específica (cociente entre la densidad de la sustancia general y la sustancia que se usó para la calibración del equipo en las condiciones de calibración). En el caso de toda la experimentación inherente a este trabajo, la densidad del fluido que pasa por las placas, que es aire, varía entre 1.2 y 1.1, lo que hace que la raíz del cociente de ambas pueda considerarse despreciable en la corrección.

Para el cálculo de este coeficiente K , se han utilizado varios procedimientos conjuntos que pueden verse en el *Anexo 1, Calibración de equipos*. El uso de todos estos procedimientos ha llevado a la conclusión de que no es preciso la determinación del valor K . Por ello se ha usado la tobera convergente, cuya misión inicialmente es la de calibrar los equipos, como elemento de control de caudal, ya que de ella se tiene un certificado de calibración, siendo precisa la medida de caudal que pasa por ella.

VII.2.5 Tobera convergente:

Una tobera convergente no es más que un tubo cuya sección va estrechándose hasta conseguir un área final o de garganta. Este dispositivo tiene acabados superficiales muy buenos y está debidamente calibrado de fábrica. La tobera usada se aprecia en detalle en la figura VII.2.12.



Figura VII.2.12 Tobera convergente.

En principio se usó este dispositivo como medio para la calibración de las placas orificio. Sin embargo, como es una fuente más fiable de medida, se decidió ubicar dentro de la cadena del dispositivo. De este modo se tiene una mejor precisión en la medida de caudales.

Según su ficha de calibración certificada, la relación que existe entre el caudal y la pérdida de presión que se genera se muestra en la figura VII.2.12.

Esta relación puede expresarse analíticamente a través de la siguiente ecuación.

$$\dot{V} = 10^{(0,0018+0,5044*\log(P))} \quad \text{Ec-VII.3}$$

Siendo P la diferencia de presión entre la garganta y la entrada y \dot{V} el caudal que pasa por ella.

Para el buen funcionamiento de la misma y para que su recta de calibración sea fiable, tiene que dejarse desarrollar el flujo antes y después de la tobera. Para ello se especifica que una distancia de 5 veces el diámetro diámetros antes y una distancia de 4 diámetros después del conducto deben ser completamente rectos.

VII.2.6 Conductos de PVC:

Para la interconexión entre las distintas partes del circuito del aire se han usado conductos de PVC de diámetro 250mm (figura VII.2.13). Se ha tenido cuidado de evitar posibles fugas por defecto de las mismas y de este modo las pérdidas por fugas se han hecho mínimas.



Figura VII.2.13 Segmento de conducto para interconexión.

VII.2.7 Adquisidor de datos:

Se cuenta con un adquisidor de datos de las sondas. Este puede verse a continuación figura VII.2.14.



Figura VII.2.14 Adquisidor de datos Agilent 34972^a [W-6]

Es un modelo Agilent 34972A de la marca RS. Este adquisidor tiene capacidad para tres tarjetas electrónicas con 20 canales cada una. En él se conectan todas las sondas de temperatura y humedad de medida de los equipos. Este dispositivo permite el grabado de datos en una memoria USB para su posterior tratamiento de datos. Es un dispositivo que realiza medidas tras un tiempo programado.

VII.3 Disposición de los equipos

Una vez explicados los equipos y las sondas utilizadas, se va a pasar a describir la disposición de cada uno de ellos en el equipo experimental completo. Para ello se va a apoyar la explicación en las figuras VII.3.1.



Figura VII.3.1 Disposición de sondas.

VII.3.1 Sondas de temperatura:

Se disponen tres sondas de temperatura a la entrada del colector del sistema como puede verse en la figura VII.3.1. Además se dispone de tres sondas tras el colector de salida. Para analizar el comportamiento de las pequeñas fugas que se producen en el sistema por la parte de la tapa superior debido a los pequeños orificios que posee, se ha colocado una sonda para validar los resultados de medida de las sondas de salida, viendo que los valores de temperatura se parecen.

Por último se dispone de la sonda de temperatura asociada al control del sistema PID de la UTA, también a la entrada, en el mismo lugar que las sondas de entrada para provocar la menor desviación posible.

VII.3.2 Sondas de humedad:

Al igual que con las sondas de temperatura se disponen tres antes del colector de entrada y tres después del colector de salida. Se puede así medir valores medios con tres referencias. También se dispone de una sonda para el control del humidificador, pero esta sonda es propia del equipo.

VII.3.3 Placas orificio:

La disposición de las placas orificio puede verse en la imagen VII.3.2. Se dispone de una previa al dispositivo y otra posterior al mismo. Aunque finalmente se ha utilizado la tobera como medidor de caudal, estos dispositivos sirven de comprobación para ver que las medidas están bien.

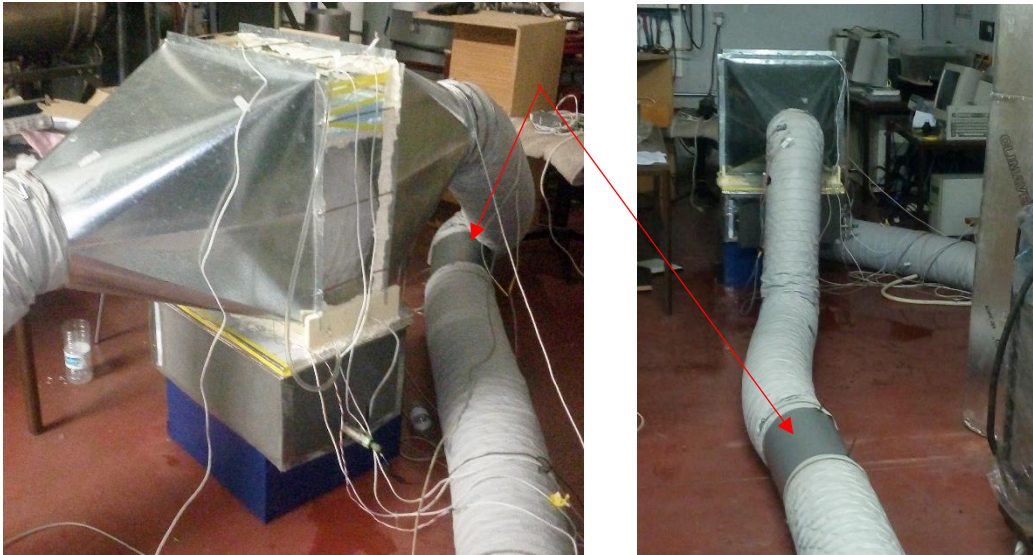


Figura VII.3.2 Disposición de las placas orificio.

VII.3.4 Tobera convergente:

La tobera convergente se dispone en la conexión de entrada, previa a la placa orificio. Puede verse conectada en la figura VII.3.3. Este es el dispositivo que se ha usado para la medición de caudales, dejándose las distancias indicadas con anterioridad, previas y posteriores a la tobera para el desarrollo completo del flujo.



Figura VII.3.3 Disposición de la tobera convergente.

VII.4 Dispositivos auxiliares

Se ha utilizado una serie de equipos auxiliares para la realización de algún tipo de medida.

VII.4.1 Analizador de partículas:

Se cuenta con un analizador de partículas por láser capaz de detectar partículas en el aire de hasta 0.3 micrómetros de tamaño. Se presenta una imagen del mismo a continuación (figura VII.4.1).



Figura VII.4.1 Analizador de partículas.

El funcionamiento es sencillo. Al dispositivo se le comunica un volumen de aire que tiene que tratar en un determinado tiempo. El dispositivo cuenta con emisores láseres que detectan las sombras de las partículas en el receptor opuesto. De esta manera y tras un tarado con un filtro disponible en el equipo para comprobar que funciona correctamente, pueden analizarse de una manera sencilla la cantidad de partículas en un volumen de aire.

VII.4.2 Cámara termográfica:

Este dispositivo capta la radiación electromagnética emitida por un cuerpo. Con ella crea una imagen en la que puede verse la temperatura asociada a cada frecuencia o longitud de onda de la emisión. El dispositivo se muestra a continuación (figura VII.4.2). Se trata de una cámara de Flir, model InfraCAM



Figura VII.4.2 Cámara InfraCAM Flir SD [W-7].

Para realizar una imagen termográfica en el equipo, debido a que los colectores son de acero, ha sido necesario colocar dos tiras de cinta adhesiva negra. Esto se realiza así porque el acero tiene un índice de reflectividad de la luz muy alto por lo que refleja la radiación que le llega del exterior, falseando la medida mostrada, como puede verse en la siguiente imagen (figura VII.4.3).

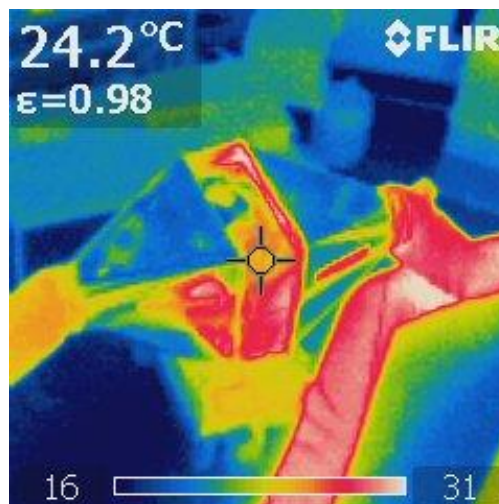


Figura VII.4.3 Termografía.

VII.4.3 Dispositivo de medida de conductividad del agua:

Para poder medir la conductividad y tener controlado el nivel de sal del agua realizando purgas se ha utilizado un medidor de conductividad. Este dispositivo se presenta a continuación (figura VII.4.4).



Figura VII.4.4 Dispositivo de medida de conductividad de agua.

Funciona tomando una pequeña muestra de agua y en función de la conductividad de la misma, genera una señal de salida de voltaje que es traducida a un nivel de conductividad. Este nivel de conductividad es proporcional al número de iones disueltos en el agua, pudiéndose medir así la concentración de sal.

Cuando la conductividad pase de un cierto valor, se purga agua introduciendo posteriormente agua nueva con menor concentración. Este proceso se realiza siempre entre experimentos para no perjudicar al proceso y a la estabilidad del mismo.

VII.4.4 Medidor de climatización multifuncional:

Este dispositivo mide presiones diferenciales, temperaturas, humedades, velocidades y concentraciones de CO₂. Dispone de una serie de módulos conectables que permiten todo este tipo de mediciones. El dispositivo en cuestión se trata de un Testo 435 que se presenta a continuación (figura VII.4.5)



Figura VII.4.5 Dispositivo Testo 435 [W-8]

Con este dispositivo se ha medido tanto la velocidad del aire para la calibración de las placas orificio como la presión diferencial en las placas y en la tobera para el ajuste de caudal. También ha servido para medir las condiciones de sala durante la realización de los experimentos.

VII.4.5 Dispositivos para calibración:

Estos dispositivos vendrán explicados en el *Anexo 1 Calibración de equipos*.

VII.5 Bibliografía

Fuentes bibliográficas:

[1] CYTEF. “Resumen del V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío”. ISBN 978-84-692-3391-7. Castellón, 2009.

[2] Crespo, A. “Mecánica de fluidos”. Editorial Parafino. ISBN 9-78-84-97322928. Madrid, 2006.

Referencias en páginas Web:

[W-1] Carel. Humidsteam plus technical sheet.

<http://www.carel.com/product/humisteam-xplus>. Última visita 25/05/2016.

[W-2] RS. Catálogo comercial. <http://es.rs-online.com/web/p/sensores-de-temperatura-con-resistencia-de-platino/2371657/>. Última visita 25/05/2016.

[W-3] Arian. Pt100 su operación instalación y tablas.

<http://www.arian.cl/downloads/nt-004.pdf>. Última visita 25/05/2016.

[W-4] Honeywell. Ficha técnica sonda HIH-4000.

<http://sensing.honeywell.com/honeywell-sensing-hih4000-series-product-sheet-009017-5-en.pdf>. Última visita 25/05/2016

[W-5] Metas. Tipos y sondas de humedad.

<http://www.metas.com.mx/guiametas/la-guia-metas-08-05-sensores-de-humedad.pdf>. Última visita 25/05/2016.

[W-6] RS. Catálogo comercial. <http://es.rs-online.com/web/p/products/7027958>. Última visita 25/05/2016.

[W-7] Testequipmentdepot. Technical datasheet.

<http://www.testequipmentdepot.com/extech/thermal-imagers/irc57.htm>. Última visita 25/05/2016.

[W-8] Testo. Catálogo comercial.

https://www.testo.es/detalles_producto/0560+4353/testo-435-3-Medidor-de-climatizacion-multifuncional. Última visita 25/05/2016

CAPÍTULO VIII ANÁLISIS DE EXPERIMENTOS

ÍNDICE

CAPÍTULO VIII ANÁLISIS DE EXPERIMENTOS	221
VIII.1 INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DE EXPERIMENTOS	225
VIII.1.1 VARIACIÓN DE CALOR Y HUMEDAD INTERCAMBIADO (O1):	225
VIII.1.2 ANÁLISIS DE PARTÍCULAS (O2):	227
VIII.2 TRATAMIENTO DE DATOS O1 VARIACIÓN SEGÚN TRES FACTORES.	228
VIII.2.1 CALOR SENSIBLE:	234
VIII.2.2 CALOR LATENTE:	236
VIII.2.3 PROCESOS ADIABÁTICOS Y NO ADIABÁTICOS	239
VIII.2.4 ENTALPÍA ESPECÍFICA TOTAL	244
VIII.2.5 EFICACIA EN LOS PROCESOS ADIABÁTICOS	246
VIII.2.6 HUMEDAD ESPECÍFICA ABSORBIDA POR EL AIRE	248
VIII.2.7 FLUJO DE CALOR SENSIBLE GANADO POR EL AIRE	250
VIII.2.8 FLUJO DE CALOR LATENTE GANADO POR EL AIRE	252
VIII.2.9 ANÁLISIS DE VARIANZA	254
VIII.3 TRATAMIENTO DE DATOS O2 ANÁLISIS DE PARTÍCULAS	292

SIMBOLOGÍA DEL CAPÍTULO

HE o He ;	<i>Humedad específica.</i>
HR ;	<i>Humedad relativa.</i>
T ;	<i>Temperatura seca.</i>
Y_i ;	<i>Medida i-ésima.</i>
\dot{Q}_s	<i>Flujo de calor sensible.</i>
\dot{m}_w	<i>Flujo másico de vapor.</i>
C_{pw}	<i>Calor específico a presión constante del agua líquida.</i>
q_{lat}	<i>Calor específico latente ganado por el aire.</i>
λ	<i>Calor específico de cambio de fase agua-vapor.</i>
SSX ;	<i>Suma de cuadrados correspondiente a X (factor, interacción o error).</i>
N ;	<i>Número total de observaciones.</i>
T ;	<i>Suma de todas las medidas Y_i.</i>
\bar{Y} :	<i>Media de las medidas Y_i.</i>
A_i ;	<i>Suma de todas las observaciones para el nivel i del factor A.</i>
$(AxB)_j$;	<i>Suma de todos los valores de la interacción AxB, en su cruce j.</i>
NA_i ;	<i>Número de observaciones bajo el nivel i del factor A.</i>
$N(AxB)_j$;	<i>Número de valores del cruce j, de la interacción AxB.</i>
k_A ;	<i>Número de niveles del factor A.</i>
k_{AxkB} ;	<i>Número de cruces existentes en la interacción del factor A con el factor B</i>

VIII.1 Introducción y planteamiento de experimentos

El objetivo principal de este trabajo es caracterizar la variación de calor intercambiado, eficacia y humedad, según tres factores controlados. Estos son la temperatura, la humedad y el caudal.

Para poder comparar todos ellos debemos recurrir a magnitudes intensivas, por lo que se realizarán balances de energía y humedad específica.

Como objetivos secundarios se quiere ver la influencia del sistema de enfriamiento evaporativo directo en la limpieza o el arrastre de partículas en el aire. Para ello se han planteado experimentos de análisis de partículas en situaciones similares y condiciones externas de laboratorio similares, estando en funcionamiento el sistema o no.

Como último punto de estudio, se ha planteado y corroborado durante la experimentación con evidencias, el estudio de estos sistemas, sin necesidad de aumento de humedad o incluso deshumidificando en ciertas condiciones de temperatura y humedad ambiente y temperatura del agua utilizado en el enfriamiento.

VIII.1.1 Variación de calor y humedad intercambiado (O1):

Se ha llevado a cabo un planteamiento factorial completo con tres factores, el caudal de aire a la entrada, la temperatura del aire a la entrada y la humedad del aire a la entrada. Con el control de estos tres factores se quería ver la variación de siete características. Estas son el calor sensible específico intercambiado, el calor latente específico intercambiado, la ganancia de entalpía específica total del aire, la eficiencia, la humedad específica ganada por el aire y los flujos de calor sensible y latente.

Para una mejor explicación de los conceptos de factor, característica y del planteamiento llevado a cabo para la experimentación, véase el *Anexo2 Estudio de experimentos*.

A continuación se presenta una tabla con la planificación de experimentos, dando aleatoriedad para un menor efecto del ruido en factores concretos. (Tabla VIII.1.1, tabla VII1.2, tabla VIII1.3):

El orden aleatorio se respeta en dos de los factores, pero en el factor caudal el cual es más difícil de regular y controlar, se mantiene constante, hasta completar todos los niveles posibles del resto de factores.

Caudal consigna	Tª consigna	HE g/kgas	HR %	Orden
Caudal1 3,5m3/min	T1 25°C	HE1 0,0115	50	1
		HE2 0,015	70	9
		HE3 0,0195	90	11
	T2 30°C	HE1 0,0115	40	8
		HE2 0,015	50	3
		HE3 0,0195	70	7
	T3 35°C	HE1 0,0115	30	16
		HE2 0,015	40	5
		HE3 0,0195	50	2
	T4 40°C	HE1 0,0115	24	10
		HE2 0,015	30	12
		HE3 0,0195	40	4
	T5 45°C	HE1 0,0115	18	6
		HE2 0,015	24	14
		HE3 0,0195	30	15
	T6 50°C	HE1 0,0115	15	13
		HE2 0,015	18	17
		HE3 0,0195	24	18

Tabla VIII.1.1 Planificación experimentos caudal bajo

Caudal consigna	Tª consigna	HE g/kgas	HR %	Orden
	T1 25°C	HE1 0,0115	50	43
		HE2 0,015	70	42
		HE3 0,0195	90	54
	T2 30°C	HE1 0,0115	40	49
		HE2 0,015	50	39
		HE3 0,0195	70	48
	T3 35°C	HE1 0,0115	30	37
		HE2 0,015	40	46
		HE3 0,0195	50	51
	T4 40°C	HE1 0,0115	24	47
		HE2 0,015	30	50
		HE3 0,0195	40	38
	T5 45°C	HE1 0,0115	18	52
		HE2 0,015	24	45
		HE3 0,0195	30	44
	T6 50°C	HE1 0,0115	15	40
		HE2 0,015	18	53
		HE3 0,0195	24	41

Tabla VIII.1.2 Planificación experimentos caudal alto

Caudal consigna	Tª consigna	HE g/kgas	HR %	Orden
Caudal 3 7,5m ³ /h	T1 25°C	HE1 0,0115	50	32
		HE2 0,015	70	36
		HE3 0,0195	90	23
	T2 30°C	HE1 0,0115	40	22
		HE2 0,015	50	34
		HE3 0,0195	70	33
	T3 35°C	HE1 0,0115	30	19
		HE2 0,015	40	21
		HE3 0,0195	50	35
	T4 40°C	HE1 0,0115	24	27
		HE2 0,015	30	31
		HE3 0,0195	40	20
	T5 45°C	HE1 0,0115	18	24
		HE2 0,015	24	26
		HE3 0,0195	30	29
	T6 50°C	HE1 0,0115	15	30
		HE2 0,015	18	28
		HE3 0,0195	24	25

Tabla VIII.1.3 Planificación experimentos caudal alto

El tratamiento detallado de experimentos se encuentra en el *Anexo2 Estudio de experimentos*.

VIII.1.2 Análisis el nivel de partículas (O₂):

Para analizar la variación de partículas que provoca el sistema, se han realizado también de manera aleatoria experimentos a diferentes caudales, con temperatura y humedad ambiente constantes.

Se plantea en un breve espacio de tiempo para intentar minimizar los efectos que puedan deberse al cambio de atmósfera, ajustando el caudal primeramente con las telas secas y posteriormente con ellas húmedas la medida de partículas como indica la siguiente imagen (figura VII.1.1)

La aleatoriedad se ha llevado a cabo siguiendo el siguiente orden de experimentación (tabla VI.1.4).

	Orden	Caudal aire(m3/min)		Orden	Caudal aire(m3/min)
	Sin agua	1		3.5	Con agua
2		5	8	3.5	
3		7.5	9	5	
4		5	10	7.5	
5		7.5	11	7.5	
6		3.5	12	5	

Tabla VIII.1.4 Orden de experimentación de análisis de partículas

VIII.2 Tratamiento de datos 01 Variación según tres factores.

En este apartado se va a realizar el tratamiento los experimentos planteados en el punto VIII.1.1.

Para realizar el análisis se cuenta con varias sondas de temperatura y humedad situadas a la entrada y salida del enfriador evaporativo. También se cuenta con sondas de temperatura para medir la temperatura del agua dentro del depósito y en el momento de salida del dispensador, una vez pasado por la bomba.

La disposición de las sondas están descritas en el *Capítulo VII, punto VII.3, disposición de los equipos.*

El análisis exhaustivo de los mismos se realiza como se indica anteriormente en el *Anexo2 Estudio de experimentos.*

Utilizando una hoja excel programada adjunta en el CD y un programa informático para realizar las transformaciones de humedad relativa a específica más fácilmente [W-1], se realizan los cálculos de calores específicos intercambiados, de eficiencia y de humedad como se muestra en el siguiente ejemplo.

Primeramente se representa la evolución psicrométrica en un diagrama para ilustrar el proceso (figura VIII.2.1).

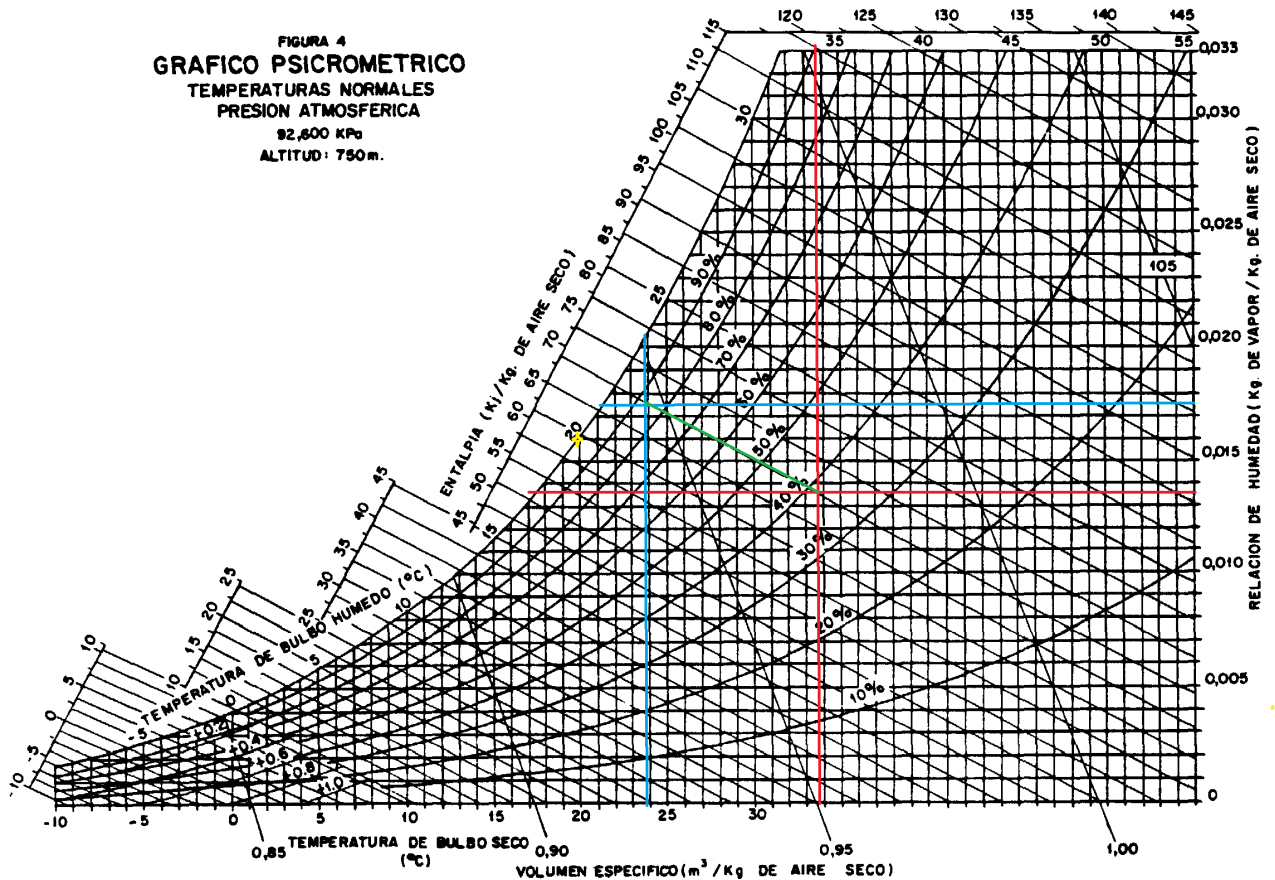


Figura VIII.2.1 Ejemplo de representación en el diagrama. (Rojo entrada, azul salida y verde evolución).

Seguidamente con los resultados obtenidos en el tratamiento de cada experimento, adjunto en el CD, se calculan y representan las temperaturas y humedades medias del aire en la entrada y la salida del proceso, así como la temperatura media del agua del depósito.

Se representa la evolución temporal de temperatura y humedad a la entrada y a la salida así como la evolución temporal del agua del depósito y en la parte posterior del sistema, una vez ha pasado ya por la bomba. Aunque la representación se hace en función del muestreo, hay que apuntar que cada muestra se toma cada 10 segundos, por lo que es una representación temporal en segundos, en una escala 1 es a 10. A continuación se presenta un ejemplo de gráfica de evolución temporal de temperatura y humedad (figura VIII.2.2)

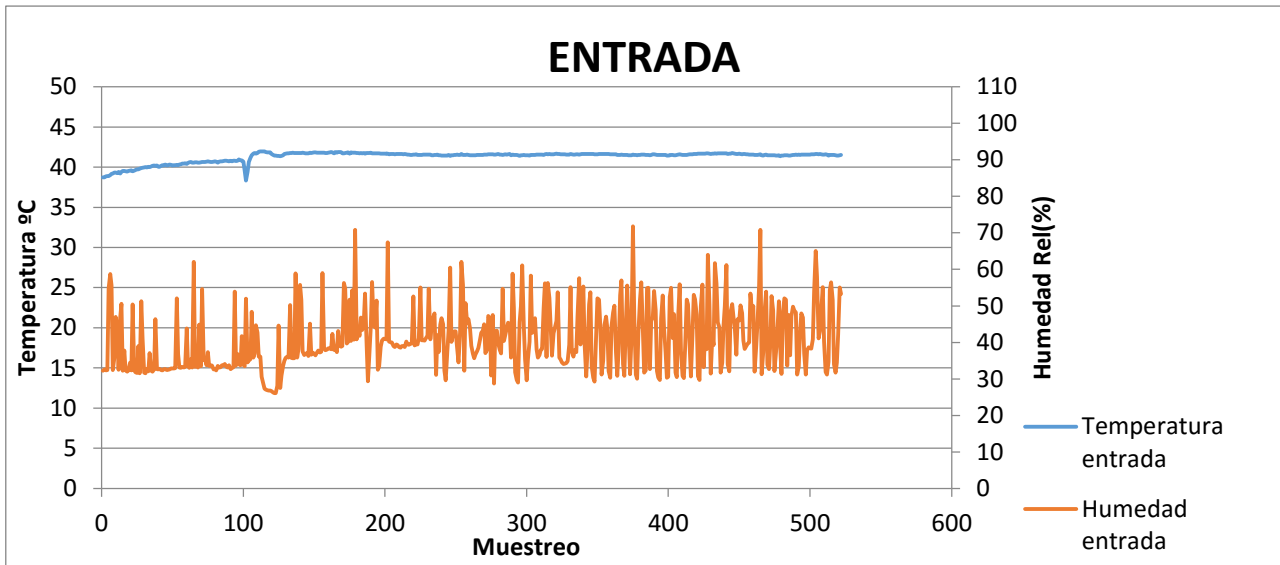


Figura VIII.2.2 Ejemplo de representación temporal de temperatura y humedad.

Tras representar todas las gráficas obtenidas y las evoluciones en el diagrama, se calcula analíticamente para cada experimento:

- Calor sensible específico ganado por el aire
- Calor latente específico ganado por el aire
- Entalpía específica ganada por el aire.
- Eficiencia únicamente en casos adiabáticos.
- Humedad específica ganada.

Cuando se tiene todos los valores de las características a analizar se realizan tablas resumen con la siguiente leyenda de colores (tabla VIII.2.1):

Evolución adiabática	Blanco
Experimento inválido	Púrpura
Deshumidicación	Verde
Pérdida entalpía específica total	Cian
Ganancia entalpía específica total	Rojo

Tabla VIII.2.1 Leyenda de colores

Las tablas resumen se presentan a continuación (tablas VIII.2.2, VIII.2.3, VIII.2.4, VIII.2.5 VIII.2.6)

Calor sensible específico ganado por el aire (kJ/kg)						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 kg/kgas	-5.276	-9.356	-13.012	-15.015	-19.320	-20.082
He 2 0.0150 kg/kgas	-3.883	-7.377	-10.326	-14.488	-18.393	-19.84
He 3 0.0195 kg/kgas	-2.632	-5.838	-10.012	-12.529	-17.253	-18.95
Calor sensible específico ganado por el aire (kJ/kg)						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 kg/kgas	-7.218	-8.904	-11.445	-14.485	-17.675	-21.865
He 2 0.0150 kg/kgas	-4.479	-7.627	-9.952	-12.723	-16.478	-20.409
He 3 0.0195 kg/kgas	-3.935	-5.966	-8.209	-12.429	-15.542	-19.812
Calor sensible específico ganado por el aire (kJ/kg)						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 kg/kgas	-5.796	-8.523	-10.334	-12.88	-16.932	-18.444
He 2 0.0150 kg/kgas	-4.153	-6.516	-9.819	-12.435	-14.621	-16.459
He 3 0.0195 kg/kgas	-2.174	-4.556	-8.439	-11.273	-11.816	-14.384

Tabla VIII.2.2 Calor sensible específico ganado por el agua.

Calor latente específico ganado por el agua (kJ/kg)						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 kg/kgas	3.724	3.747	6.5	7.538	17.988	20.110
He 2 0.0150 kg/kgas	-2.438	5.846	10.518	10.608	18.462	25.075
He 3 0.0195 kg/kgas	-7.019	0.316	-0.181	-0.542	15.731	26.023
Calor latente específico ganado por el agua (kJ/kg)						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 kg/kgas	2.167	5.011	9.750	10.269	12.165	18.167
He 2 0.0150 kg/kgas	2.641	3.137	7.064	5.868	7.29	11.985
He 3 0.0195 kg/kgas	-0.880	-0.587	0.880	4.175	7.674	8.87
Calor latente específico ganado por el agua (kJ/kg)						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 kg/kgas	2.979	6.636	7.651	7.606	17.808	19.072
He 2 0.0150 kg/kgas	4.288	3.927	6.478	8.49	10.089	19.41
He 3 0.0195 kg/kgas	-2.189	5.575	2.957	4.830	12.368	22.705

Tabla VIII.2.3 Calor latente específico ganado por el agua.

Entalpía específica ganada por el aire (kJ/kg)						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	-1.552	-5.609	-6.512	-7.477	-1.332	0.028
He 2 0.0150 g/kgas	-6.321	-1.531	0.192	-3.88	0.069	5.235
He 3 0.0195 g/kgas	-9.651	-5.522	-10.109	-13.071	-1.522	7.073
Entalpía específica ganada por el aire (kJ/kg)						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	-5.051	-3.893	-1.695	-4.216	-5.51	-3.698
He 2 0.0150 g/kgas	-1.838	-4.49	-2.888	-6.855	-9.188	-8.424
He 3 0.0195 g/kgas	-4.815	-6.553	-7.329	-8.254	-7.868	-10.942
Entalpía específica ganada por el aire (kJ/kg)						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	-2.817	-1.887	-2.683	-5.274	1.693	0.627
He 2 0.0150 g/kgas	0.135	-2.589	-3.341	-3.945	-4.532	2.951
He 3 0.0195 g/kgas	-4.363	1.019	-5.482	-6.443	0.552	8.321

Tabla VIII.2.4 Entalpía específica ganada por el agua.

Eficacia solo en procesos adiabáticos						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.8				0.83	0.91
He 2 0.0150 g/kgas		0.95	0.93	0.97	0.9	
He 3 0.0195 g/kgas					0.96	
Eficacia solo en procesos adiabáticos						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas			0.88	0.88	0.88	0.85
He 2 0.0150 g/kgas			0.96			
He 3 0.0195 g/kgas						
Eficacia solo en procesos adiabáticos						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas		0.88	0.74		0.71	0.77
He 2 0.0150 g/kgas	1		0.93	0.8	0.8	0.763
He 3 0.0195 g/kgas		0.93			0.85	0.66

Tabla VIII.2.5 Eficacia únicamente en procesos adiabáticos

Humedad específica absorbida por el aire (g/kgas)						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	1.7	1.7	2.9	3.3	8	8.9
He 2 0.0150 g/kgas	-1.1	2.6	4.7	4.7	8.2	11.1
He 3 0.0195 g/kgas	-3.1	0.1	-0.1	-0.2	7	11.5
Humedad específica absorbida por el aire (kg/kgas)						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	1	2.2	4.3	4.6	5.4	8
He 2 0.0150 g/kgas	1.2	1.4	3.1	2.6	3.2	5.3
He 3 0.0195 g/kgas	-0.4	-0.3	0.4	1.9	3.4	3.9
Humedad específica absorbida por el aire (kg/kgas)						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	1.3	2.9	2.1	3.4	7.9	8.5
He 2 0.0150 g/kgas	1.9	1.7	2.9	3.8	4.5	8.6
He 3 0.0195 g/kgas	-1	2.5	1.3	2.1	5.5	10.1

Tabla VIII.2.6 Humedad específica ganada por el aire.

Flujo de calor sensible ganado por el aire (W)						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	-335.913	-590.926	-808.477	-925.767	-1165.929	-1221.482
He 2 0.0150 g/kgas	-247.103	-462.980	-639.549	-891.684	-1117.343	-1198.399
He 3 0.0195 g/kgas	-166.775	-367.012	-625.773	-769.325	-1043.510	-1136.573
Humedad específica absorbida por el aire (kg/kgas)						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	-657.335	-801.649	-1019.298	-1273.948	-1535.602	-1874.787
He 2 0.0150 g/kgas	-406.816	-684.614	-883.017	-1115.240	-1428.889	-1748.916
He 3 0.0195 g/kgas	-356.912	-534.486	-726.192	-1085.892	-1342.157	-1691.378
Humedad específica absorbida por el aire (kg/kgas)						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	-791.368	-1148.827	-1371.624	-1685.530	-2084.860	-2355.189
He 2 0.0150 g/kgas	-565.903	-876.393	-1302.980	-1626.223	-1886.224	-2121.735
He 3 0.0195 g/kgas	-295.102	-610.791	-1119.773	-1471.478	-1534.962	-1829.395

Tabla VIII.2.7 Flujo de calor sensible ganado por el aire.

Flujo de calor latente ganado por el aire (W)						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	237.100	236.641	403.886	464.775	1085.565	1223.172
He 2 0.0150 g/kgas	-155.132	366.895	651.412	652.864	1121.536	1514.622
He 3 0.0195 g/kgas	-444.847	19.863	-11.165	-33.260	951.488	1560.813
Humedad específica absorbida por el aire (kg/kgas)						
Caudal2 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	197.316	451.093	868.337	903.196	1056.923	1557.697
He 2 0.0150 g/kgas	239.849	281.585	626.814	514.363	632.175	1027.018
He 3 0.0195 g/kgas	-79.838	-52.572	77.865	364.802	662.666	757.256
Humedad específica absorbida por el aire (kg/kgas)						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	406.807	894.382	1015.548	995.347	2303.938	2435.335
He 2 0.0150 g/kgas	584.332	528.226	859.532	1109.856	1301.536	2502.232
He 3 0.0195 g/kgas	-297.137	747.378	392.324	630.439	1606.697	2887.828

Tabla VIII.2.8 Flujo de calor latente ganado por el aire.

Tras conseguir estas tablas se analizará cualitativamente el comportamiento del sistema a la variación de cada uno de los factores.

VIII.2.1 Calor sensible:

. Las tres primeras gráficas (figuras VIII.2.3 , VIII.2.4, VIII.2.5) muestran como es la evolución del calor específico sensible “ganado” por el aire en función de la temperatura de entrada planificada. Se diferencian por caudal y los tres niveles de humedad (humedad específica).

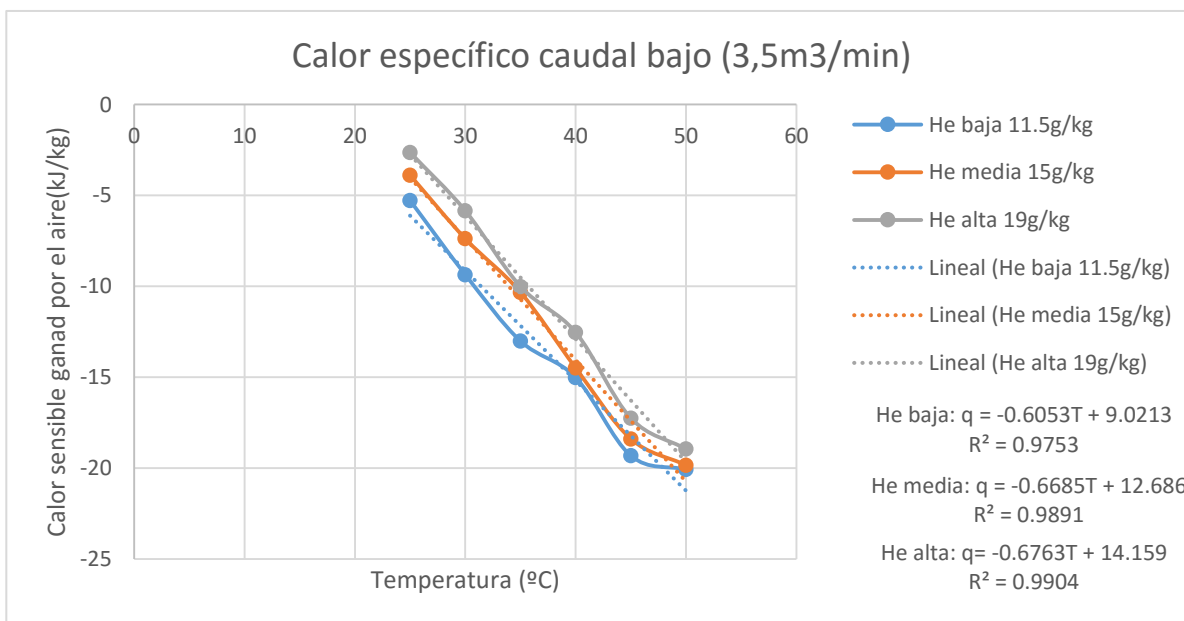


Figura VIII.2.3 Calor específico caudal bajo 3.5m3/min

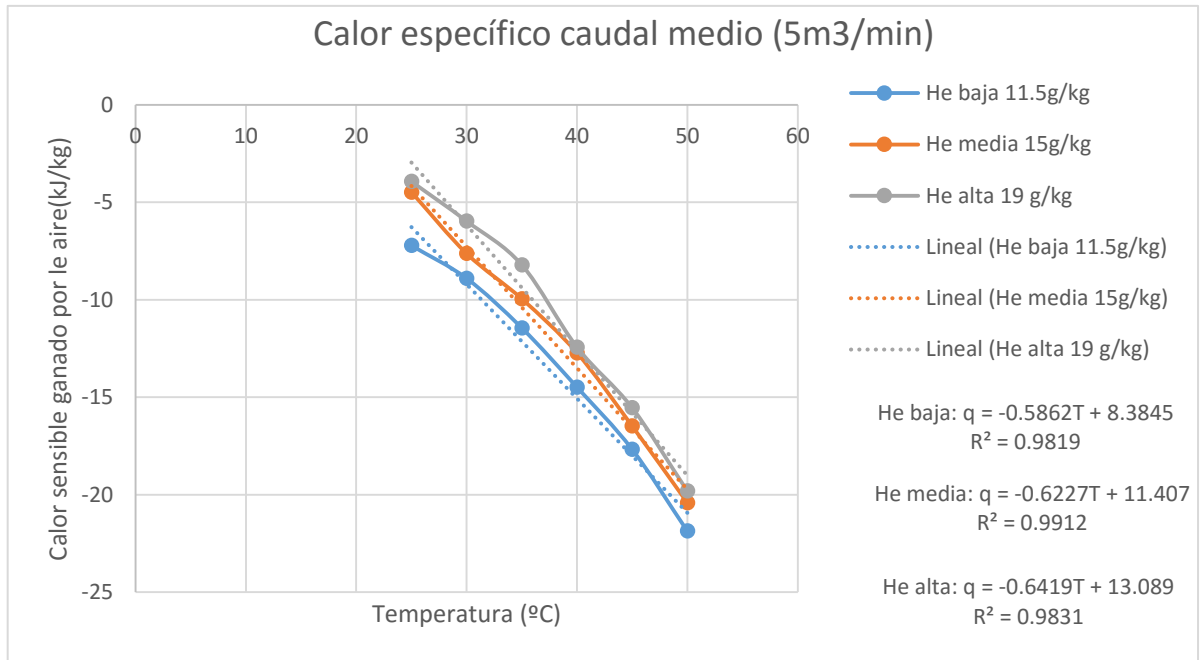


Figura VIII.2.4 Calor específico caudal medio 5m³/min

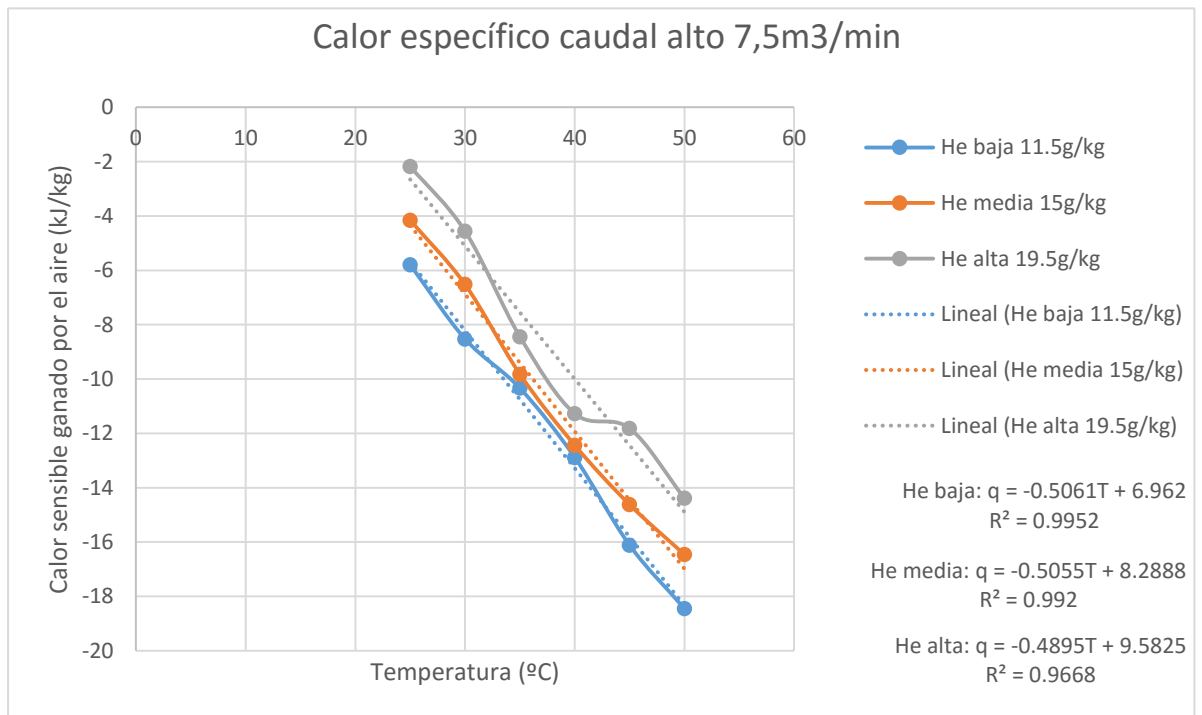


Figura VIII.2.5 Calor específico caudal medio 7.5m³/min

A vista de los resultados se puede sacar una serie de conclusiones:

- La primera es obvia y es que el calor sensible ganado por el aire es lineal con la temperatura de entrada. A mayor temperatura de entrada, para una humedad específica dada, el sistema tiene mayor capacidad de absorber humedad y por tanto el calor intercambiado será mayor.
- También puede verse unas correlaciones sacadas para cada nivel de humedad específico y cada caudal, de esta manera se puede predecir cuál será el calor sensible intercambiado por el sistema conocida la temperatura, si la humedad y el caudal coinciden con los experimentados.
- Se puede comprobar como el caudal es influyente, pero no influye tanto como la temperatura. Además no es lineal el comportamiento con esta variable pues a caudal bajo se consigue un intercambio parecido pero algo inferior al de caudal medio, aunque más que a caudal alto. Este comportamiento no lineal puede deberse a que no es tan importante el nivel de caudal de aire que se mete en el proceso sino la relación de caudales entre aire y agua. Como se verá a continuación, el caudal de agua no ha conseguido mantenerse constante a lo largo de las evoluciones debido a cambios en las fuentes de alimentación.
- Por último cabe destacar que cuanto menor humedad específica tenga la corriente, también será mayor la capacidad para intercambiar calor del sistema.

VIII.2.2 Calor latente:

Podría pensarse que al tener un sistema que debe evolucionar adiabáticamente, el calor latente ganado por el aire debería seguir la misma evolución que el sensible pero a la inversa. Con este procedimiento el balance completo de energía nos daría un proceso adiabático como presumiblemente debería actuar el sistema.

Sin embargo, como muestran las tablas VIII.2.2 a VIII.2.6, la mayoría de los procesos no se pueden considerar adiabáticos. Por esta razón la evolución del calor latente dista mucho de ser la misma que la del sensible. A continuación se muestran los resultados graficados. En ello se presentará el calor latente por unidad de masa intercambiado en función de la temperatura, haciendo una distinción de niveles con la humedad específica y el caudal planificados en los experimentos (figura VIII.2.6 a figura VIII.2.8).

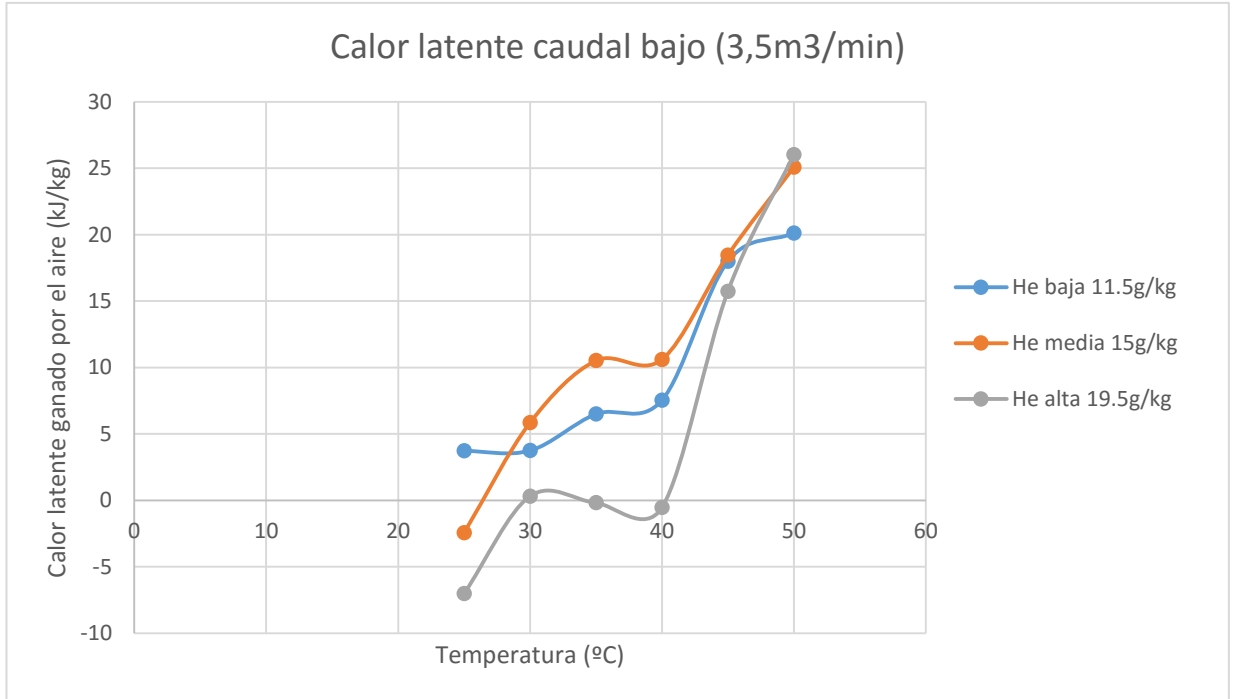


Figura VIII.2.6 Calor latente caudal bajo 3.5m³/min

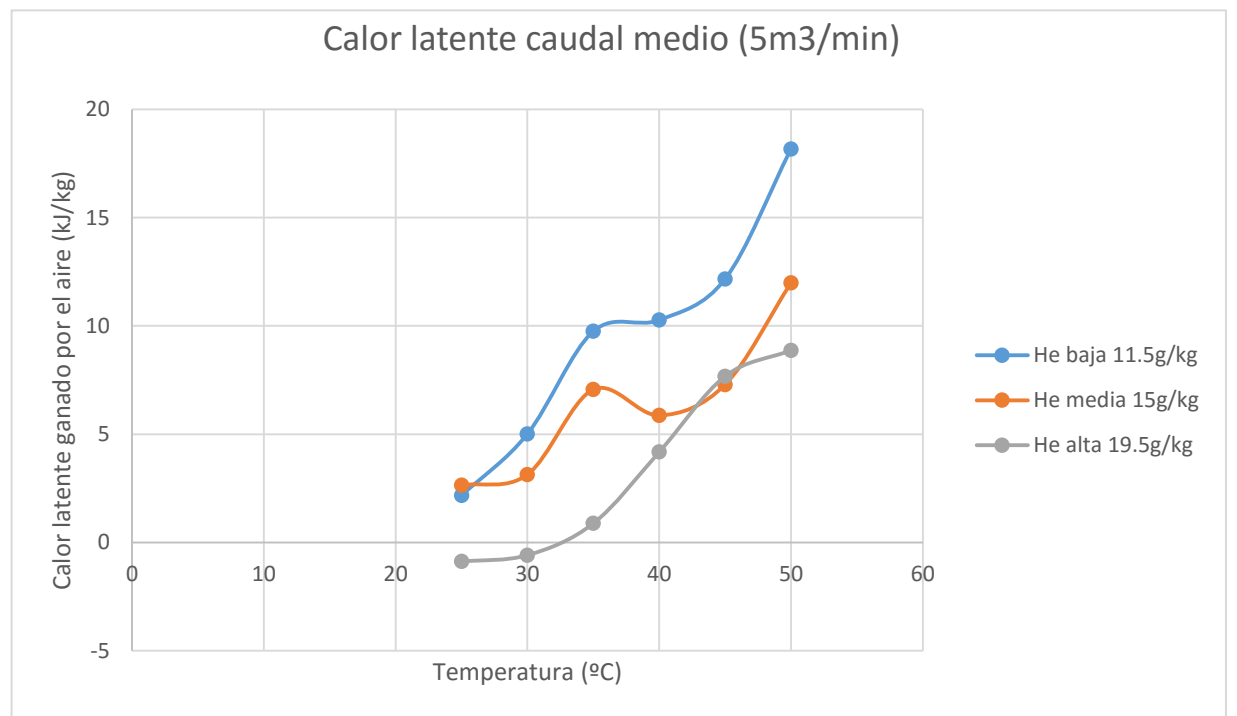


Figura VIII.2.7 Calor latente caudal medio 5 m³/min

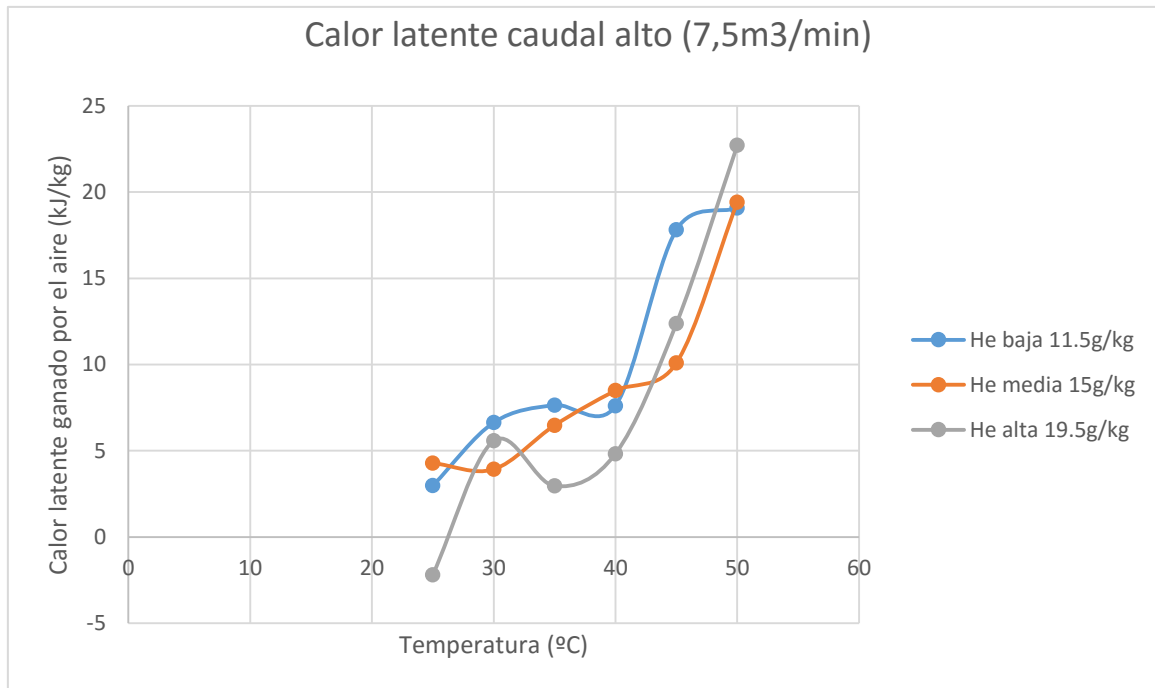


Figura VIII.2.8 Calor latente caudal alto 7.5 m³/min

A la vista de los resultados se puede sacar una serie de conclusiones:

- Aunque no se sigue una evolución lineal debido a que hay algunos experimentos que siguen evolución adiabática y otros que no, sí se puede ver una tendencia creciente muy parecida a un régimen lineal en cuanto al calor latente en función de la temperatura.
- Asimismo, lo normal es que cuanto menor humedad tenga el aire, mayor humedad absorba por lo que el calor latente absorbido también aumenta con la disminución de humedad a la entrada.
- Puede verse como para humedades altas y sobretodo bajas temperaturas, el proceso llega a deshumidificar. Esto es así porque a igualdad de humedad específica, la humedad relativa es mucho mayor. En el caso de 25°C el aire está casi saturado con 19.5g/kg (90%). Por ello, en el paso por las telas húmedas se satura muy rápido y el resto de la evolución la realiza intercambiando energía de manera sensible con el agua, el cual está más fría.
- En cuanto a la influencia del caudal se observa que tampoco es lineal, pues a caudales bajos se consigue mayor intercambio latente que a nivel medio, pero a nivel medio menos que a nivel alto. Esto se debe a que a caudales medios los procesos son casi en su mayoría no adiabáticos por lo que absorben menos agua que sus correspondientes procesos adiabáticos a caudal bajo o alto. Se puede decir por tanto que una variable más interesante de estudio es la relación entre caudal de agua y de aire. Sin embargo se puede decir que a mayor caudal de aire para el mismo caudal de agua, el intercambio específico latente disminuye al igual que lo haría el sensible debido a que aunque los

coeficientes de película aumentan, el tiempo de paso por la cortina de agua disminuye, lo que hace que por unidad de masa se intercambie menos. En contraposición, como la masa que pasa por unidad de tiempo es mucho mayor, el calor total intercambiado aumentará con el caudal de aire que pasa por las telas.

VIII.2.3 Procesos adiabáticos y no adiabáticos

Como se ha explicado con anterioridad, más de la mitad de los procesos experimentados no siguen evoluciones adiabáticas. Hay dos principales motivos por lo que las evoluciones se comportan de manera adiabática o no.

1. La relación de caudales entre el agua y el aire.

Es muy importante la relación que hay entre el caudal de aire introducido en el sistema de enfriamiento adiabático y el caudal de agua que sale del dispensador y llega a las telas.

Si el caudal de agua es muy pequeño en comparación con el caudal de aire que atraviesa el sistema, la evolución será adiabática. Se va a intentar explicar con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_w \cdot C_{Pw} \cdot \Delta T_w \quad \text{Ec VIII.1}$$

Siendo:

\dot{Q}_s El flujo de calor sensible intercambiado entre el agua no absorbida y el aire.

\dot{m}_w El flujo másico de agua no absorbido por el aire.

ΔT_w El incremento de temperatura producido en el agua no absorbida por el aire.

En el proceso, parte del agua pasa al aire, esta agua sigue una evolución adiabática por definición. El flujo másico de agua que pasa al aire depende del coeficiente de película másico y del gradiente de concentración de vapor de agua que varía a lo largo de toda la evolución. Un caso particular sería aquél donde se alcance la saturación. En este momento ya no existiría flujo neto de vapor de agua al aire.

Pueden darse dos casos, el primero es que el flujo de agua sea tan pequeño, que toda el agua sea absorbida por el aire, con lo cual \dot{m}_w y por tanto \dot{Q}_s sean nulos. De este modo el proceso sería adiabático.

El segundo caso es aquel en el que aunque se introduzca suficiente agua como para no secar completamente las telas, el flujo \dot{m}_w sea muy pequeño. Si esto es así para que exista un \dot{Q}_s debido a la diferencia de temperaturas de la corriente de aire y la corriente de agua, el incremento ΔT_w debe ser muy grande, acercándose la temperatura

del agua no absorbida de las telas a la temperatura de saturación adiabática.

De la degeneración de este segundo caso, se puede explicar por qué un proceso no es adiabático. Si tenemos un gran flujo de agua siempre en relación con el flujo de aire, el flujo de agua no absorbido \dot{m}_w , será muy grande. Al existir una diferencia de temperaturas entre la corriente de aire y de agua, aparecerá un flujo de calor \dot{Q}_s . Como \dot{m}_w es muy grande, de la Ec VIII.1, despejando el incremento de temperatura ΔT_w será muy pequeño. Cuando \dot{m}_w tiende a infinito, ΔT_w tiende a 0, produciéndose una evolución por cortina de agua. En un caso normal, mientras se mantenga la temperatura del agua introducido por el distribuidor, por debajo de la temperatura de saturación adiabática del aire, la evolución será una evolución intermedia entre cortina de agua y enfriamiento adiabático siempre y cuando se introduzca una cantidad de agua considerable.

Como conclusión, si se introduce una cantidad de agua suficiente a una temperatura inferior a la adiabática se puede conseguir evoluciones no adiabáticas, que son capaces de enfriar más aún la temperatura del aire, aumentando menos la humedad del aire que una evolución adiabática. Esta relación de flujos másicos entre el agua y el aire va a depender del contenido de humedad específica o relativa y la temperatura, ya que el flujo másico de vapor de agua introducido en la corriente de aire depende del coeficiente de película másico y del gradiente de concentraciones.

2. Enfriamiento de la balsa de agua

Aunque el flujo másico de agua sea muy grande, este acabará tras un periodo de tiempo calentándose poco a poco hasta conseguir la temperatura de saturación adiabática. De este modo todos los procesos acabarían siendo adiabáticos, que era la idea principal que se tomó al inicio de esta experimentación. El tiempo de estabilización de estos procesos dependerá de la inercia térmica de la balsa o depósito que se introduzca para la recirculación de agua.

Sin embargo, en el caso de esta experimentación ha habido dos factores, que han llevado a la temperatura del agua de la balsa a no estabilizarse en la temperatura de saturación adiabática de la corriente de entrada sino en una temperatura menor.

El primer factor es la experimentación en la mayoría de los casos en un ambiente invernal. Este hecho se creyó en un principio que era el

único y principal causante de que la temperatura en la balsa no llegará a alcanzar el valor de la temperatura de saturación adiabática de la corriente de entrada. Se registró la temperatura en las proximidades de la balsa, dentro del laboratorio de experimentación y esta nunca era superior a 18 o 19°C. De este hecho y ya que la temperatura de saturación adiabática era en muchos casos superior a 23°C e incluso 26°C, se sacaba la existencia de un flujo de calor desde la balsa al exterior debido a la diferencia de temperaturas. Este flujo se supuso grande debido a que el área de intercambio de la balsa era bastante extenso. De este modo se llegaría a un equilibrio de temperatura en la balsa cuando el flujo de calor introducido por la corriente de aire se igualara con el perdido por las paredes de la balsa. Debido al bajo flujo de aire introducido en la experimentación el flujo de calor introducido en la balsa no era muy grande y por ello aunque se intentara aislar la balsa, no se alcanzaba la temperatura de saturación adiabática dentro del mismo.

El segundo factor es la existencia de un fenómeno de enfriamiento adiabático secundario. Este fenómeno proviene de dos lugares. El primero es la película que se forma en la parte superior del dispensador. Esta agua está en contacto con aire en condiciones exteriores de laboratorio, que oscilan en torno a 18°C y 23°C entre invierno y verano con una humedad de un 50% aproximadamente. Esto hace que exista un proceso de enfriamiento adiabático en el que la temperatura de saturación del mismo será inferior a los 19°C.

El otro lugar dónde existe un enfriamiento adiabático, y el más importante son las fugas de agua, las cuales en la experimentación de verano, eran aún mayores que en la experimentación de invierno. Estas grandes fugas, empapan el aislamiento, el cual pasa a funcionar de manera contraria debido al enfriamiento adiabático que se produce entre ellas y la corriente de aire exterior del laboratorio. Además de estas laminas porosas y húmedas en el suelo se forman charcos de agua que funcionan de la misma manera, enfriando adiabáticamente el aire próximo a la balsa creándose un microclima cerca de la misma, que hace que la balsa tenga pérdidas de calor y nunca alcance la temperatura de saturación adiabática de la corriente de entrada. Además es sabido que el aire frío tiene una mayor densidad que el aire caliente por lo que este aire frío caería, concentrándose en zonas de baja altura, precisamente dónde está la balsa, no ascendiendo y quedándose retenido.

Por tanto hay un segundo factor que debe darse para conseguir evoluciones no adiabáticas y es que el agua de entrada al proceso se encuentre a una temperatura inferior a la temperatura de saturación adiabática de la corriente de entrada.

Esto en la práctica (debido a que se quiere enfriar en verano y por tanto la temperatura ambiente será superior a la de saturación adiabática) se consigue o bien no recirculando agua teniendo dos depósitos subterráneos (para aislarlo y mantenerlo frío) trasvasando de un depósito a otro o bien con un solo depósito con una gran inercia.

Para que un proceso no sea adiabático deben darse las dos condiciones, la primera es que se introduzca un gran caudal de agua y la segunda es que en la balsa no se den condiciones de saturación por fugas de calor. La segunda condición en la experimentación llevada a cabo se cumple en la mayoría de los casos.

A continuación se presentan unas tablas resumen de los procesos que se consiguen adiabáticos y no adiabáticos y las bombas utilizadas en cada uno de ellos, con el caudal que las mismas proporcionan (tabla VIII.2.7 y tabla VIII.2.8):

Fuente de alimentación	Caudal de agua (l/hora)
1ª Fuente alimentación	90
2ª Fuente alimentación	270

Proceso adiabáticos y no adiabáticos						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	A	NA	NA	NA	A	A
He 2 0.0150 g/kgas	NA-D	A	A	A	A	A
He 3 0.0195 g/kgas	NA-D	NA	NA-D	NA-D	A	A
Proceso adiabáticos y no adiabáticos						
Caudal3 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	NA	NA	A	NA	NA	A
He 2 0.0150 g/kgas	NA	NA	A	NA	NA	NA
He 3 0.0195 g/kgas	NA-D	NA-D	NA	NA	NA	NA
Proceso adiabáticos y no adiabáticos						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	NA	A	A	NA	A	A
He 2 0.0150 g/kgas	A	NA	A	A	A	A
He 3 0.0195 g/kgas	NA-D	A	NA	NA	A	A

Figura VIII.2.7 Resumen de procesos adiabáticos y no adiabáticos por fuentes

Puede observarse como la primera fuente de alimentación que proporciona un menor caudal consigue que la mayoría de procesos incluso con el caudal bajo (necesitan menos agua para comportarse como no adiabáticos que a caudales altos) sean adiabáticos. No se consiguen con esta fuente de alimentación de la bomba procesos adiabáticos en los experimentos de humedad más alta, especialmente a temperaturas bajas (mayor HR). Esto es debido a que estos procesos necesitan muy poca cantidad de agua para actuar como cortina ya sea por saturación o porque el gradiente de concentraciones es muy bajo, siendo casi todo el flujo másico de agua no absorbido. Excepcionalmente se obtienen procesos no adiabáticos a 30°C y 40°C con humedades bajas.

De los pocos experimentos que se realizan con esta fuente a caudales más altos de aire se puede obtener la misma conclusión. Se comportan de manera adiabática salvo que se tengan valores muy altos de humedad a la entrada, dónde el flujo másico de agua absorbido por la corriente es muy bajo.

Con la segunda fuente de alimentación, que aumenta sustancialmente el caudal de agua puede verse como a caudales medios provoca en su mayoría procesos no adiabáticos. Aunque ahora se tenga mayor caudal de aire, al introducir un caudal de agua mucho mayor, el flujo de agua no absorbido aumenta considerablemente, no produciendo procesos adiabáticos. Esta fuente sí que produce procesos adiabáticos con el caudal de aire máximo. Como se ha explicado la relación entre el caudal de aire y el de agua así como las condiciones de humedad y temperatura del mismo son importantes para determinar cuándo un proceso es adiabático o no. Queda en evidencia este hecho cuando se inspecciona con detenimiento lo sucedido con el caudal de aire máximo. En este caso los procesos adiabáticos se producen cuando la humedad es menor y cuando la temperatura es muy alta por lo que la capacidad de absorber agua del aire crece mucho.

Hay un caso particular con la fuente de alimentación de caudal alto y el caudal de aire bajo a 25°C, en la cual se produce un enfriamiento adiabático. Este proceso sirve de argumento a la explicación de que no se alcance la temperatura de saturación adiabática en la balsa para la mayoría de procesos. El aire de entrada se encuentra en unas condiciones muy parecidas al aire de laboratorio (24°C y 50%HR). Esto hace que no exista flujo de calor neto debido a los enfriamientos adiabáticos secundarios ya que tienen la misma naturaleza que el primario.

Por lo tanto queda evidenciado que la naturaleza adiabática o no del proceso principal, depende de la relación de caudales entre el aire y el agua del proceso así como de la temperatura del agua acumulada en la balsa. Este punto es muy interesante porque puede permitir un nuevo tipo de enfriamiento con estos sistemas más eficaz y con menos problemas de humedad de los que tiene el enfriamiento adiabático.

VIII.2.4 Entalpía específica total

La entalpía específica total ganada por el agua será la suma de las entalpías sensibles y latentes. Se muestran a continuación (figura VII.2.9 a figura VIII.2.11) la representación gráfica de la evolución de la entalpía específica total ganada por el aire en función de la temperatura. Se escalona según los niveles de humedad específica y de caudal de aire en el proceso.

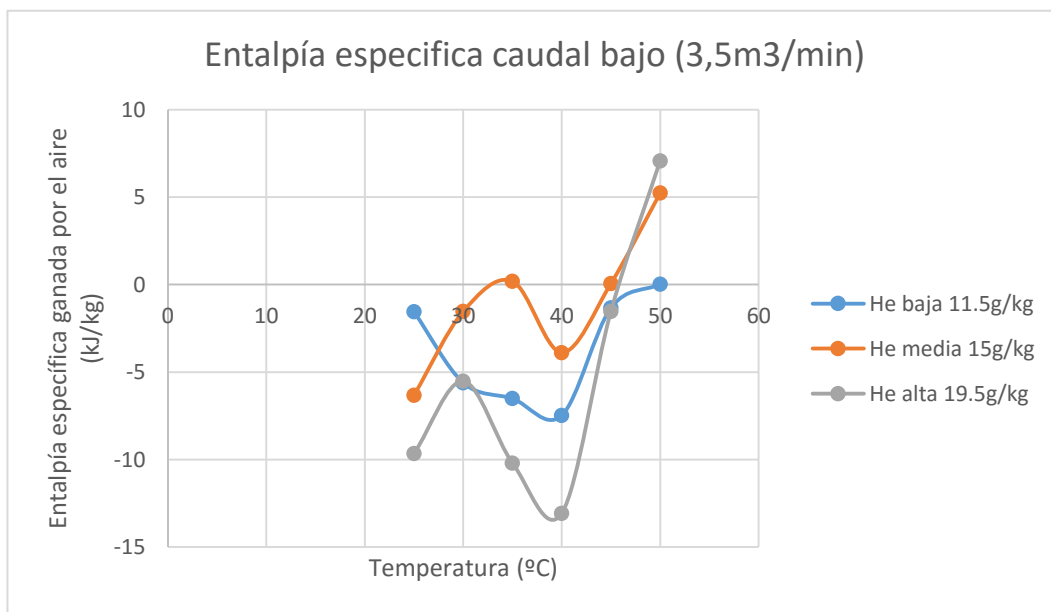


Figura VIII.2.9 Entalpía específica caudal bajo 3.5m³/min

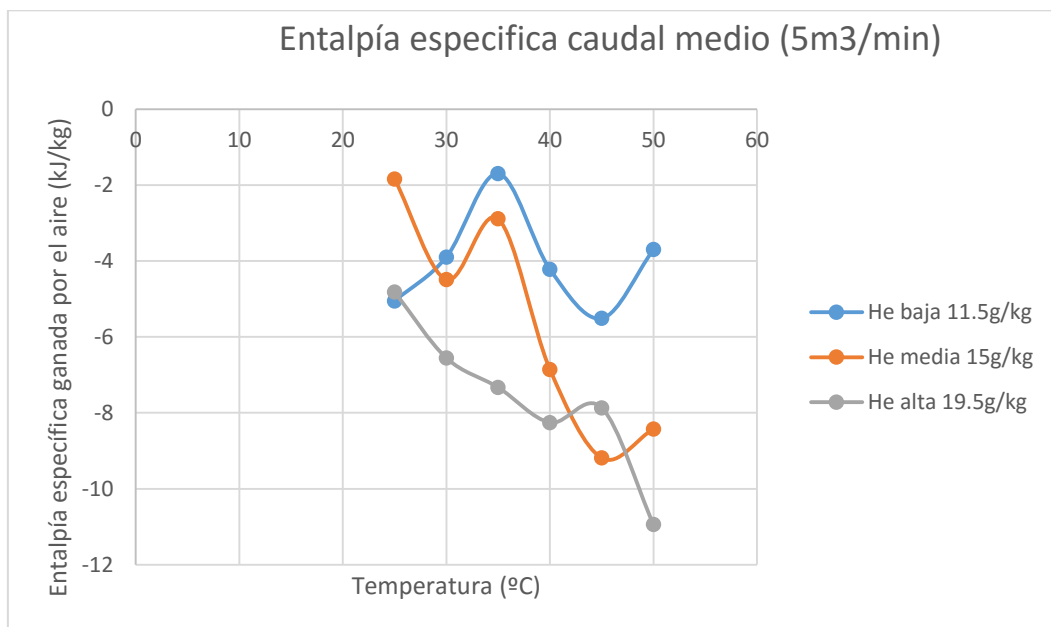


Figura VIII.2.10 Entalpía específica caudal medio 5m³/min

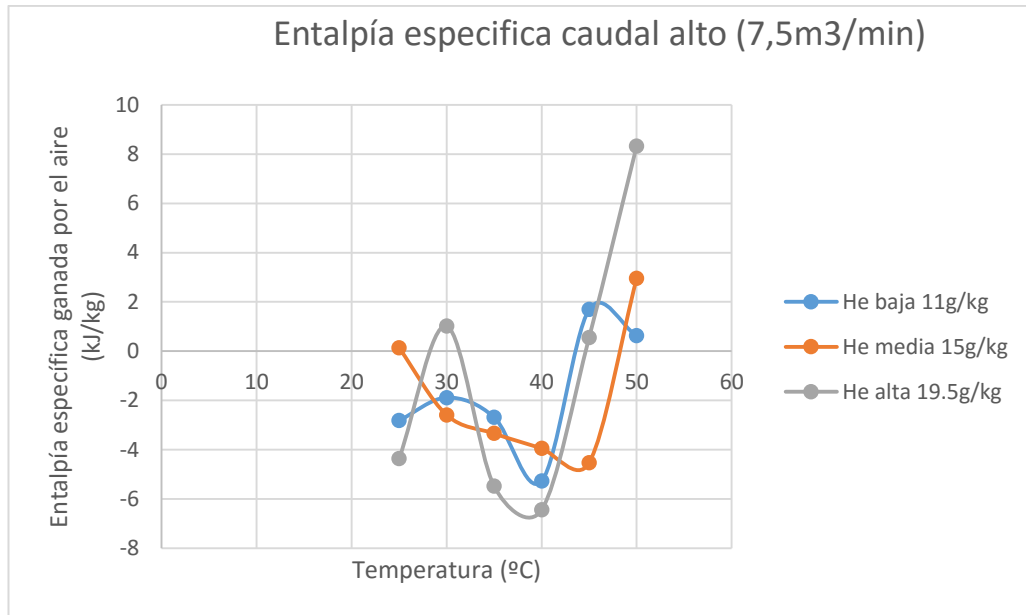


Figura VIII.2.11 Entalpía específica caudal alto 7.5m³/min

Puede verse que no existe una clara tendencia en este caso. Debido a que algunos procesos son adiabáticos, en estos casos se consigue una entalpía específica en torno a 0 pues el calor sensible y el latente coinciden. Sin embargo hay muchos procesos, sobre todo en el caudal medio, en el que los procesos se asemejan más a un proceso de cortina de agua con agua a baja temperatura. En estos casos se nota como la entalpía específica ganada es negativa y tiene una tendencia a aumentar con el nivel de humedad y de temperatura. Esto evidencia que cuanto más humedad tiene la corriente de aire, menor será el caudal absorbido y por tanto mayor el caudal no absorbido, incrementando menos su temperatura y acercándose más al proceso de cortina de agua ideal. Además, cuanto mayor sea la temperatura, mayor será la diferencia entre la temperatura de saturación adiabática de la corriente de entrada (es mayor) y la temperatura exterior y de saturación del ambiente. De este modo la temperatura de la balsa se distanciará más de la temperatura de saturación adiabática de la corriente y el efecto de cortina de agua se conseguirá con una temperatura más fría.

Por último cabe destacar que hay varios casos, cuando la temperatura de la corriente es muy alta, en la que el proceso evidencia aumentos de entalpía específica del aire a la vez que se aumenta la temperatura del agua. Este fenómeno es físicamente imposible y se asocia a esta evidencia el hecho de que la sonda de humedad no se comporte bien a tan altas temperaturas, desfigurando algo el resultado.

VIII.2.5 Eficacia en los procesos adiabáticos

No hay excesivos procesos que se comporten de forma adiabática. En especial con el caudal medio de 5m³/min, el número de procesos de esta naturaleza es casi nulo. Sin embargo se va a representar la eficacia en función de la temperatura de entrada escalonada según los caudales de aire y las humedades de entrada (figura VIII.2.12 a figura VIII.2.14).

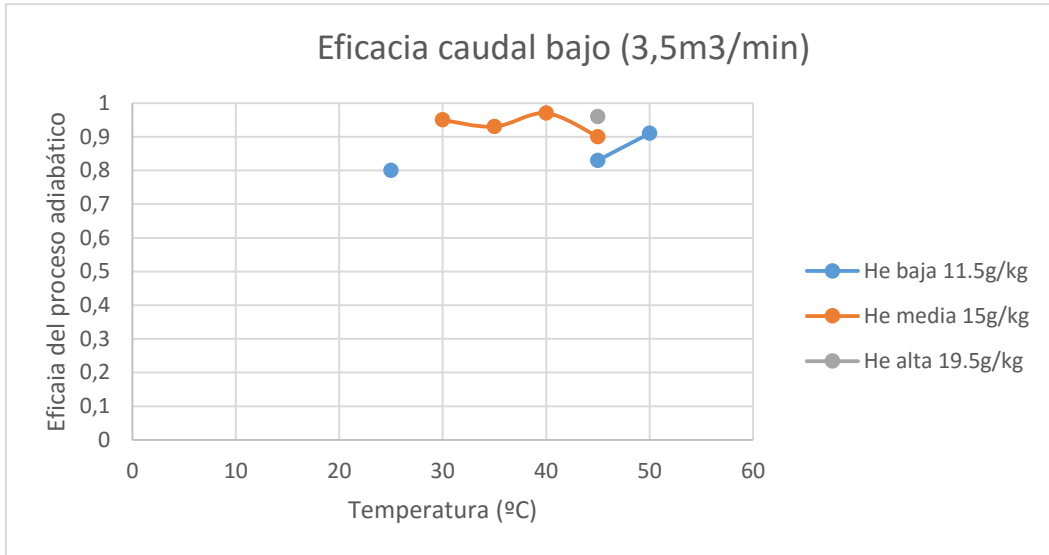


Figura VIII.2.12 Eficacia caudal bajo 3.5m³/min

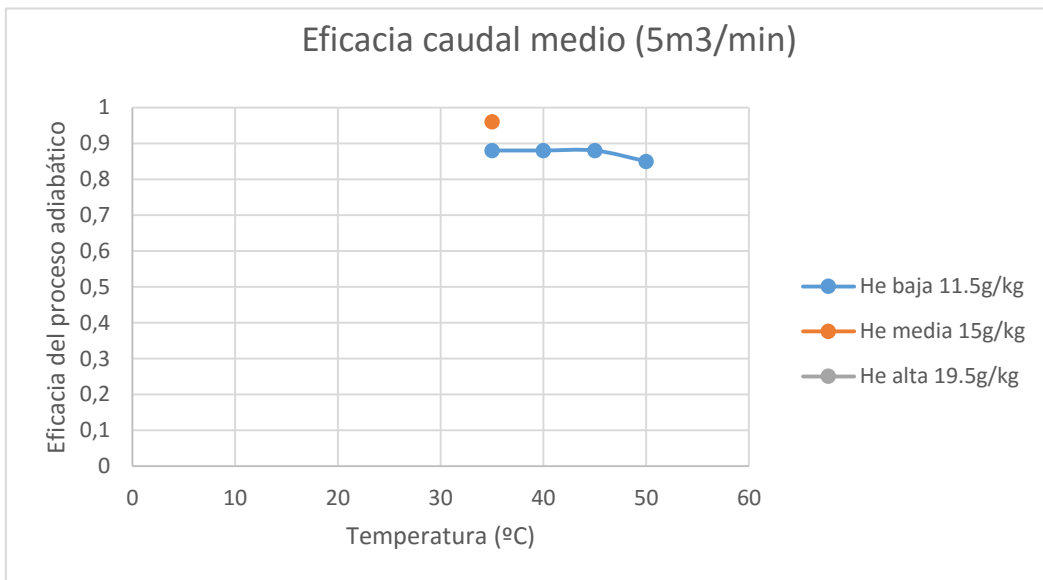


Figura VIII.2.13 Eficacia caudal medio 5m³/min

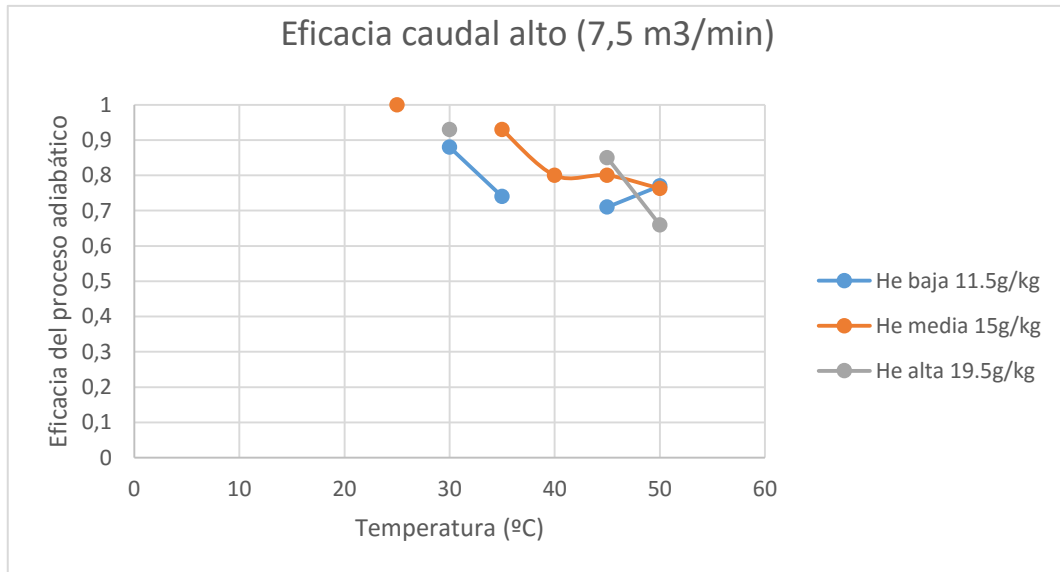
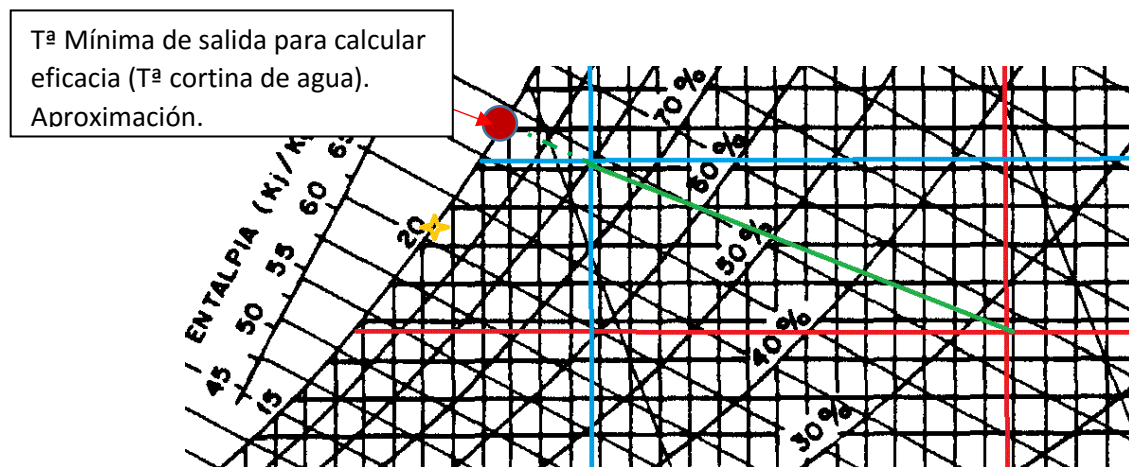


Figura VIII.2.14 Eficacia caudal alto 7.5m3/s

Se ha evaluado solo la eficacia de los procesos adiabáticos pues en los procesos no adiabáticos el término de eficiencia involucra una temperatura no medida y que se podría determinar de manera aproximada por extrapolación del proceso pero que no se ha determinado. Esta temperatura puede verse en la figura VIII.2.15.



Tª Mínima de salida para calcular eficacia (Tª cortina de agua). Aproximación.

Figura VIII.2.15 Temperatura para calcular eficacia en procesos no adiabáticos

En los procesos no adiabáticos se usa como temperatura mínima que puede alcanzar la corriente de aire en el proceso la temperatura de cortina correspondiente a la evolución de cortina llevada a cabo por el mismo. Esto tampoco es cierto porque en el proceso como puede verse el agua no mantiene su temperatura constante, por ello si el aire se comenzara a enfriar más, el agua se calentaría más también por lo que no se sigue en realidad una evolución recta en el diagrama. Por este motivo y porque la determinación de la eficacia en procesos no adiabáticos no era una variable de estudio

interesante, se ha decidido calcular solamente las eficacias de los procesos adiabáticos, las cuales están bien definidas.

Puede observarse en los gráficos mostrados, como la eficacia no varía mucho y se mantiene independientemente del caudal, de la temperatura y de la humedad en valores entre 0.7 y 1. Esto evidencia que el sistema tiene capacidad para enfriar un caudal de aire mucho mayor que el que se ha introducido.

En cuanto a la variación de la eficacia, para el caudal bajo y medio no depende casi de la temperatura y tampoco del nivel de caudal. Solo tiene una dependencia un poco más marcada con el nivel de humedad. Esto puede explicarse pues el flujo másico de agua que absorbe la corriente de aire, depende de la diferencia de concentraciones (humedad en el aire). Sin embargo aunque también depende de la superficie útil de intercambio y del coeficiente de película másico, puede deducirse que no se usa en ningún momento toda la superficie de intercambio (no disminuye con el caudal y se producen evoluciones de cortina de agua).

En el caso de cauda de aire alto, dónde si se ve una mayor variación de la eficacia, se aprecia que esta disminuye cuanto menor humedad específica y mayor temperatura tenga la corriente. A mayor temperatura y menor humedad más capacidad tiene el aire para absorber humedad. Puede verse como en este caso si se está utilizando la capacidad completa del sistema, usando todo el área de intercambio de las telas. Sería interesante un estudio de la eficacia en función de la humedad relativa, para ver si la temperatura influye también de una manera tan determinante en este tipo de consideraciones o únicamente influye en la correlación de humedad específica a relativa.

VIII.2.6 Humedad específica absorbida por el aire

La humedad específica absorbida por el aire tiene el mismo comportamiento que el calor específico latente intercambiado. Esto es así porque solo las diferencia una constante, el calor específico de cambio de fase del agua. El calor latente absorbido por el aire puede expresarse como:

$$q_{lat} = \lambda \cdot \Delta X \quad \text{Ec VIII.2}$$

Siendo:

q_{lat} el calor específico latente ganado por el aire.

λ el calor específico de cambio de fase líquido-gas del agua.

ΔX el incremento de humedad específica.

Por esta razón las formas de las gráficas y las conclusiones serán idénticas. A continuación se presentan las variaciones de humedad específica absorbida en

función de la temperatura escalonadas por caudal de aire y por humedad específica a la entrada (figura VIII.2.16 a VII.2.18).

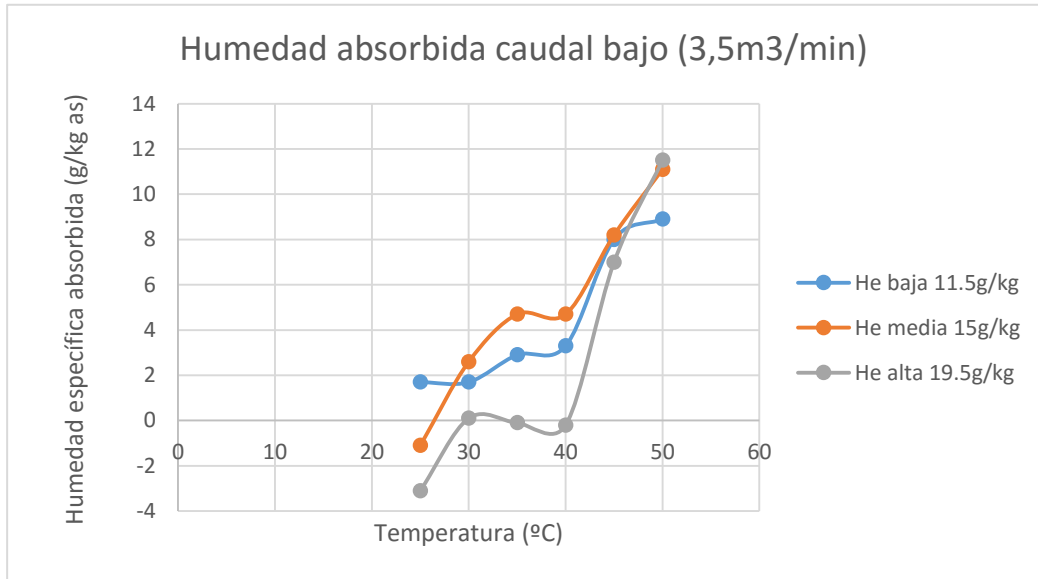


Figura VIII.2.16 Humedad absorbida caudal bajo 3.5m3/min

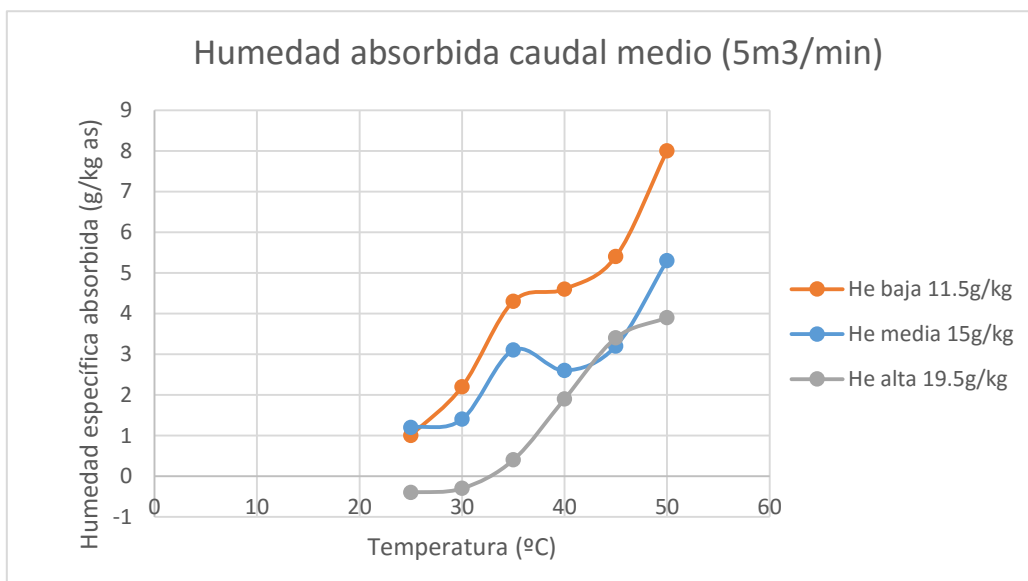


Figura VIII.2.17 Humedad absorbida caudal medio 5m3/min

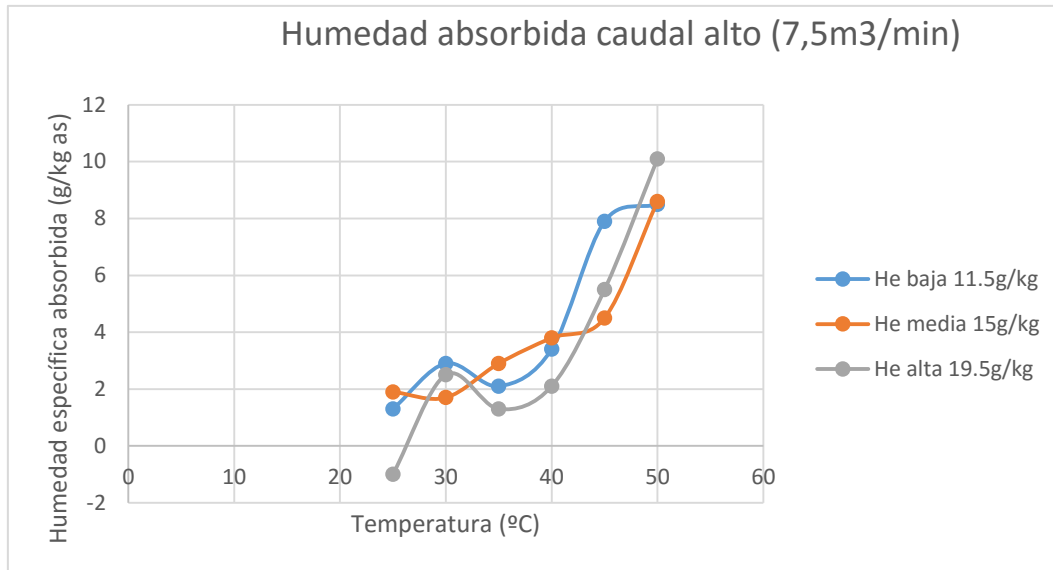


Figura VIII.2.18 Humedad absorbida caudal alto 7.5m3/min

Al igual que pasaba con la entalpía latente, al no ser todos los procesos adiabáticos, el comportamiento de la humedad absorbida no es completamente lineal con la temperatura. Sin embargo si se aprecia una tendencia creciente con el aumento de la temperatura y con la disminución de la humedad a la entrada.

En cuanto a la influencia del caudal ocurre lo mismo que con el calor latente. Al ser los experimentos de caudal medio cercanos a cortina de agua, el calor latente absorbido aquí es menor y con ello la humedad absorbida.

VIII.2.7 Flujo de calor sensible ganado por el aire

El flujo de total de calor sensible ganado por el aire, se calcula, multiplicando el específico por el flujo másico de aire seco. Se grafica a continuación la variación de este con la temperatura, escalonado para cada nivel de humedad y de caudal (figuras VIII.2.19 a VIII.2.21)

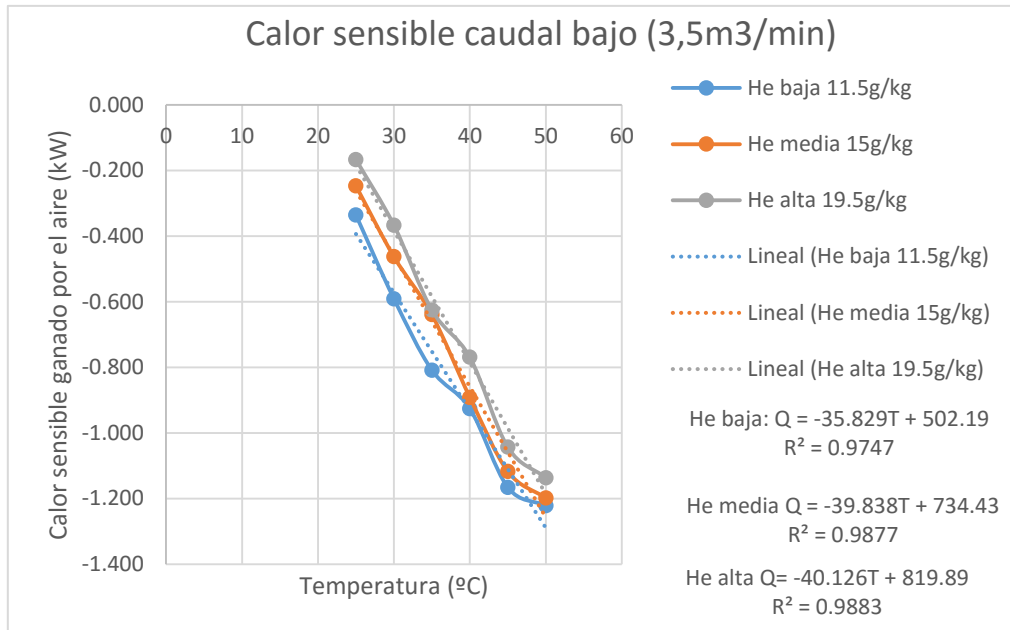


Figura VIII.2.19 Flujo de calor sensible caudal bajo (3.5m³/min)

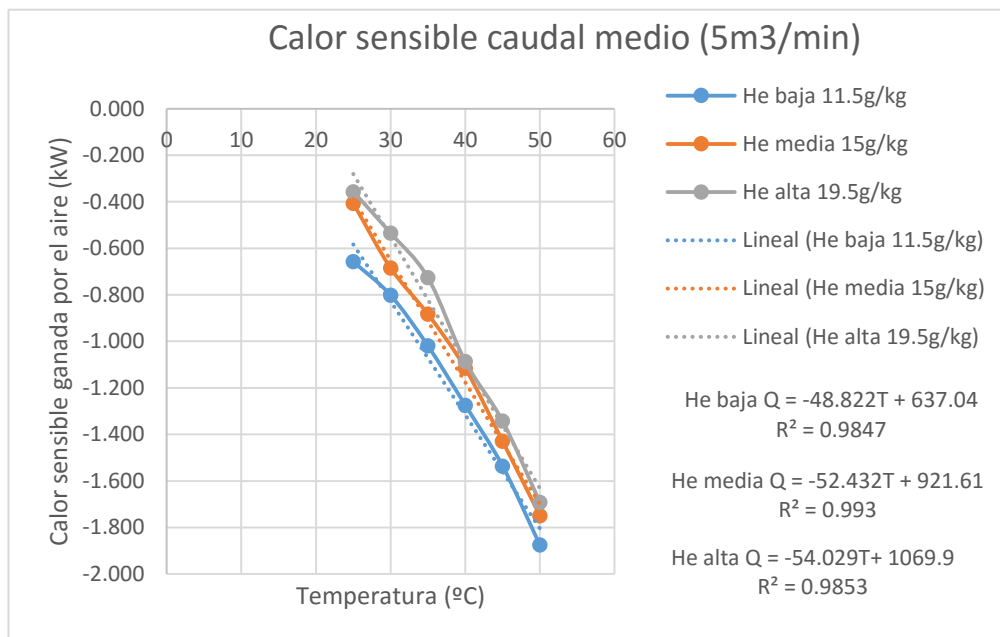


Figura VIII.2.20 Flujo de calor sensible caudal medio (5m³/min)

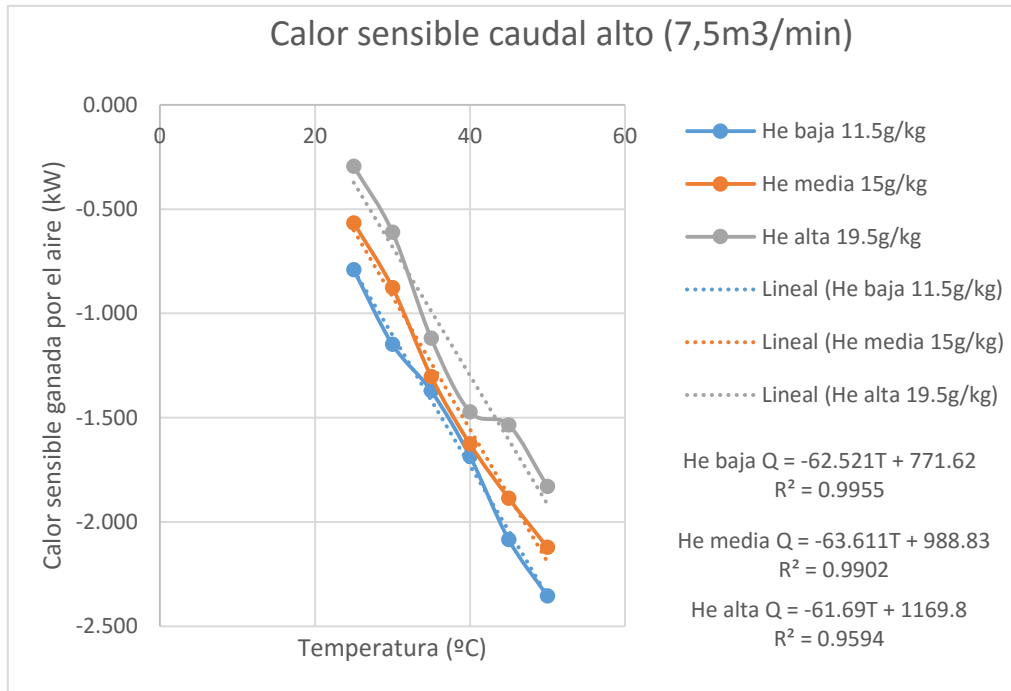


Figura VIII.2.21 Flujo de calor sensible caudal alto (7.5m³/min)

Puede apreciarse como la forma de las gráficas coincide con la del calor específico sensible intercambiado. Esto es así porque cada una de las funciones representadas se obtiene multiplicando el calor sensible específico por una constante, el flujo másico de aire. Esta constante cambia de valor para cada caudal, por ello en estas tres representaciones puede verse como a mayor caudal, el calor sensible intercambiado será mayor.

Esto se debe a que como se ha dicho anteriormente, al aumentar el flujo de aire, los coeficientes de película másicos y térmicos aumentan. Se aprecia que se sigue una distribución lineal, extrapolando los resultados experimentales para conseguir estimar el flujo de calor en una condición de temperatura diferente a las ensayadas.

VIII.2.8 Flujo de calor latente ganado por el aire

Al igual que ocurre con el flujo de calor sensible, este se calcula multiplicando el calor específico sensible por el flujo másico. Por ello la representación gráfica tendrá una forma idéntica. Sin embargo al multiplicar por tres flujos másicos diferentes, se aprecia que el calor latente intercambiado aumenta con el caudal. Se presentan a continuación las gráficas del flujo de calor en función de la temperatura y escalonado por niveles de humedad y temperatura (figuras VIII.2.22 a VIII.2.24)

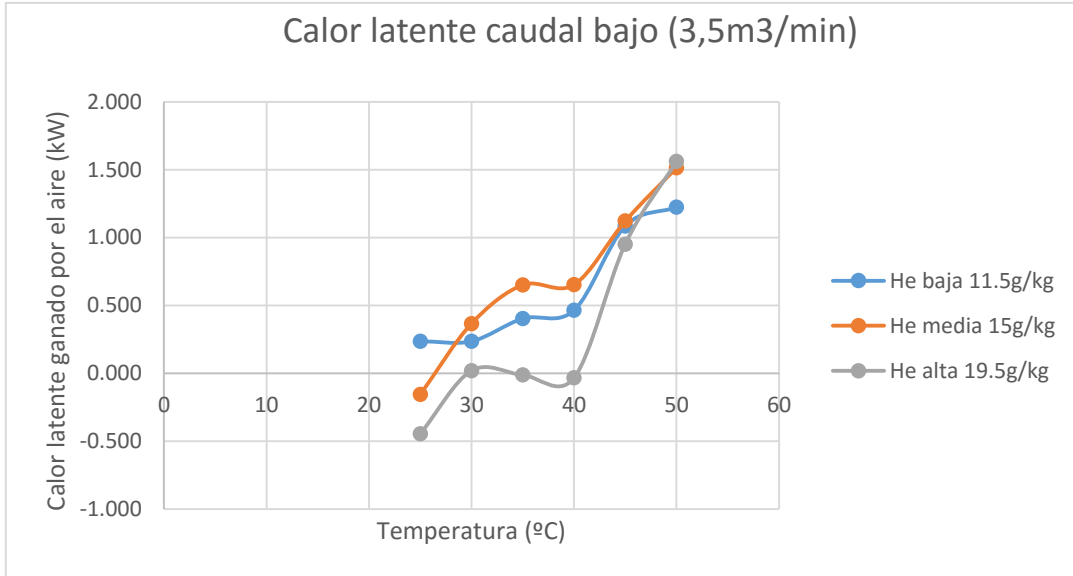


Figura VIII.2.22 Flujo de calor latente caudal bajo (3.5m³/min)

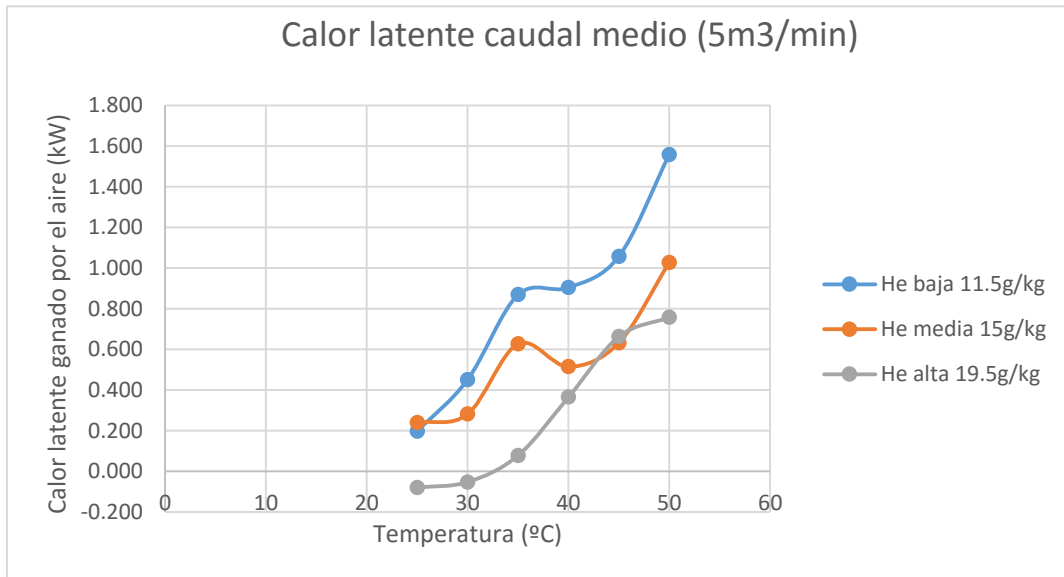


Figura VIII.2.23 Flujo de calor latente caudal medio (5m³/min)

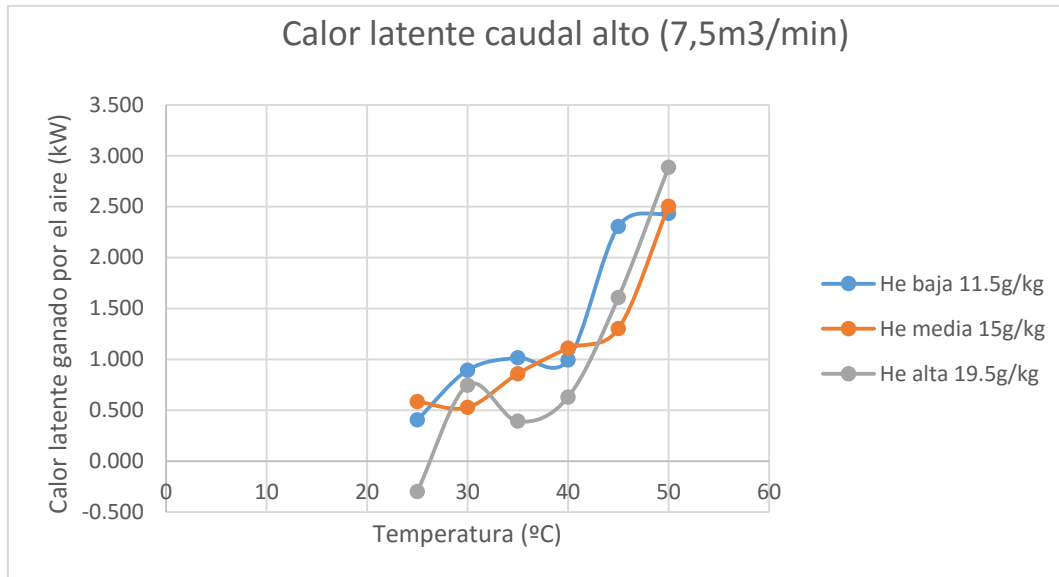


Figura VIII.2.24 Flujo de calor latente caudal alto (7.5m³/min)

A vista de las representaciones gráficas se puede comprobar que el flujo de calor latente aumenta con el caudal. Esto se debe otra vez a que el coeficiente de película másico aumenta con la velocidad a la que pasa el aire por el sistema. Se puede apreciar también como esta ley no se sigue estrictamente para caudal medio. Sin embargo lo que ocurre con este caudal es que aparecen fenómenos casi exclusivamente no adiabáticos. En este caso el flujo de calor latente no será tan grande, lo que supone una ventaja frente a los procesos adiabáticos.

La variación con la humedad y con la temperatura puede considerarse igual que el del calor latente específico. Esto es que a mayor temperatura y menor humedad, mayor será el calor latente intercambiado porque mayor capacidad tendrá el aire para ganar humedad.

VIII.2.9 Análisis de varianza

Para hacer un estudio de la variación de las características seleccionadas (calor sensible, calor latente, entalpía específica, humedad específica y flujos de calor sensible y latente), se va a plantear un análisis de variancia de los resultados obtenidos.

La explicación de este tipo de análisis paso a paso puede verse en el *Anexo II estudio de experimentos*. En esta sección se presenta un resumen de los resultados tras el análisis de varianza. La eficacia no se analizará con este procedimiento pues no se dispone de un sistema factorial completo.

Primeramente se calcularán el valor medio de las características para cada nivel de un determinado factor y de esta manera se cuantificarán los resultados obtenidos y analizados cualitativamente con anterioridad.

Tras esto, con ayuda del cálculo de la suma de cuadrados, se analizará la variación que produce cada uno de los factores a las características y se

comparará con la variabilidad introducida por el error (variabilidad de las iteraciones triples). También se analizará la variabilidad de las iteraciones dobles para comprobar su existencia y ver lo importante de las mismas.

Una vez cuantificado todo lo anterior se podrán extraer conclusiones interesantes que se espera sirvan para caracterizar mejor un sistemas de enfriamiento evaporativo directo.

Finalmente se resumirá en una tabla los principales factores que provocan una variación en las diferentes características de estudio tomadas en el sistema.

Característica 1: Calor específico sensible ganado por el aire:

1. Cálculo del valor medio de la característica para cada nivel.

Se representa a continuación el valor medio del calor específico sensible ganado por el aire para cada nivel. Esto permitirá sacar conclusiones cuantificando esta característica y reafirmando las conclusiones cualitativas anteriormente sacadas. Puede verse la tabla resumen a continuación (tabla VIII.2.8).

Calor sensible específico ganado por el aire		
Factor Caudal		
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	3.5	-12.42
Nivel 2	5	-12.18
Nivel 3	7.5	-10.49
Factor Humedad específica		
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	11.5	-13.10
Nivel 2	15	-11.67
Nivel 3	19.5	-10.32
Factor Temperatura		
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	25	-4.39
Nivel 2	30	-7.18
Nivel 3	35	-10.17
Nivel 4	40	-13.14
Nivel 5	45	-16.36
Nivel 6	50	-18.92

Tabla VIII.2.8 Valor medio por niveles del calor sensible específico

- Se comprueba que a mayor caudal se tendrá menos intercambio específico. Esto ocurre pues aunque el coeficiente de película térmico aumenta con el caudal, el flujo másico aumenta aún más por lo que en características específicas disminuye el calor.

- A mayor nivel de humedad, disminuye el calor específico intercambiado porque el aire tiene menos capacidad de absorción de agua.
- A mayor temperatura, mayor intercambio debido a que se tiene más capacidad para absorber humedad y el gradiente térmico también es mayor.

2. Cálculo de la suma de cuadrados de cada factor por separado.

Se presenta a continuación el resultado de la suma de cuadrados de los resultados para cada factor individual (tabla VIII.2.9). Esta suma de cuadrados representa la variabilidad de la característica con respecto a cada uno de los factores por separado. Para más información sobre el cálculo de suma de cuadrados y el método ANOVA en general consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Calor sensible específico ganado por el aire				
Factor Caudal				
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Suma de las observaciones A _i (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	3.5	-223.58	18	39.98
Nivel 2	5	-219.15	18	
Nivel 3	7.5	-188.74	18	
Factor Humedad específica				
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Suma de las obserbaciones A _i (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	11.5	-235.74	18	69.45
Nivel 2	15	-209.98	18	
Nivel 3	19.5	-185.75	18	
Factor Temperatura				
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	25	-39.55	9	1367.38
Nivel 2	30	-64.66	9	
Nivel 3	35	-91.55	9	
Nivel 4	40	-118.26	9	
Nivel 5	45	-147.21	9	
Nivel 6	50	-170.25	9	
Suma de todas las medidas T (kJ/kg)		Número total de observaciones N		
-631.47		54		

Tabla VIII.2.9 Suma de cuadrados para cada factor SS_A en (kJ/kg)²

Puede apreciarse como la suma de cuadrados del factor temperatura es mucho mayor que para cualquier otro factor. La poca dependencia con la humedad se debe a que los procesos conseguidos no siguen en su mayoría la línea de proceso adiabático sino que evolucionan pareciéndose más a un proceso de cortina de agua. En estos procesos predomina el intercambio

sensible por lo que no tiene tanta importancia la humedad de entrada en comparación con la temperatura. En cuanto al factor caudal, se observa que en el intercambio específico no tiene demasiada importancia. Esto es debido a que el incremento en el coeficiente de película es de un orden proporcional al del aumento de flujo másico.

3. Cálculo de suma de cuadrados en iteraciones dobles.

En este apartado se va a calcular la suma de cuadrados para ver la variabilidad que se produce debido a las iteraciones de factores (tablas VIII.2.10 a VIII.2.12). Para más información sobre el cálculo y el método consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Calor sensible específico ganado por el aire					
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (kJ/kg) ²	
1-Caudal	3	18	39.98		
2-HE	3	18	69.45		
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado NAxBi	Suma de todas T (kJ/kg)		
C1 H1	-82.06	6	-631.47	1.76	
C1 H2	-74.31	6			
C1 H3	-67.21	6			
C2 H1	-81.59	6	Número total N		
C2 H2	-71.67	6			
C2 H3	-65.89	6			
C3 H1	-72.09	6	54		
C3 H2	-64.00	6			
C3 H3	-52.64	6			

Tabla VIII.2.10 Suma de cuadrados de la iteración caudal-humedad específica.

Se observa a la vista de los resultados que la suma de cuadrados de la iteración doble es muy inferior a la de los factores por separado. De este estudio se puede sacar como conclusión que no hay iteración aparente entre caudal y humedad específica.

Calor sensible específico ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi	Suma de cuadrados iteración doble SS _{AxB} (kJ/kg) ²
1-Caudal	3	18	39.98	
2-Temp	6	6	1367.38	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
C1 T1	-11.79	3	-631.47	29.55
C1 T2	-22.57	3		
C1 T3	-33.35	3		
C1 T4	-42.03	3		
C1 T5	-54.97	3		
C1T6	-58.87	3		
C2 T1	-15.63	3	Número total N	
C2 T2	-22.50	3		
C2 T3	-29.61	3		
C2 T4	-39.64	3		
C2 T5	-49.70	3		
C2T6	-62.09	3		
C3 T1	-12.12	3	54	
C3T2	-19.60	3		
C3 T3	-28.59	3		
C3 T4	-36.59	3		
C3 T5	-42.55	3		
C3T6	-49.29	3		

Tabla VIII.2.11 Suma de cuadrados de la iteración caudal-temperatura.

Analizando la iteración entre la humedad y el caudal y la temperatura vemos que tiene un valor mayor que la iteración caudal humedad específica. Sin embargo en este caso se compara con el factor temperatura que lleva intrínseco en el estudio. De aquí deducimos que tampoco es significativa esta iteración en comparación al efecto del cambio de temperatura.

Calor sensible específico ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kJ/kg) ²	Suma de cuadrados iteración doble SS _{AxB} (kJ/kg) ²
1-He	3	18	69.45	2.38
2-Temp	6	6	1367.38	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
H1 T1	-18.29	3	-631.47	2.38
H1 T2	-26.78	3		
H1 T3	-34.79	3		
H1 T4	-42.38	3		
H1 T5	-53.11	3		
H1T6	-60.39	3		
H2 T1	-12.52	3	Número total N	
H2 T2	-21.52	3		
H2 T3	-30.10	3		
H2 T4	-39.65	3		
H2 T5	-49.49	3		
H2 T6	-56.71	3		
H3 T1	-8.74	3	54	
H3T2	-16.36	3		
H3 T3	-26.66	3		
H3 T4	-36.23	3		
H3 T5	-44.61	3		
H3T6	-53.15	3		

Tabla VIII.2.12 Suma de cuadrados de la iteración humedad específica-temperatura.

En último lugar se analiza la iteración temperatura y humedad específica. Se aprecia como su suma de cuadrados no es para nada significativa. De aquí concluimos que la iteración entre la humedad específica y la temperatura es casi inexistente. Esto puede parecer ilógico pero como se ha dicho el factor predominante es la temperatura y no la humedad al tratarse de procesos que no sigue una evolución adiabática.

4. Cálculo de suma de cuadrados de la iteración triple

El último paso será calcular la suma de cuadrados de la iteración triple que se asociará al error. Este valor es muy importante porque permitirá validar la variabilidad debida al resto de factores o descartarla por ser superior al error experimental. Se presenta un resumen en la tabla VIII.2.13.

Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
	Caudal1 3.5m3/min					
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	27.84	87.53	169.31	225.45	373.26	403.29
He 2 0.0150 g/kgas	15.08	54.42	106.63	209.90	338.30	393.63
He 3 0.0195 g/kgas	6.93	34.08	100.24	156.98	297.67	359.10
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
	Caudal3 5m3/min					
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	52.10	79.28	130.99	209.82	312.41	478.08
He 2 0.0150 g/kgas	20.06	58.17	99.04	161.87	271.52	416.53
He 3 0.0195 g/kgas	15.48	35.59	67.39	154.48	241.55	392.52
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
	Caudal3 7.5m3/min					
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	33.59	72.64	106.79	165.89	259.67	340.18
He 2 0.0150 g/kgas	17.25	42.46	96.41	154.63	213.77	270.90
He 3 0.0195 g/kgas	4.73	20.76	71.22	127.08	139.62	206.90
Suma de cuadrados iteración SSAxBxC (kJ/kg) ²	6.12					

Tabla VIII.2.13 Suma de cuadrados de la iteración triple asociada al error.

Se observa como esta iteración triple asociada al error es pequeña y permite validar la variabilidad asociada a cada uno de los tres factores por separados y a la pequeña iteración entre el caudal y la temperatura. Por su parte también permite descartar una iteración entre los factores temperatura y humedad así como caudal y humedad.

Característica 2: Calor específico latente ganado por el aire:

1. Cálculo del valor medio de la característica para cada nivel.

Se representa a continuación el valor medio del calor específico latente ganado por el aire para cada nivel. Esto permitirá sacar conclusiones cuantificando esta característica y reafirmando las conclusiones cualitativas anteriormente sacadas. Puede verse la tabla resumen a continuación (tabla VIII.2.14).

Calor latente específico ganado por el aire		
Factor Caudal		
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	3.5	9.00
Nivel 2	5	6.42
Nivel 3	7.5	8.93
Factor Humedad específica		
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	11.5	9.94
Nivel 2	15	8.82
Nivel 3	19.5	5.59
Factor Temperatura		
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	25	0.36
Nivel 2	30	3.73
Nivel 3	35	5.74
Nivel 4	40	6.54
Nivel 5	45	13.29
Nivel 6	50	19.05

Tabla VIII.2.14 Valor medio por niveles del calor latente específico

- Se comprueba que a mayor caudal se transfiere menos porque aunque aumenta el coeficiente de película másico, el flujo másico lo hace en un orden superior. Además en los procesos del nivel dos se produce cortina de agua por lo que la característica disminuye más.
- A mayor nivel de humedad, disminuye el calor específico intercambiado porque el aire tiene menos capacidad de absorción de agua.
- A mayor temperatura, mayor intercambio debido a que se tiene más capacidad para absorber humedad y el gradiente de concentraciones también es mayor.

2. Cálculo de la suma de cuadrados de cada factor por separado.

Se presenta a continuación el resultado de la suma de cuadrados de los resultados para cada factor individual (tabla VIII.2.15). Esta suma de cuadrados representa la variabilidad de la característica con respecto a cada uno de los factores por separado. Para más información sobre el cálculo de suma de cuadrados y el método ANOVA en general consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Calor latente específico ganado por el aire				
Factor Caudal				
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Suma de las observaciones A _i (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	3.5	162.01	18	77.39
Nivel 2	5	115.65	18	
Nivel 3	7.5	160.68	18	
Factor Humedad específica				
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Suma de las observaciones A _i (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	11.5	178.89	18	183.08
Nivel 2	15	158.74	18	
Nivel 3	19.5	100.71	18	
Factor Temperatura				
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	25	3.27	9	2102.92
Nivel 2	30	33.61	9	
Nivel 3	35	51.62	9	
Nivel 4	40	58.84	9	
Nivel 5	45	119.57	9	
Nivel 6	50	171.42	9	
Suma de todas las medidas T (kJ/kg)		Número total de observaciones N		
438.33		54		

Tabla VIII.2.15 Suma de cuadrados para cada factor

Puede apreciarse como la suma de cuadrados del factor temperatura es mucho mayor que para cualquier otro factor. Aunque la variabilidad con la humedad aumenta con respecto al intercambio sensible, esta sigue siendo diez veces menor que la de la temperatura. El hecho de que el intercambio de humedad no dependa mucho de la propia humedad parece paradójico. Sin embargo se debe a que los procesos, no llegando a saturación en su mayoría, siguen evoluciones de cortina de agua. El factor caudal concede poca variabilidad debido a que el orden de aumento de los coeficientes de película es parecido al del aumento del caudal, anulándose en el intercambio específico.

3. Cálculo de suma de cuadrados en iteraciones dobles.

En este apartado se va a calcular la suma de cuadrados para ver la variabilidad que se produce debido a las iteraciones de factores (tablas VIII.2.16 a VIII.2.18). Para más información sobre el cálculo y el método consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Calor latente específico ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kJ/kg) ²	Suma de cuadrados iteración doble SS _{AxB} (kJ/kg) ²
1-Caudal	3	18	77.39	
2-HE	3	18	183.08	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
C1 H1	59.61	6	438.33	56.51
C1 H2	68.07	6		
C1 H3	34.33	6		
C2 H1	57.53	6	Número total N	
C2 H2	37.99	6		
C2 H3	20.13	6		
C3 H1	61.75	6	54	
C3 H2	52.68	6		
C3 H3	46.25	6		

Tabla VIII.2.16 Suma de cuadrados de la iteración caudal-humedad específica.

Se observa a la vista de los resultados que la suma de cuadrados de la iteración doble es considerable pues es del orden del factor caudal por separado. Podríamos por tanto a falta de conocer el error decir que en este caso existe una iteración entre el factor caudal y humedad en el intercambio de energía latente. Ya se ha dicho que en esta característica tiene un peso algo mayor la variabilidad debida a la humedad.

Calor latente específico ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi $(kJ/kg)^2$	Suma de cuadrados
1-Caudal	3	18	77.39	iteración doble SSAxB $(kJ/kg)^2$
2-Temp	6	6	2102.92	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado NxAxBi	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
C1 T1	-5.73	3	438.33	246.96
C1 T2	9.91	3		
C1 T3	16.84	3		
C1 T4	17.60	3		
C1 T5	52.18	3		
C1T6	71.21	3		
C2 T1	3.93	3	Número total N	
C2 T2	7.56	3		
C2 T3	17.69	3		
C2 T4	20.31	3		
C2 T5	27.13	3		
C2T6	39.02	3		
C3 T1	5.08	3	54	
C3T2	16.14	3		
C3 T3	17.09	3		
C3 T4	20.93	3		
C3 T5	40.26	3		
C3T6	61.19	3		

Tabla VIII.2.17 Suma de cuadrados de la iteración caudal-temperatura.

Analizando la iteración entre la humedad y el caudal y la temperatura vemos que tiene un valor mayor que la iteración caudal humedad específica. También puede verse como es del orden de magnitud de la variabilidad debida a la humedad por separado. Por ello a instancias de conocer el error puede decirse que existe una iteración entre la temperatura y el caudal, aunque su variabilidad no es tan grande como la del factor temperatura por separado.

Calor latente específico ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kJ/kg) ²	Suma de cuadrados
1-He	3	18	183.077274	iteración doble
2-Temp	6	6	2102.92374	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	SSAxB (kJ/kg) ²
H1 T1	8.87	3	438.33	88.10
H1 T2	15.39	3		
H1 T3	23.90	3		
H1 T4	25.41	3		
H1 T5	47.96	3		
H1T6	57.35	3		
H2 T1	4.49	3	Número total N	
H2 T2	12.91	3		
H2 T3	24.06	3		
H2 T4	24.97	3		
H2 T5	35.84	3		
H2 T6	56.47	3		
H3 T1	-10.09	3	54	
H3T2	5.30	3		
H3 T3	3.66	3		
H3 T4	8.46	3		
H3 T5	35.77	3		
H3T6	57.60	3		

Tabla VIII.2.18 Suma de cuadrados de la iteración humedad específica-temperatura.

En último lugar se analiza la iteración temperatura y humedad específica. Se puede decir a vista de los resultados que la iteración puede tenerse en consideración pero que la variabilidad introducida por la misma es menor que la de los factores por separado.

4. Cálculo de suma de cuadrados de la iteración triple

El último paso será calcular la suma de cuadrados de la iteración triple que se asociará al error. Este valor es muy importante porque permitirá validar la variabilidad debida al resto de factores o descartarla por ser superior al error experimental. Se presenta un resumen en la tabla VIII.2.19.

Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
	Caudal1 3.5m3/min					
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	13.87	14.04	42.25	56.82	323.57	404.41
He 2 0.0150 g/kgas	5.94	34.18	110.63	112.53	340.85	628.76
He 3 0.0195 g/kgas	49.27	0.10	0.03	0.29	247.46	677.20
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
	Caudal3 5m3/min					
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	4.70	25.11	95.06	105.45	147.99	330.04
He 2 0.0150 g/kgas	6.97	9.84	49.90	34.43	53.14	143.64
He 3 0.0195 g/kgas	0.77	0.34	0.77	17.43	58.89	78.68
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
	Caudal3 7.5m3/min					
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	8.87	44.04	58.54	57.85	317.12	363.73
He 2 0.0150 g/kgas	18.39	15.42	41.96	72.08	101.79	376.75
He 3 0.0195 g/kgas	4.79	31.08	8.74	23.33	152.97	515.52
Suma de cuadrados iteración SSAxBxC (kJ/kg) ²	125.33					

Tabla VIII.2.19 Suma de cuadrados de la iteración triple asociada al error.

A la vista de la variabilidad asociada a la iteración triple o error experimental, no pueden validarse ni el factor caudal de manera individual ni la iteración de este con la humedad. Tampoco puede validarse la iteración entre temperatura y humedad. Todo ello por ser el valor del error superior al de estos elementos. Un error experimental tan grande puede deberse a la falta de homogeneidad en la naturaleza de los procesos que no da una buena linealidad de la característica medida.

Característica 3: Calor específico total ganado por el aire:

1. Cálculo del valor medio de la característica para cada nivel.

Se representa a continuación el valor medio del calor específico total ganado por el aire para cada nivel. Esto permitirá sacar conclusiones cuantificando esta característica y reafirmando las conclusiones cualitativas anteriormente sacadas. Puede verse la tabla resumen a continuación (tabla VIII.2.20).

Calor específico ganado por el aire		
Factor Caudal		
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	3.5	-3.420886111
Nivel 2	5	-5.750388889
Nivel 3	7.5	-1.558740986
Factor Humedad específica		
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	11.5	-3.15870577
Nivel 2	15	-2.846666667
Nivel 3	19.5	-4.724643549
Factor Temperatura		
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kJ/kg)
Nivel 1	25	-4.030392654
Nivel 2	30	-3.450555556
Nivel 3	35	-4.436745403
Nivel 4	40	-6.601666667
Nivel 5	45	-3.070854098
Nivel 6	50	0.130182405

Tabla VIII.2.20 Valor medio por niveles del calor específico total.

- Se observa que este valor no es nulo pero que tiene un comportamiento aparentemente aleatorio pues no sigue una tendencia clara para ninguno de los tres factores.
- Una observación es que el calor específico ganado por el aire es siempre negativo excepto para el nivel de temperatura alta dónde se puede considerar nulo. Esto se debe a que existen muchos procesos cercanos a cortina de agua dónde el aire pierde entalpía a costa de entregársela al agua del proceso.

2. Cálculo de la suma de cuadrados de cada factor por separado.

Se presenta a continuación el resultado de la suma de cuadrados de los resultados para cada factor individual (tabla VIII.2.21). Esta suma de cuadrados representa la variabilidad de la característica con respecto a cada uno de los factores por separado. Para más información sobre el cálculo de suma de cuadrados y el método ANOVA en general consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Calor específico total ganado por el aire				
Factor Caudal				
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Suma de las observaciones A _i (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	3.5	-61.58	18	158.78
Nivel 2	5	-103.51	18	
Nivel 3	7.5	-28.06	18	
Factor Humedad específica				
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Suma de las observaciones A _i (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	11.5	-56.86	18	36.46
Nivel 2	15	-51.24	18	
Nivel 3	19.5	-85.04	18	
Factor Temperatura				
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kJ/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kJ/kg) ²
Nivel 1	25	-36.27	9	216.98
Nivel 2	30	-31.06	9	
Nivel 3	35	-39.93	9	
Nivel 4	40	-59.42	9	
Nivel 5	45	-27.64	9	
Nivel 6	50	1.17	9	
Suma de todas las medidas T (kJ/kg)		Número total de observaciones N		
-193.14		54		

Tabla VIII.2.21 Suma de cuadrados para cada factor

Puede apreciarse como la mayor variabilidad a la entalpía total ganada sigue dándola el factor temperatura. Sin embargo esta variabilidad no es tan grande y se acerca mucho a la variabilidad que otorga el factor caudal. El factor humedad sigue sin tener peso.

3. Cálculo de suma de cuadrados en iteraciones dobles.

En este apartado se va a calcular la suma de cuadrados para ver la variabilidad que se produce debido a las iteraciones de factores (tablas VIII.2.22 a VIII.2.24). Para más información sobre el cálculo y el método consultar el Anexo 2 *Estudio de experimentos*.

Calor específico total ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi $(kJ/kg)^2$	Suma de cuadrados iteración doble
1-Caudal	3	18	158.78	65.32
2-HE	3	18	36.46	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	SS _{AxB} $(kJ/kg)^2$
C1 H1	-22.45	6	-193.14	65.32
C1 H2	-6.24	6		
C1 H3	-32.89	6		
C2 H1	-24.06	6	Número total N	
C2 H2	-33.68	6		
C2 H3	-45.76	6		
C3 H1	-10.34	6	54	
C3 H2	-11.32	6		
C3 H3	-6.40	6		

Tabla VIII.2.22 Suma de cuadrados de la iteración caudal-humedad específica.

Se observa a la vista de los resultados que la suma de cuadrados de la iteración doble es considerable pues es del orden del factor caudal por separado. Es además casi el doble que la variabilidad producida por el factor humedad específica.

Calor específico total ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kJ/kg) ²	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (kJ/kg) ²
1-Caudal	3	18	158.78	266.59
2-Temp	6	6	216.98	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado NAxBi	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
C1 T1	-17.52	3	-193.14	266.59
C1 T2	-12.66	3		
C1 T3	-16.51	3		
C1 T4	-24.43	3		
C1 T5	-2.79	3		
C1T6	12.34	3		
C2 T1	-11.70	3	Número total N	
C2 T2	-14.94	3		
C2 T3	-11.91	3		
C2 T4	-19.33	3		
C2 T5	-22.57	3		
C2T6	-23.06	3		
C3 T1	-7.05	3	54	
C3T2	-3.46	3		
C3 T3	-11.51	3		
C3 T4	-15.66	3		
C3 T5	-2.29	3		
C3T6	11.90	3		

Tabla VIII.2.23 Suma de cuadrados de la iteración caudal-temperatura.

Analizando la iteración entre el caudal y la temperatura vemos que tiene un valor mayor que la iteración caudal humedad específica. Además también tiene un valor superior a cualquiera de los dos factores por separado, considerándose de mucha importancia a espera de conocer el error experimental.

Calor específico total ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi $(kJ/kg)^2$	Suma de cuadrados iteración doble $SS_{AxB} (kJ/kg)^2$
1-He	3	18	36.46	
2-Temp	6	6	216.98	
Iteración	Suma AxBi (kJ/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
H1 T1	-9.42	3	-193.14	93.27
H1 T2	-11.39	3		
H1 T3	-10.89	3		
H1 T4	-16.97	3		
H1 T5	-5.15	3		
H1T6	-3.04	3		
H2 T1	-8.02	3	Número total N	
H2 T2	-8.61	3		
H2 T3	-6.04	3		
H2 T4	-14.68	3		
H2 T5	-13.65	3		
H2 T6	-0.24	3		
H3 T1	-18.83	3	54	
H3T2	-11.06	3		
H3 T3	-23.00	3		
H3 T4	-27.77	3		
H3 T5	-8.84	3		
H3T6	4.45	3		

Tabla VIII.2.24 Suma de cuadrados de la iteración humedad específica-temperatura.

En último lugar se analiza la iteración temperatura y humedad específica. La suma de cuadrados de la iteración es superior a la del factor humedad específica pero no superior a la del factor temperatura. Su valor es lo suficientemente importante como para considerar una iteración en los factores temperatura y humedad específica.

4. Cálculo de suma de cuadrados de la iteración triple

El último paso será calcular la suma de cuadrados de la iteración triple que se asociará al error. Este valor es muy importante porque permitirá validar la variabilidad debida al resto de factores o descartarla por ser superior al error experimental. Se presenta un resumen en la tabla VIII.2.25.

Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	2.41	31.46	42.41	55.91	1.77	0.00
He 2 0.0150 g/kgas	39.96	2.34	0.04	15.05	0.00	27.41
He 3 0.0195 g/kgas	93.14	30.49	103.90	170.85	2.32	50.03
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
Caudal3 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	25.51	15.16	2.87	17.77	30.36	13.68
He 2 0.0150 g/kgas	3.38	20.16	8.34	46.99	84.42	70.96
He 3 0.0195 g/kgas	23.18	42.94	53.71	68.13	61.91	119.73
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	7.94	3.56	7.20	27.82	2.87	0.39
He 2 0.0150 g/kgas	0.02	6.70	11.16	15.56	20.54	8.71
He 3 0.0195 g/kgas	19.04	1.04	30.05	41.51	0.30	69.24
Suma de cuadrados iteración SSAxBxC (kJ/kg) ²	124.14					

Tabla VIII.2.25 Suma de cuadrados de la iteración triple asociada al error.

A la vista de la suma de cuadrados asociada a la iteración triple o error experimental, no pueden validarse ni la variabilidad del factor humedad específica de manera individual ni ninguna de las dos iteraciones de este. Se observa como este error experimental es muy parecido al que se obtiene para el calor latente específico y es mucho mayor al sensible. Esto como se dijo en su momento puede deberse a la existencia de distinta naturaleza en los procesos, junto a la supremacía de los procesos no adiabáticos que hace que no sea lineal el proceso de intercambio latente y por ende varias de las hipótesis tomadas en este modelo son erróneas.

Característica 4: Humedad específica ganada por el aire:

1. Cálculo del valor medio de la característica para cada nivel.

Se representa a continuación el valor medio de la humedad específica ganada por el aire para cada nivel. Esto permitirá sacar conclusiones cuantificando esta característica y reafirmando las conclusiones cualitativas anteriormente sacadas. Puede verse la tabla resumen a continuación (tabla VIII.2.26).

Humedad específica ganado por el aire		
Factor Caudal		
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Valor medio de la característica (g/kg)
Nivel 1	3.5	3.99
Nivel 2	5	2.84
Nivel 3	7.5	3.89
Factor Humedad específica		
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Valor medio de la característica (g/kg)
Nivel 1	11.5	4.34
Nivel 2	15	3.91
Nivel 3	19.5	2.48
Factor Temperatura		
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (g/kg)
Nivel 1	25	0.17
Nivel 2	30	1.64
Nivel 3	35	2.40
Nivel 4	40	2.91
Nivel 5	45	5.90
Nivel 6	50	8.43

Tabla VIII.2.26 Valor medio por niveles de la humedad específica ganada.

- Se tiene en función del factor caudal una dependencia incierta que se supone decreciente con el aumento de cauda. Es casi igual el valor para los niveles altos y bajos de caudal siendo menor para caudal medio debido a la supremacía de los procesos de cortina. Es equivalente este estudio al del calor latente específico
- En cuanto a la humedad específica de entrada se comprueba como disminuye con el aumento de esta. Esto se debe al igual que el calor latente debido a la menor capacidad para absorber humedad y el menor gradiente de la misma.
- Terminando con la temperatura, aumenta mucho con el aumento de esta. Las razones son las mismas que con la disminución de humedad.

2. Cálculo de la suma de cuadrados de cada factor por separado.

Se presenta a continuación el resultado de la suma de cuadrados de los resultados para cada factor individual (tabla VIII.2.27). Esta suma de cuadrados representa la variabilidad de la característica con respecto a cada uno de los factores por separado. Para más información sobre el cálculo de suma de cuadrados y el método ANOVA en general consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Humedad específica ganada por el aire				
Factor Caudal				
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Suma de las observaciones A _i (g/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (g/kg) ²
Nivel 1	3.5	71.9	18	14.55
Nivel 2	5	51.2	18	
Nivel 3	7.5	70	18	
Factor Humedad específica				
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Suma de las obserbaciones A _i (g/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (g/kg) ²
Nivel 1	11.5	78.1	18	34.21
Nivel 2	15	70.4	18	
Nivel 3	19.5	44.6	18	
Factor Temperatura				
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (g/kg)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (g/kg) ²
Nivel 1	25	1.5	9	415.57
Nivel 2	30	14.8	9	
Nivel 3	35	21.6	9	
Nivel 4	40	26.2	9	
Nivel 5	45	53.1	9	
Nivel 6	50	75.9	9	
Suma de todas las medidas T (g/kg)		Número total de observaciones N		
193.1		54		

Tabla VIII.2.27 Suma de cuadrados para cada factor

Puede apreciarse como la mayor variabilidad se debe a la temperatura como se ha visto en todos los casos anteriores. Los factores caudal y humedad no tienen una suma de cuadrados comparable a la del factor temperatura por lo que su variabilidad en comparación a este se puede considerar despreciable.

3. Cálculo de suma de cuadrados en iteraciones dobles.

En este apartado se va a calcular la suma de cuadrados para ver la variabilidad que se produce debido a las iteraciones de factores (tablas VIII.2.28 a VIII.2.30). Para más información sobre el cálculo y el método consultar el Anexo 2 *Estudio de experimentos*.

Humedad específica ganada por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	$S_{si} (g/kg)^2$	Suma de cuadrados
1-Caudal	3	18	14.55	iteración doble
2-HE	3	18	34.21	
Iteración	Suma AxBi (g/kg)	Número de valores combinado NxBi	Suma de todas las medidas T (g/kg)	$SS_{AxB} (g/kg)^2$
C1 H1	26.5	6	193.1	11.74
C1 H2	30.2	6		
C1 H3	15.2	6		
C2 H1	25.5	6	Número total N	
C2 H2	16.8	6		
C2 H3	8.9	6		
C3 H1	26.1	6	54	
C3 H2	23.4	6		
C3 H3	20.5	6		

Tabla VIII.2.28 Suma de cuadrados de la iteración caudal-humedad específica.

Se observa a la vista de los resultados que la suma de cuadrados de la iteración doble es menor incluso que el factor caudal individual. Por ello esta iteración se puede considerar despreciable en comparación al factor predominante que es la temperatura, no así a frente a los dos factores individuales que involucra.

Humedad específica ganada por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (g/kg) ²	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (g/kg) ²
1-Caudal	3	18	14.55	
2-Temp	6	6	415.57	
Iteración	Suma AxBi (g/kg)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kJ/kg)	
C1 T1	-2.5	3	193.1	50.20
C1 T2	4.4	3		
C1 T3	7.5	3		
C1 T4	7.8	3		
C1 T5	23.2	3		
C1T6	31.5	3		
C2 T1	1.8	3	Número total N	
C2 T2	3.3	3		
C2 T3	7.8	3		
C2 T4	9.1	3		
C2 T5	12	3		
C2T6	17.2	3		
C3 T1	2.2	3	54	
C3T2	7.1	3		
C3 T3	6.3	3		
C3 T4	9.3	3		
C3 T5	17.9	3		
C3T6	27.2	3		

Tabla VIII.2.29 Suma de cuadrados de la iteración caudal-temperatura.

La suma de cuadrados iteración es algo mayor que la iteración es algo mayor que la anterior. Sin embargo sigue siendo mucho menor que la suma de cuadrados del factor temperatura de manera individual. Por ello y a pesar de que la iteración aporta más variabilidad que el factor caudal por separado, no presenta una variabilidad comparada a la que presenta con la temperatura.

Humedad específica ganada por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	$S_{si} (g/kg)^2$	Suma de cuadrados iteración doble $SS_{AxB} (g/kg)^2$
1-He	3	18	34.21	
2-Temp	6	6	415.57	
Iteración	Suma $A \times B_i$ (g/kg)	Número de valores combinado N_{AxBi}	Suma de todas las medidas T (g/kg)	
H1 T1	4	3	193.1	17.34
H1 T2	6.8	3		
H1 T3	9.3	3		
H1 T4	11.3	3		
H1 T5	21.3	3		
H1 T6	25.4	3		
H2 T1	2	3	Número total N	
H2 T2	5.7	3		
H2 T3	10.7	3		
H2 T4	11.1	3		
H2 T5	15.9	3		
H2 T6	25	3		
H3 T1	-4.5	3	54	
H3 T2	2.3	3		
H3 T3	1.6	3		
H3 T4	3.8	3		
H3 T5	15.9	3		
H3 T6	25.5	3		

Tabla VIII.2.30 Suma de cuadrados de la iteración humedad específica-temperatura.

En último lugar se analiza la iteración temperatura y humedad específica. La suma de cuadrados de la iteración es del orden de la suma de la iteración caudal-humedad específica. Por este motivo sigue siendo muy inferior a la suma del factor predominante que es la temperatura, no considerando la iteración doble entre temperatura y humedad.

4. Cálculo de suma de cuadrados de la iteración triple

El último paso será calcular la suma de cuadrados de la iteración triple que se asociará al error. Este valor es muy importante porque permitirá validar la variabilidad debida al resto de factores o descartarla por ser superior al error experimental. Se presenta un resumen en la tabla VIII.2.31.

Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
Caudal1 3.5m ³ /min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	2.89	2.89	8.41	10.89	64	79.21
He 2 0.0150 g/kgas	1.21	6.76	22.09	22.09	67.24	123.21
He 3 0.0195 g/kgas	9.61	0.01	0.01	0.04	49	132.25
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
Caudal3 5m ³ /min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	1	4.84	18.49	21.16	29.16	64
He 2 0.0150 g/kgas	1.44	1.96	9.61	6.76	10.24	28.09
He 3 0.0195 g/kgas	0.16	0.09	0.16	3.61	11.56	15.21
Calor sensible específico ganado por el agua (kJ/kg) ²						
Caudal3 7.5m ³ /min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	1.69	8.41	4.41	11.56	62.41	72.25
He 2 0.0150 g/kgas	3.61	2.89	8.41	14.44	20.25	73.96
He 3 0.0195 g/kgas	1	6.25	1.69	4.41	30.25	102.01
Suma de cuadrados iteración SSAxBxC (g/kg) ²	25.13					

Tabla VIII.2.31 Suma de cuadrados de la iteración triple asociada al error.

Estudiando la suma de cuadrados asociada al error experimental (iteración triple), tanto la variación por el factor caudal queda anulado. Asimismo también esta muy cercana al error la suma de cuadrados del factor humedad por lo que tampoco se considerará en el estudio al igual que todas las iteraciones dobles. El factor predominante en la variabilidad del proceso por tanto es la temperatura. Como mucho se podría considerar la iteración temperatura caudal pero la suma de cuadrados de esta es muy inferior.

Característica 5: Flujo de calor sensible ganado por el aire:

1. Cálculo del valor medio de la característica para cada nivel.

Se representa a continuación el valor medio del flujo de calor sensible ganado por el aire para cada nivel. Esto permitirá sacar conclusiones cuantificando esta característica y reafirmando las conclusiones cualitativas anteriormente sacadas. Puede verse la tabla resumen a continuación (tabla VIII.2.32).

Flujo de calor sensible ganado por el aire		
Factor Caudal		
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Valor medio de la característica (W)
Nivel 1	3.5	-761.92
Nivel 2	5	-1064.84
Nivel 3	7.5	-1371.02
Factor Humedad específica		
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Valor medio de la característica (W)
Nivel 1	11.5	-1202.70
Nivel 2	15	-1066.89
Nivel 3	19.5	-928.19
Factor Temperatura		
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (W)
Nivel 1	25	-424.80
Nivel 2	30	-675.30
Nivel 3	35	-944.08
Nivel 4	40	-1205.01
Nivel 5	45	-1459.94
Nivel 6	50	-1686.43

Tabla VIII.2.32 Valor medio por niveles del flujo de calor sensible.

- Se comprueba que en este caso el valor del flujo si aumenta con el caudal debido al aumento de los coeficientes de película.
- En cuanto a la humedad específica disminuye con el aumento de esta a causa del menor gradiente producido así como de la capacidad para absorber vapor del aire.
- Terminando con la temperatura, aumenta mucho con el aumento de esta. Esto se debe tanto al aumento de la capacidad de absorber humedad como a su gradiente. Además de la mayor diferencia de temperaturas con el agua.

2. Cálculo de la suma de cuadrados de cada factor por separado.

Se presenta a continuación el resultado de la suma de cuadrados de los resultados para cada factor individual (tabla VIII.2.33). Esta suma de cuadrados representa la variabilidad de la característica con respecto a cada uno de los factores por separado. Para más información sobre el cálculo de suma de cuadrados y el método ANOVA en general consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Flujo de calor sensible ganado por el aire				
Factor Caudal				
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Suma de las observaciones Ai (kW)	Número de observaciones Nai	Suma SSA (kW) ²
Nivel 1	3.5	-13.71	18	3.34
Nivel 2	5	-19.17	18	
Nivel 3	7.5	-24.68	18	
Factor Humedad específica				
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Suma de las observaciones Ai (kW)	Número de observaciones Nai	Suma SSA (kW) ²
Nivel 1	11.5	-21.65	18	0.68
Nivel 2	15	-19.20	18	
Nivel 3	19.5	-16.71	18	
Factor Temperatura				
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kW)	Número de observaciones Nai	Suma SSA (kW) ²
Nivel 1	25	-3.82	9	10.24
Nivel 2	30	-6.08	9	
Nivel 3	35	-8.50	9	
Nivel 4	40	-10.85	9	
Nivel 5	45	-13.14	9	
Nivel 6	50	-15.18	9	
Suma de todas las medidas T (kW)		Número total de observaciones N		
-57.56		54		

Tabla VIII.2.33 Suma de cuadrados para cada factor

Puede apreciarse como la mayor variabilidad se debe a la temperatura como se ha visto en todos los casos anteriores. El factor caudal también es significativo pero con una suma de cuadrados 3 veces menor. Por su parte el factor humedad queda totalmente descartado en la variabilidad del flujo de calor sensible.

3. Cálculo de suma de cuadrados en iteraciones dobles.

En este apartado se va a calcular la suma de cuadrados para ver la variabilidad que se produce debido a las iteraciones de factores (tablas VIII.2.34 a VIII.2.36). Para más información sobre el cálculo y el método consultar el Anexo 2 *Estudio de experimentos*.

Flujo de calor sensible ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kW) ²	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (kW) ²
1-Caudal	3	18	3.34	
2-HE	3	18	0.68	
Iteración	Suma AxBi (kW)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kW)	
C1 H1	-5.05	6	-57.56	0.13
C1 H2	-4.56	6		
C1 H3	-4.11	6		
C2 H1	-7.16	6	Número total N	
C2 H2	-6.27	6		
C2 H3	-5.74	6		
C3 H1	-9.44	6	54	
C3 H2	-8.38	6		
C3 H3	-6.86	6		

Tabla VIII.2.34 Suma de cuadrados de la iteración caudal-humedad específica.

Se observa a la vista de los resultados que la suma de cuadrados de la iteración doble es muy pequeña. Menor incluso que la del factor humedad por separado. Por ello se puede deducir que no existe una iteración real a considerar entre estos factores.

Flujo de calor sensible ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kW) ²	Suma de cuadrados iteración doble SS _{AxB} (kW) ²
1-Caudal	3	18	3.34	
2-Temp	6	6	10.24	
Iteración	Suma AxBi (kW)	Número de valores combinado N _{AxBi}	Suma de todas las medidas T (kW)	
C1 T1	-0.75	3	-57.56	0.47
C1 T2	-1.42	3		
C1 T3	-2.07	3		
C1 T4	-2.59	3		
C1 T5	-3.33	3		
C1T6	-3.56	3		
C2 T1	-1.42	3	Número total N	
C2 T2	-2.02	3		
C2 T3	-2.63	3		
C2 T4	-3.48	3		
C2 T5	-4.31	3		
C2T6	-5.32	3		
C3 T1	-1.65	3	54	
C3T2	-2.64	3		
C3 T3	-3.79	3		
C3 T4	-4.78	3		
C3 T5	-5.51	3		
C3T6	-6.31	3		

Tabla VIII.2.35 Suma de cuadrados de la iteración caudal-temperatura.

La suma de cuadrados iteración es algo mayor que la iteración es algo mayor que la anterior. No obstante sigue teniendo un valor bajísimo en comparación con los factores de forma individual. Por esta razón tampoco se considerará una iteración entre estos dos factores.

Flujo de calor sensible ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	$S_{si} (kW)^2$	Suma de
1-He	3	18	0.68	cuadrados iteración doble
2-Temp	6	6	10.24	
Iteración	Suma $A_{x}B_i$ (kW)	Número de valores combinado N_{AxB_i}	Suma de todas las medidas T (kW)	$SS_{AxB} (kW)^2$
H1 T1	-1.78	3	-57.56	0.03
H1 T2	-2.54	3		
H1 T3	-3.20	3		
H1 T4	-3.89	3		
H1 T5	-4.79	3		
H1T6	-5.45	3		
H2 T1	-1.22	3	Número total N	
H2 T2	-2.02	3		
H2 T3	-2.83	3		
H2 T4	-3.63	3		
H2 T5	-4.43	3		
H2 T6	-5.07	3		
H3 T1	-0.82	3	54	
H3T2	-1.51	3		
H3 T3	-2.47	3		
H3 T4	-3.33	3		
H3 T5	-3.92	3		
H3T6	-4.66	3		

Tabla VIII.2.36 Suma de cuadrados de la iteración humedad específica-temperatura.

Esta iteración sorprendentemente da el menor resultado de suma de cuadrados. Concluyendo que no existe iteración entre la temperatura y la humedad específica en la determinación de la característica flujo de calor sensible intercambiado. El motivo es que predominan los procesos de cortina de agua, dónde la mayor parte del intercambio se realiza de forma sensible y por ello la temperatura predomina frente a la humedad.

4. Cálculo de suma de cuadrados de la iteración triple

El último paso será calcular la suma de cuadrados de la iteración triple que se asociará al error. Este valor es muy importante porque permitirá validar la variabilidad debida al resto de factores o descartarla por ser superior al error experimental. Se presenta un resumen en la tabla VIII.2.37.

Calor sensible específico ganado por el agua (kW) ²						
Caudal1 3.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.11	0.35	0.65	0.86	1.36	1.49
He 2 0.0150 g/kgas	0.06	0.21	0.41	0.80	1.25	1.44
He 3 0.0195 g/kgas	0.03	0.13	0.39	0.59	1.09	1.29
Calor sensible específico ganado por el agua (kW) ²						
Caudal3 5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.43	0.64	1.04	1.62	2.36	3.51
He 2 0.0150 g/kgas	0.17	0.47	0.78	1.24	2.04	3.06
He 3 0.0195 g/kgas	0.13	0.29	0.53	1.18	1.80	2.86
Calor sensible específico ganado por el agua (kW) ²						
Caudal3 7.5m3/min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.63	1.32	1.88	2.84	4.35	5.55
He 2 0.0150 g/kgas	0.32	0.77	1.70	2.64	3.56	4.50
He 3 0.0195 g/kgas	0.09	0.37	1.25	2.17	2.36	3.35
Suma de cuadrados iteración SSAxBxC (kW) ²	0.06					

Tabla VIII.2.37 Suma de cuadrados de la iteración triple asociada al error.

Estudiando la suma de cuadrados de la iteración triple vemos como el error es muy pequeño. Esta propiedad tiene un comportamiento lineal bien definido como se ha visto anteriormente. Por ello todas las hipótesis del modelo son correctas y el error al realizar de manera aleatoria los experimentos y realizar un plan de experimentos muy grande es muy pequeño. Este error permite validar las conclusiones de variabilidad expuestas con anterioridad.

Característica 6: Flujo de calor latente ganado por el aire:

1. Cálculo del valor medio de la característica para cada nivel.

Se representa a continuación el valor medio del flujo de calor latente ganado por el aire para cada nivel. Esto permitirá sacar conclusiones cuantificando esta característica y reafirmando las conclusiones cualitativas anteriormente sacadas. Puede verse la tabla resumen a continuación (tabla VIII.2.38).

Flujo de calor sensible ganado por el aire		
Factor Caudal		
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Valor medio de la característica (W)
Nivel 1	3.5	-761.92
Nivel 2	5	-1064.84
Nivel 3	7.5	-1371.02
Factor Humedad específica		
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Valor medio de la característica (W)
Nivel 1	11.5	-1202.70
Nivel 2	15	-1066.89
Nivel 3	19.5	-928.19
Factor Temperatura		
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (W)
Nivel 1	25	-424.80
Nivel 2	30	-675.30
Nivel 3	35	-944.08
Nivel 4	40	-1205.01
Nivel 5	45	-1459.94
Nivel 6	50	-1686.43

Tabla VIII.2.38 Valor medio por niveles del flujo de calor latente.

- Se comprueba que en este caso el valor del flujo sí aumenta con el caudal debido al aumento de los coeficientes de película. Esto ocurre incluso para el caudal medio donde se producen mayoritariamente procesos de cortina, no aumentando en exceso la humedad.
- En cuanto a la humedad específica disminuye con el aumento de esta a causa del menor gradiente producido así como de la capacidad para absorber vapor del aire.
- Terminando con la temperatura, aumenta mucho con el aumento de esta. Esto se debe tanto al aumento de la capacidad de absorber humedad como a su gradiente. Además de la mayor diferencia de temperaturas con el agua.

2. Cálculo de la suma de cuadrados de cada factor por separado.

Se presenta a continuación el resultado de la suma de cuadrados de los resultados para cada factor individual (tabla VIII.2.39). Esta suma de cuadrados representa la variabilidad de la característica con respecto a cada uno de los factores por separado. Para más información sobre el cálculo de suma de cuadrados y el método ANOVA en general consultar el *Anexo 2 Estudio de experimentos*.

Flujo de calor latente ganado por el aire				
Factor Caudal				
Nivel	Valor del nivel (m ³ /min)	Suma de las observaciones A _i (kW)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kW) ²
Nivel 1	3.5	9.85	18	4.43
Nivel 2	5	10.09	18	
Nivel 3	7.5	20.90	18	
Factor Humedad específica				
Nivel	Valor del nivel (g/kg)	Suma de las observaciones A _i (kW)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kW) ²
Nivel 1	11.5	16.74	18	1.41
Nivel 2	15	14.36	18	
Nivel 3	19.5	9.74	18	
Factor Temperatura				
Nivel	Valor del nivel (°C)	Valor medio de la característica (kW)	Número de observaciones N _{ai}	Suma SSA (kW) ²
Nivel 1	25	0.69	9	16.00
Nivel 2	30	3.47	9	
Nivel 3	35	4.88	9	
Nivel 4	40	5.60	9	
Nivel 5	45	10.72	9	
Nivel 6	50	15.47	9	
Suma de todas las medidas T (kW)		Número total de observaciones N		
40.84		54		

Tabla VIII.2.39 Suma de cuadrados para cada factor

Puede apreciarse como la mayor variabilidad se debe a la temperatura como se ha visto en todos los casos anteriores. El factor caudal presenta una suma de cuadrados cuatro veces inferior a la de la temperatura y el humedad específica 16 veces menor que la de temperatura. Por esta razón la humedad específica se considerará casi como un invariante en el flujo de calor latente.

3. Cálculo de suma de cuadrados en iteraciones dobles.

En este apartado se va a calcular la suma de cuadrados para ver la variabilidad que se produce debido a las iteraciones de factores (tablas VIII.2.40 a VIII.2.42). Para más información sobre el cálculo y el método consultar el Anexo 2 *Estudio de experimentos*.

Flujo de calor latente ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kW) ²	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (kW) ²
1-Caudal	3	18	4.43	
2-HE	3	18	1.41	
Iteración	Suma AxBi (kW)	Número de valores combinado NxAxBi	Suma de todas las medidas T (kW)	
C1 H1	3.65	6	40.84	0.27
C1 H2	4.15	6		
C1 H3	2.04	6		
C2 H1	5.03	6	Número total N	
C2 H2	3.32	6		
C2 H3	1.73	6		
C3 H1	8.05	6	54	
C3 H2	6.89	6		
C3 H3	5.97	6		

Tabla VIII.2.40 Suma de cuadrados de la iteración caudal-humedad específica.

Se observa a la vista de los resultados que la suma de cuadrados de la iteración doble es muy pequeña. Despreciable en comparación con cualquiera de los factores por separado. Por ello la iteración entre caudal y humedad específica se considera despreciable.

Flujo de calor latente ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kW) ²	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (kW) ²
1-Caudal	3	18	4.43	
2-Temp	6	6	16.00	
Iteración	Suma AxBi (kW)	Número de valores combinado NxAxBi	Suma de todas las medidas T (kW)	
C1 T1	-0.36	3	40.84	2.15
C1 T2	0.62	3		
C1 T3	1.04	3		
C1 T4	1.08	3		
C1 T5	3.16	3		
C1T6	4.30	3		
C2 T1	0.36	3	Número total N	
C2 T2	0.68	3		
C2 T3	1.57	3		
C2 T4	1.78	3		
C2 T5	2.35	3		
C2T6	3.34	3		
C3 T1	0.69	3	54	
C3T2	2.17	3		
C3 T3	2.27	3		
C3 T4	2.74	3		
C3 T5	5.21	3		
C3T6	7.83	3		

Tabla VIII.2.41 Suma de cuadrados de la iteración caudal-temperatura.

La suma de cuadrados iteración es mayor que la iteración anterior. No obstante sigue teniendo un valor bajo en comparación con el factor predominante en la variación que es la temperatura de forma individual. Por esta razón tampoco se considerará una iteración entre estos dos factores.

Flujo de calor latente ganado por el aire				
Factor	Niveles	Número de valores por nivel	Ssi (kW) ²	Suma de cuadrados iteración doble SSAxB (kW) ²
1-He	3	18	1.41	
2-Temp	6	6	16.00	
Iteración	Suma AxBi (kW)	Número de valores combinado NxAxBi	Suma de todas las medidas T (kW)	
H1 T1	0.84	3	40.84	0.77
H1 T2	1.58	3		
H1 T3	2.29	3		
H1 T4	2.36	3		
H1 T5	4.45	3		
H1T6	5.22	3		
H2 T1	0.67	3	Número total N	
H2 T2	1.18	3		
H2 T3	2.14	3		
H2 T4	2.28	3		
H2 T5	3.06	3		
H2 T6	5.04	3		
H3 T1	-0.82	3	54	
H3T2	0.71	3		
H3 T3	0.46	3		
H3 T4	0.96	3		
H3 T5	3.22	3		
H3T6	5.21	3		

Tabla VIII.2.42 Suma de cuadrados de la iteración humedad específica-temperatura.

La iteración entre estos factores es muy pequeña a pesar de que la humedad relativa depende de ambos dos. Esto se debe a que predomina el intercambio sensible frente al latente al tratarse de procesos en su mayoría cercanos a cortina de agua.

4. Cálculo de suma de cuadrados de la iteración triple

El último paso será calcular la suma de cuadrados de la iteración triple que se asociará al error. Este valor es muy importante porque permitirá validar la variabilidad debida al resto de factores o descartarla por ser superior al error experimental. Se presenta un resumen en la tabla VIII.2.43.

Calor sensible específico ganado por el agua (kW) ²						
Caudal1 3.5m ³ /min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.06	0.06	0.16	0.22	1.18	1.50
He 2 0.0150 g/kgas	0.02	0.13	0.42	0.43	1.26	2.29
He 3 0.0195 g/kgas	0.20	0.00	0.00	0.00	0.91	2.44
Calor sensible específico ganado por el agua (kW) ²						
Caudal3 5m ³ /min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.04	0.20	0.75	0.82	1.12	2.43
He 2 0.0150 g/kgas	0.06	0.08	0.39	0.26	0.40	1.05
He 3 0.0195 g/kgas	0.01	0.00	0.01	0.13	0.44	0.57
Calor sensible específico ganado por el agua (kW) ²						
Caudal3 7.5m ³ /min						
	T1 25°C	T2 30°C	T3 35°C	T4 40°C	T5 45°C	T6 50°C
He 1 0.0115 g/kgas	0.17	0.80	1.03	0.99	5.31	5.93
He 2 0.0150 g/kgas	0.34	0.28	0.74	1.23	1.69	6.26
He 3 0.0195 g/kgas	0.09	0.56	0.15	0.40	2.58	8.34
Suma de cuadrados iteración SSAxBxC (kW) ²	1.01					

Tabla VIII.2.43 Suma de cuadrados de la iteración triple asociada al error.

La suma de cuadrados de la iteración triple no es muy elevada. Por ello el error experimental nos permitirá validar la dependencia del flujo de calor latente con sus dos principales factores por separado. Estos son el caudal y en mayor medida la temperatura. Aun siendo pequeño el error se aprecia como es más de 10 veces superior al error cometido en la evaluación de la característica flujo de calor sensible. Esto se debe a la naturaleza de los procesos que es dispar lo que lleva a un comportamiento menos lineal que en el anterior caso.

Resumen de dependencia de las principales características

En este último apartado dedicado al análisis de varianza, se explicará una breve tabla resumen con los resultados de suma de cuadrados obtenidos en los apartados anteriores (tabla VIII.2.44). De esta manera se tendrá una información cualitativa para conocer los parámetros de entrada que más influyen en cada una de las características estudiadas.

Característica	Factores o variables de entrada influyentes
Calor específico sensible	Temperatura de entrada
Calor específico latente	Temperatura de entrada
Calor específico total	Temperatura de entrada, caudal y su iteración doble
Humedad específica absorbida	Temperatura de entrada
Flujo de calor sensible	Temperatura de entrada y en menor medida caudal
Flujo de calor latente	Temperatura de entrada y en menor medida caudal y su iteración doble

Tabla VIII.2.44 Resumen de influencia de factores

Se ha considerado que un factor es influyente en la variabilidad de una característica cuando el valor de la suma de cuadrados de este es de un orden no inferior a 10 veces el orden del factor más influyente.

Cabe destacar la ausencia de importancia de la humedad específica a la entrada en el comportamiento del sistema. Esto ocurre porque al introducir un caudal de agua lo suficientemente grande, se consiguen enfriamientos no adiabáticos donde predomina el intercambio sensible frente al latente. Esto hace que se consiga una mayor reducción de temperatura con un incremento de humedad menor que con un enfriamiento evaporativo. En algunos casos se consigue incluso deshumidificar el aire.

VIII.3 Tratamiento de datos O2 Análisis de partículas

En este apartado se va a realizar el tratamiento los experimentos planteados en el punto VIII.1.2.

El objetivo de este planteamiento es determinar si el sistema es propenso a la difusión de la bacteria de la legionella, para lo cual debería de existir una gran transmisión de partículas de $5\mu m$.

Para ello se han introducido los datos generados por el analizador de partículas en una hoja Excel (tabla VIII.3.1):

Sin agua	Caudal(m3/min)	Partículas 0,3 μm	Partículas 0,5 μm	Partículas 1 μm	Partículas 5 μm	Partículas 10 μm	Partículas 25 μm	Total partículas
1	3.5	300493	137149	58035	1704	290	18	497689
2	5	297348	129643	50795	1227	197	6	479216
3	7.5	298592	133134	52997	1010	103	9	485845
4	5	294970	122589	45750	1054	140	3	464506
5	7.5	294268	121133	44317	783	88	7	460596
6	3.5	304787	128504	53955	1694	229	7	489176
Con agua	Caudal(m3/min)	Partículas 0,3 μm	Partículas 0,5 μm	Partículas 1 μm	Partículas 5 μm	Partículas 10 μm	Partículas 25 μm	Total partículas
7	3.5	330227	112532	42305	1111	124	6	486305
8	3.5	332127	111734	42688	1209	134	7	487899
9	5	327564	101634	33258	658	70	4	463188
10	7.5	333924	110254	40466	798	86	4	485532
11	7.5	334664	105435	35631	553	57	2	476342
12	5	346768	106485	34215	598	72	2	488140

Tabla VIII.3.1 Resumen de análisis de partículas

Posteriormente se ha calculado dividiendo las partículas analizadas entre el volumen analizado el número de partículas que hay en cada experimento por metro cúbico (tabla VIII.3.2)

Sin agua	Volumen	Par/m3 0,3 μm	Par/m3 0,5 μm	Par/m3 1 μm	Par/m3 5 μm	Par/m3 10 μm	Par/m3 25 μm	Par/m3 total
1	0.028317	10611811	4843372	2049487	60176	10241	636	17575723
2	0.028317	10500747	4578300	1793809	43331	6957	212	16923355
3	0.028317	10544678	4701583	1871572	35668	3637	318	17157456
4	0.028317	10416768	4329190	1615646	37222	4944	106	16403876
5	0.028317	10391977	4277772	1565040	27651	3108	247	16265796
6	0.028317	10763452	4538076	1905403	59823	8087	247	17275089
Con agua	Volumen	Par/m3 0,3 μm	Par/m3 0,5 μm	Par/m3 1 μm	Par/m3 5 μm	Par/m3 10 μm	Par/m3 25 μm	Par/m3 total
7	0.028317	11661858	3974030	1493987	39235	4379	212	17173701
8	0.028317	11728955	3945849	1507513	42695	4732	247	17229992
9	0.028317	11567815	3589171	1174495	23237	2472	141	16357331
10	0.028317	11792416	3893584	1429043	28181	3037	141	17146402
11	0.028317	11818549	3723402	1258297	19529	2013	71	16821861
12	0.028317	12245998	3760483	1208291	21118	2543	71	17238503

Tabla VIII.3.2 Número de partículas por m3

Tras esto se han calculado las medias de partículas por m3 de cada caso (tabla VIII.3.3)

Sin agua	Partículas por m3			Con agua	Partículas por m3		
Caudal (m3/min)	3.5	5	7.5	Caudal (m3/min)	3.5	5	7.5
P 0,3 μm	10687632	10458757	10468328	P 0,3 μm	11695407	11906906	11805482
P 0,5 μm	4690724	4453745	4489678	P 0,5 μm	3959940	3674827	3808493
P 1 μm	1977445	1704727	1718306	P 1 μm	1500750	1191393	1343670
P 5 μm	60000	40276	31660	P 5 μm	40965	22178	23855
P 10 μm	9164	5951	3373	P 10 μm	4556	2507	2525
P 25 μm	441	159	283	P 25 μm	230	106	106
Total	17425406	16663616	16711626	Total	17201846	16797917	16984131

Tabla VIII.3.3 Número de partículas por m3 medias.

Por último se han representado por cada tamaño de partículas el número de estas detectadas con o sin agua sistema evaporativo en función del caudal. El resultado puede verse desde la figura VIII.3.1 hasta la VIII.3.7.

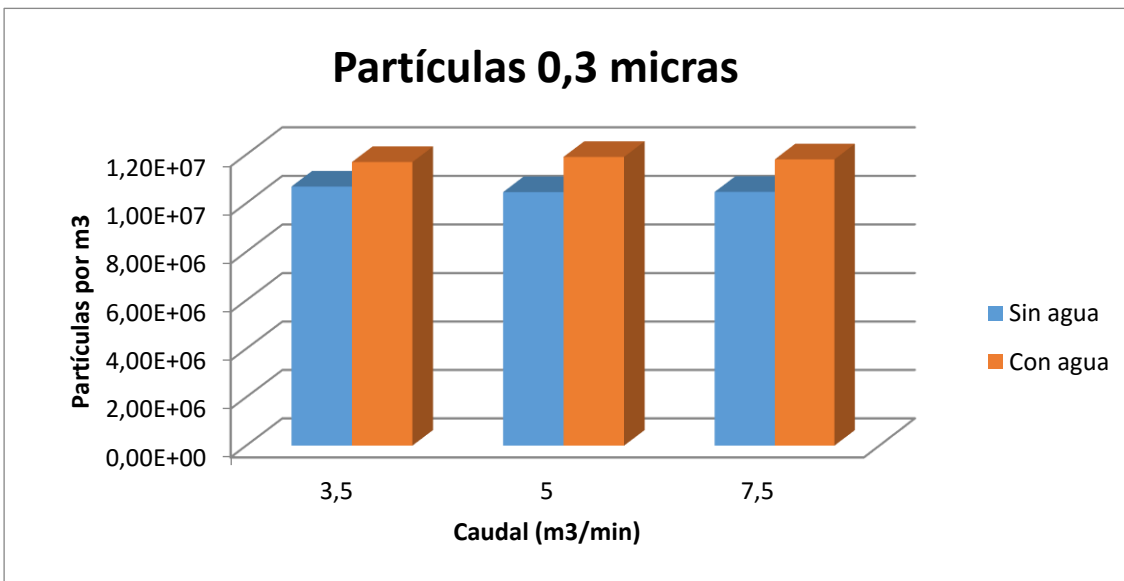


Figura VIII.3.1 Partículas de 0.3 μm con y sin agua en el sistema evaporativo

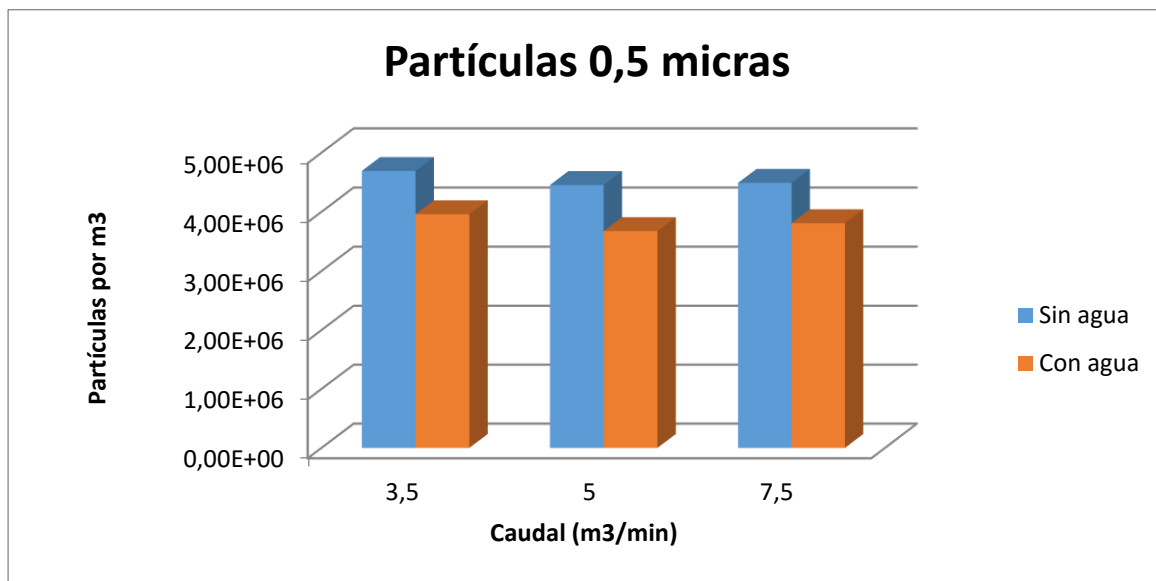


Figura VIII.3.2 Partículas de 0.5 μm con y sin agua en el sistema evaporativo

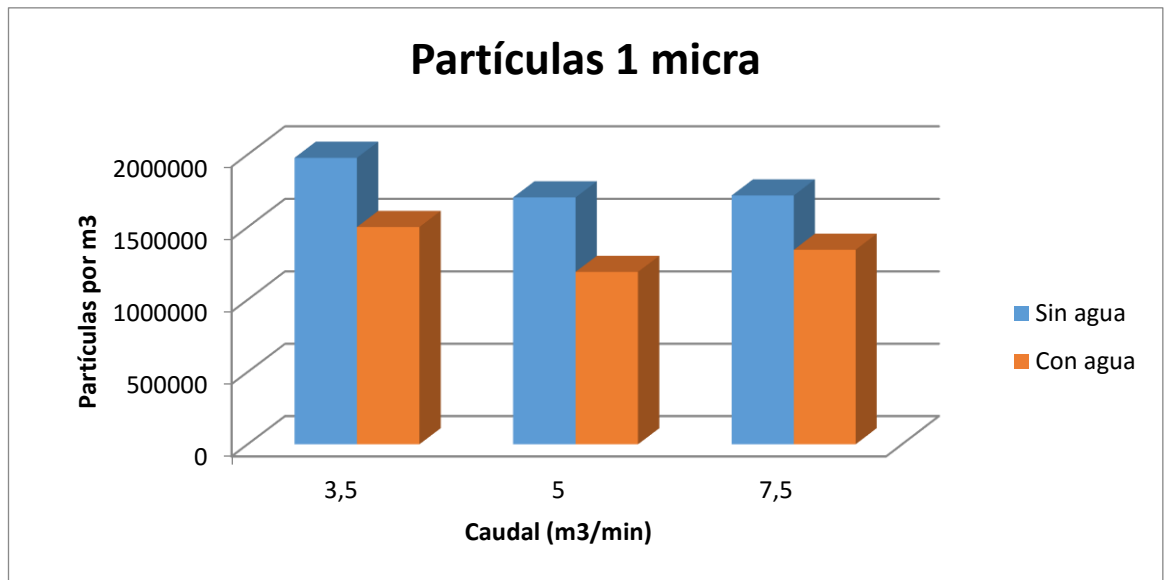


Figura VIII.3.3 Partículas de 1 μm con y sin agua en el sistema evaporativo

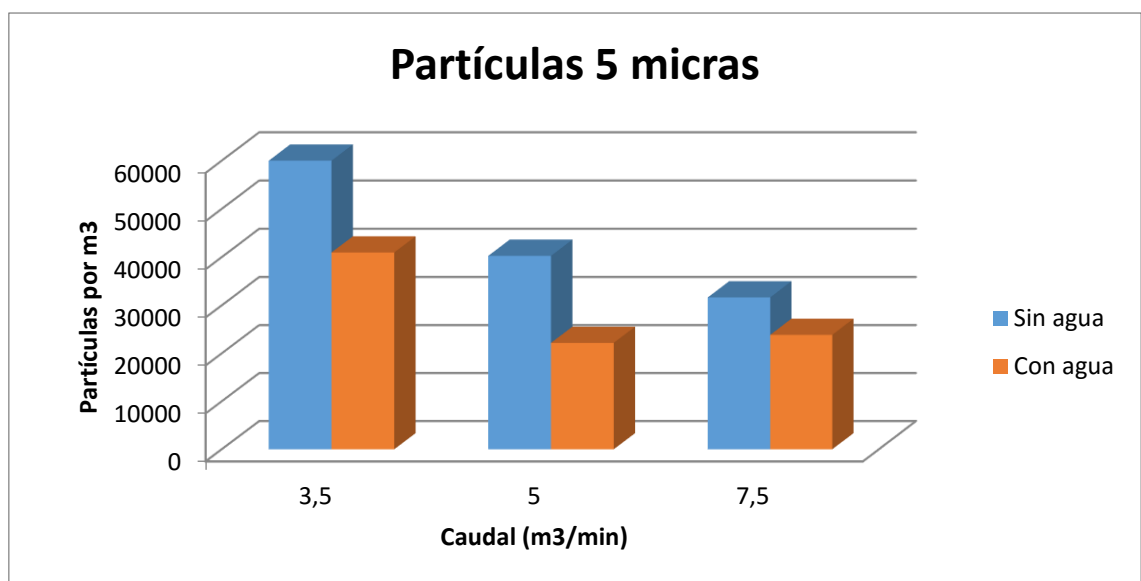


Figura VIII.3.4 Partículas de 5 μm con y sin agua en el sistema evaporativo

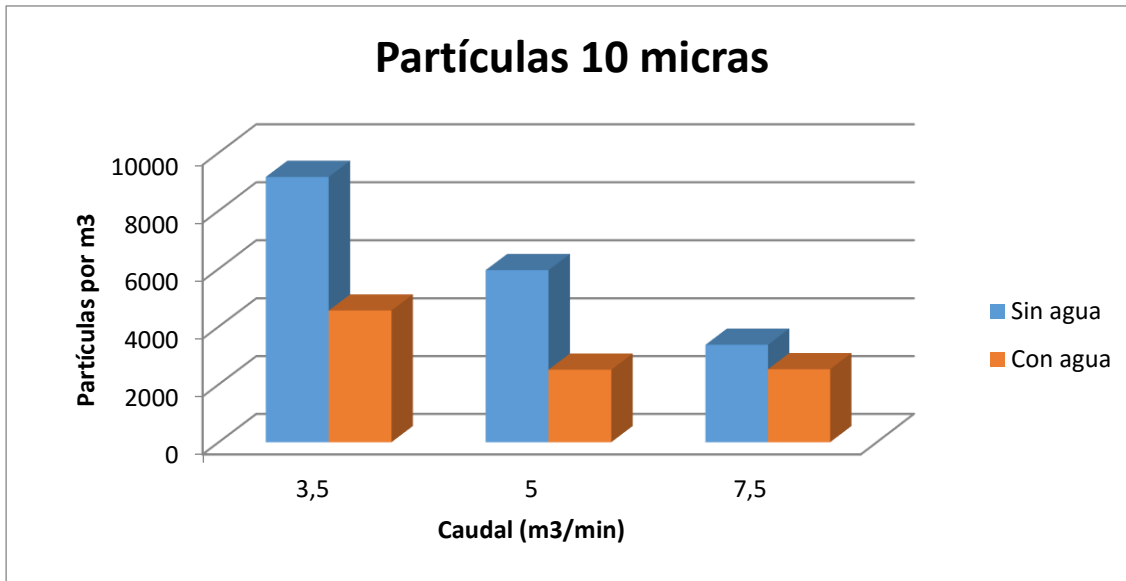


Figura VIII.3.5 Partículas de 10 μm con y sin agua en el sistema evaporativo

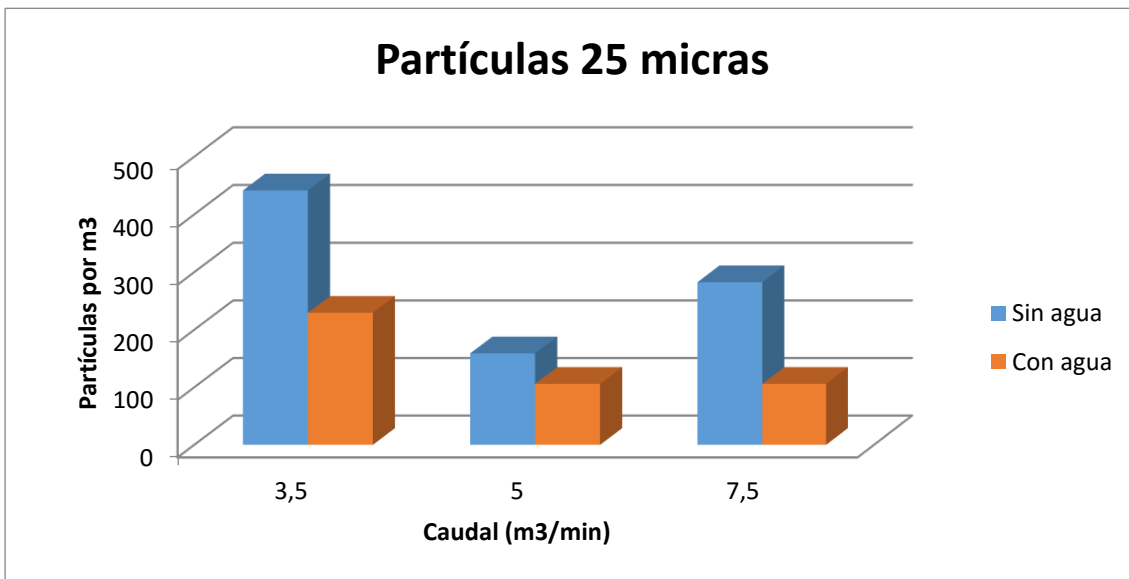


Figura VIII.3.6 Partículas de 25 μm con y sin agua en el sistema evaporativo

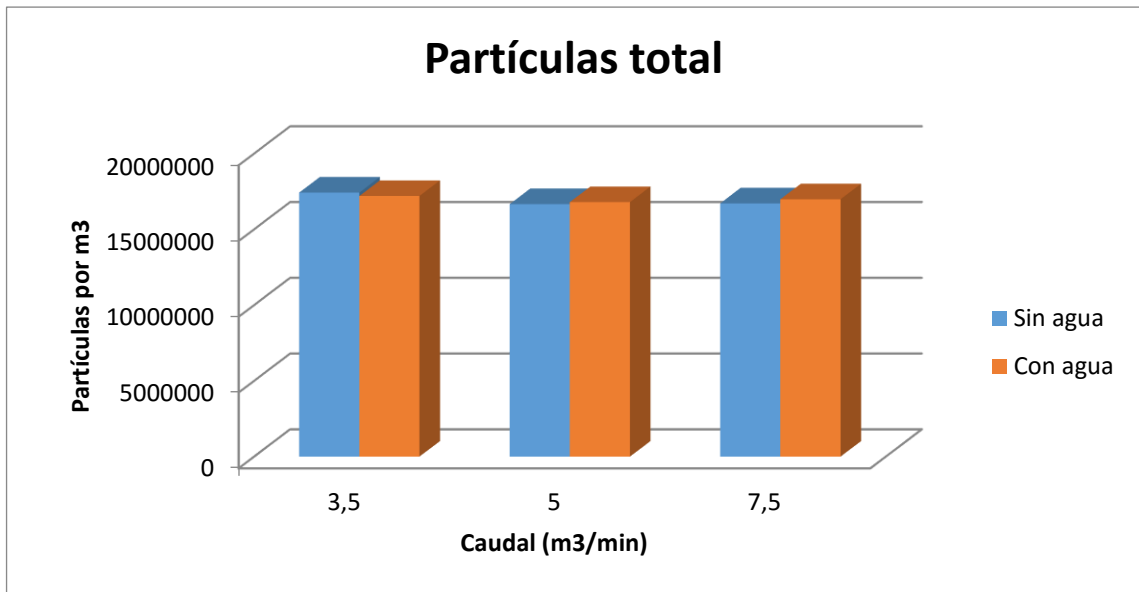


Figura VIII.3.7 Partículas totales con y sin agua en el sistema evaporativo

Puede verse en las figuras como el sistema aumenta el número de partículas de pequeño tamaño 0.3 micras. Es decir los aerosoles que produce son de un tamaño muy muy pequeño. Este tamaño no es suficiente para albergar bacterias de la familia legionella. Por su parte el resto de partículas disminuyen al paso por el agua del sistema de enfriamiento evaporativo. También disminuye el número de partículas de 5 micras, que es el más crítico para el contagio de la legionella. Sin embargo, el número de partículas por metro cúbico sigue siendo muy grande en el entorno de las 5 micras. Además estas partículas a diferencia de las que tiene el ambiente han pasado por una cortina de agua. Esta agua si no está tratada puede contener la bacteria de la legionella en suficiente cantidad como para contagiar a una persona inmunodeprimida si aspirara este aire. Por ello hay que tener precaución en el uso de este tipo de equipos y cortar la cadena de contagio de la legionella por algún eslabón. El eslabón más sencillo es evitar que se acumule la bacteria en el agua estancada del depósito mediante operaciones de mantenimiento como tratamientos químicos o ultravioletas.

En cuanto al número total de partículas, es muy parejo tanto con sistema como sin él. Sin embargo si se nota un decrecimiento de partículas de tamaño superior a 0.5 micras por el hecho de pasar por una cortina de agua. Esta agua retiene parte de las partículas de gran tamaño, pero sin embargo genera aerosoles de pequeñísimo tamaño que compensan las partículas retenidas de

mayor tamaño. Puede por tanto concluirse que el sistema limpiaría el aire si tenemos solo en cuenta partículas de menos de 0.5 micras,

PARTE 4: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Capitulo IX: Conclusiones

Capitulo X: Trabajos futuros

CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES

ÍNDICE

CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES	301
IX.1 CONCLUSIONES GENERALES SACADAS DEL ESTUDIO	303
IX.2 CASO PRÁCTICO DE UTILIZACIÓN PARA EL AHORRO ENERGÉTICO	308
IX.2.1 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN	308

IX.1 Conclusiones generales sacadas del estudio

En este apartado se van a exponer una serie de conclusiones sobre el sistema de enfriamiento adiabático de estudio en base a los resultados experimentales.

La primera y más importante de todas es la posibilidad de enfriamientos no adiabáticos, con evoluciones de cortina de agua a temperatura casi constante. Estos procesos permiten que el proceso en vez de seguir una evolución adiabática, sigan una evolución que permita una pérdida total de entalpía en el aire, entregándole parte de su energía al agua (figura IX.1.1).

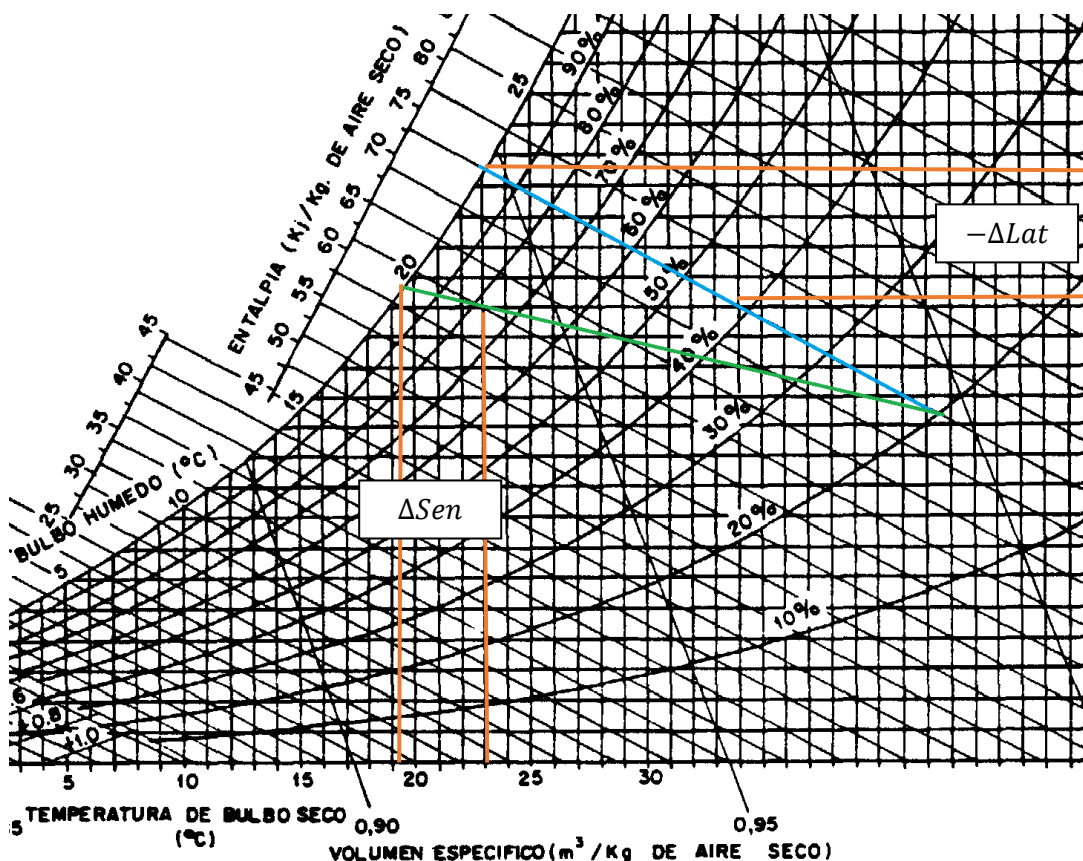


Figura IX.1.1 Comparación de proceso adiabática (azul) con proceso por cortina de agua a una temperatura inferior a la de bulbo húmedo (verde)

Con este proceso no adiabático, siempre y cuando al temperatura del agua con la que se ponga en contacto al aire sea inferior a la de bulbo húmedo se conseguirá un mayor intercambio sensible y un menor intercambio latente

que no aumentará la humedad del aire en exceso. Cabe destacar que uno de los principales problemas que tienen los enfriadores adiabáticos para conseguir condiciones de confort por si mismos es el aumento excesivo de humedad, que se sale de las condiciones de confort.

La segunda conclusión de estudio es que con este sistema de trabajo puede incluso reducirse la humedad, deshumidificando si la temperatura del agua introducida es inferior a la temperatura de rocío del aire a la entrada. Este proceso puede verse en la figura IX.1.2.

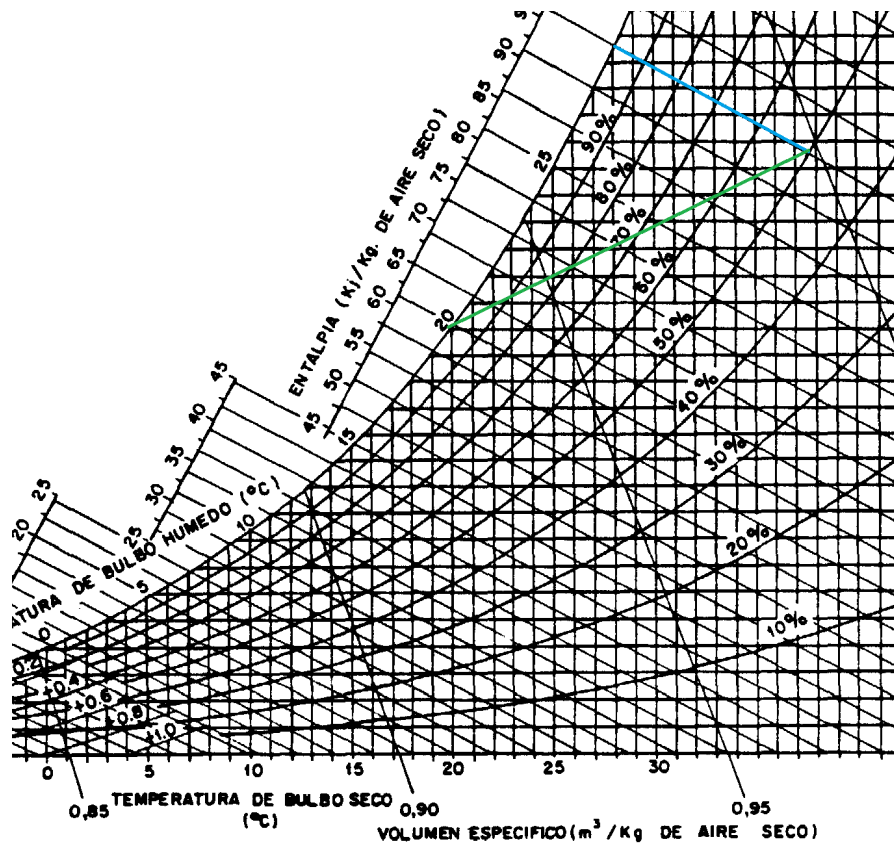


Figura IX.1.2 Comparación de proceso adiabática (azul) con proceso por cortina de agua con deshumidificación (verde)

Este tipo de procesos pueden darse en climas tropicales en los que se tiene una gran temperatura y humedad. No es nada descabellado en estos climas encontrar condiciones del aire del orden de 40°C como en el ejemplo con un valor de humedad específica alto del 40%, 50% o incluso más. Para el caso del ejemplo con agua a 20°C, se podría deshumidificar. De este modo los sistemas de enfriamiento evaporativo ya no solamente serían recomendables para lugares desérticos donde es permisivo un gran aumento de humedad, incrementando el calor intercambiado con el sistema.

Una tercera conclusión es que al tratarse de enfriamientos por cortina de agua y no adiabáticos, el factor humedad específica y las iteraciones del mismos no influyen en exceso en el comportamiento del sistema. Cuando se habla de las iteraciones entre temperatura y humedad específica, el caso más significativo es el de humedad relativa. Ninguno de estos factores parece afectar al comportamiento del sistema cuando se trabaja como cortina de agua. Esto hace muy interesante este tipo de sistemas para el apoyo de sistemas de climatización en cualquier tipo de clima, no ciñéndose a climas secos y calurosos.

Otra conclusión interesante es que el sistema evaporativo directo estudiado, no incrementa de forma alarmante el número de partículas cercana a las 5 micras sino que las disminuye. Es más, reduce según los análisis de partículas realizados, el número de partículas para todos los tamaños mayores de 0.3 micras. Con ello se puede deducir que los aerosoles generados por el sistema no tienen tamaño suficiente como para albergar la bacteria de la legionella. Debido a ello el peligro inherente que tienen estos sistemas por la formación de los aerosoles se reduce. A pesar de esto es necesario un buen mantenimiento del mismo para evitar que proliferen grandes colonias de esta bacteria e intentar cortar la cadena de contagio por varios lugares, minimizando así el riesgo hasta hacerlo prácticamente nulo.

A todo lo anterior hay que sumarle que el hecho de que se reduzcan el número de partículas mayores de 0.3 micras, hace que el sistema tenga una función de limpieza del aire que puede ser muy útil en la práctica. Un sistema de este tipo podría incluso funcionar como apoyo a un filtro en instalaciones de climatización a parte de como apoyo de refrigeración.

La principal función que tienen estos sistemas es la de reducir el gasto energético en instalaciones de climatización. Por esta razón uno de los puntos más importantes es la comparación de energía utilizada con la energía aprovechada en la climatización. El factor que compara ambas magnitudes en una instalación de refrigeración se denomina COP (*Coefficient of performance*).

Este factor representa el cociente entre la energía aprovechada en la generación de frío o frigorías conseguidas y la energía empleada para ello. En nuestro caso, las frigorías generadas corresponden con el decremento de energía sensible de la corriente de aire. Para el caso de la energía utilizada se debe considerar tanto el consumo de la bomba de agua como el incremento de consumo del ventilador por las pérdidas de carga asociadas al sistema. Este último término se considerará despreciable porque el flujo de aire introducido en la experimentación es bastante bajo como para generar una gran potencia disipada. Dicho de otra manera, primeramente se va a calcular la potencia consumida por la bomba.

Esta potencia se ha calculado multiplicando la tensión que proporciona la fuente de alimentación por la intensidad de corriente que proporciona la misma. En el caso de la fuente de alimentación mayoritaria en el global de los ensayos esta tendrá un valor de:

$$Pot_b = V \cdot I = 15V \cdot 2.2A = 33W \quad \text{Ec IX.1}$$

Para que la potencia disipada por el equipo en su pérdida de carga fuera del orden de 33kW, si utilizamos el caudal máximo de aire introducido, la pérdida de carga debe ser (Ec IX.2):

$$Pot_{pc} = \dot{V} \cdot \Delta P = 33W \rightarrow \Delta P = \frac{33W}{\frac{7.5 m^3}{60 s}} = 264Pa \quad \text{Ec IX.2}$$

Esta pérdida de carga es muy grande y no se conseguirá en el sistema evaporativo con caudales tan bajos. Por ello, a falta de datos objetivos que permitan determinar la pérdida de carga real se calculará el COP en dos casos. Estos son, considerando despreciable el incremento de consumo del ventilador debido al sistema y considerando que este consumo es igual al de la bomba. El COP real estará en un valor intermedio. El COP calculado será el COP máximo, en las condiciones dónde se obtenga mayor número de frigorías.

1-COP con consumo equivalente al doble de la bomba:

$$COP = \frac{\text{Frigorías conseguidas}}{\text{Consumo energético}} = \frac{1686.43W}{66W} = 25.55$$

2-COP despreciando pérdidas de carga en el sistema:

$$COP = \frac{\text{Frigorías conseguidas}}{\text{Consumo energético}} = \frac{1686.43W}{33W} = 51.10$$

Puede notarse como el valor del COP es muy alto. Comparándolo con el COP máximo teórico del ciclo de Carnot entre un foco frío y uno caliente (Ec-IX.3)

$$COP = \frac{Q_F}{W} = \frac{Q_F}{Q_C - Q_F} = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1} \quad \text{Ec IX.3}$$

Para conseguir 1686.43W de disipación térmica, se realiza con aire a 50°C por lo que la temperatura del foco caliente será de 50°C. Para tener un COP tan alto, en un ciclo frigorífico ideal de Carnot se necesita por tanto una temperatura de foco frío de:

1- T_F con consumo equivalente al doble de la bomba:

$$T_F = \frac{T_C}{1 - \frac{1}{COP}} = \frac{50 + 273}{1 + \frac{1}{25.55}} = 310.8K (37.8^\circ C) \quad \text{Ec IX.4}$$

2- T_F con consumo equivalente al doble de la bomba:

$$T_F = \frac{T_C}{1 - \frac{1}{COP}} = \frac{50 + 273}{1 + \frac{1}{51.10}} = 316.8K (43.8^\circ C)$$

Se aprecia que para tener unos COP tan altos el salto de temperaturas entre el foco frío el y el caliente no debe ser muy alto. Esto nos hace necesitar un foco frío casi a la misma temperatura que el caliente, entorno a 40°C o incluso más. Esto nos lleva a dos grandes problemas que imposibilitan instalaciones de climatización convencionales con unos COP tan altos:

1. Temperaturas de evaporación muy altas.

Esto provoca que las presiones de trabajo tanto en el evaporador como en el condensador deben ser muy altas. No existen fluidos refrigerantes que nos permitan trabajar con temperaturas (o presiones) de evaporación tan altas.

2. Muy poca diferencia de temperaturas.

Existiendo tan poca diferencia de temperaturas entre el aire y la superficie del evaporador en una instalación convencional, es necesaria una gran superficie de intercambio para conseguir intercambiar esos flujos de calor. Esto nos haría necesaria una instalación muy grande que económicamente no sería rentable.

Aunque este estudio se ha realizado en las condiciones más favorables del sistema de enfriamiento utilizado, se podría realizar un estudio similar en otras condiciones y ver que el ahorro energético que producen estos sistemas es enorme en instalaciones de climatización.

Resumiendo las conclusiones consolidadas tras el estudio experimental del equipo se puede decir que:

1. Introduciendo una cantidad suficiente de agua en relación al caudal de aire tratado, se pueden conseguir fenómenos no adiabáticos si no se recircula.
2. Los procesos no adiabáticos con temperatura del agua inferior a la de bulbo húmedo del aire mejoran el comportamiento del sistema aumentando el calor sensible intercambiado y reduciendo el latente.

3. Si el agua está a una temperatura inferior a al de rocío del aire se llega incluso a deshumidificar.
4. Este funcionamiento de uso permite la utilización de estos sistemas en todo tipo de climas.
5. El COP es muy grande y permite un ahorro energético muy considerable.
6. No se generan aerosoles de gran tamaño.
7. Se limpia el aire por deposición de las partículas en el agua, funcionando además como filtro,

IX.2 Caso práctico de utilización para el ahorro energético

Se ha resaltado en el punto anterior las ventajas que tiene este sistema funcionando con evoluciones de cortina de agua a temperatura constante en vez de con evoluciones adiabáticas. Las dos condiciones que debían cumplirse para que el sistema funcionara de esta manera son que la temperatura del agua no varíe y que se introduzca una cantidad suficiente de agua en relación con el caudal de aire a tratar.

Partiendo de estas premisas, se pueden generar una instalación que permitirían la climatización casi independiente no solo en ambientes secos y cálidos sino en cualquier tipo de ambiente. La única condición necesaria es que se consiga una temperatura en el agua inferior a la de bulbo húmedo del aire.

La consecución de esta temperatura se hace posible en depósitos subterráneos, gracias al aislamiento que produce el mismo de la energía radiante del sol durante el día y la inercia térmica que guarda el mismo tras las noches que no cuentan con una temperatura tan elevada como por el día.

Partiendo de esta premisa e intentando dar soluciones de mantenimiento para evitar los riesgos de contagio por legionella, se va a tratar de explicar la configuración simplificada de este equipo. No se presentarán más que un esquema sencillo para la explicación del funcionamiento. No es por consiguiente el plano de una instalación lo que se describirá a continuación. Faltan elementos de seguridad, circuitos de aceite de bombas, sistemas de tratamiento contra la legionella, por ejemplo rayos ultravioletas etc.

IX.2.1 Descripción del funcionamiento de la instalación

Se presenta a continuación un esquema de la posible instalación (figura IX.2.1):

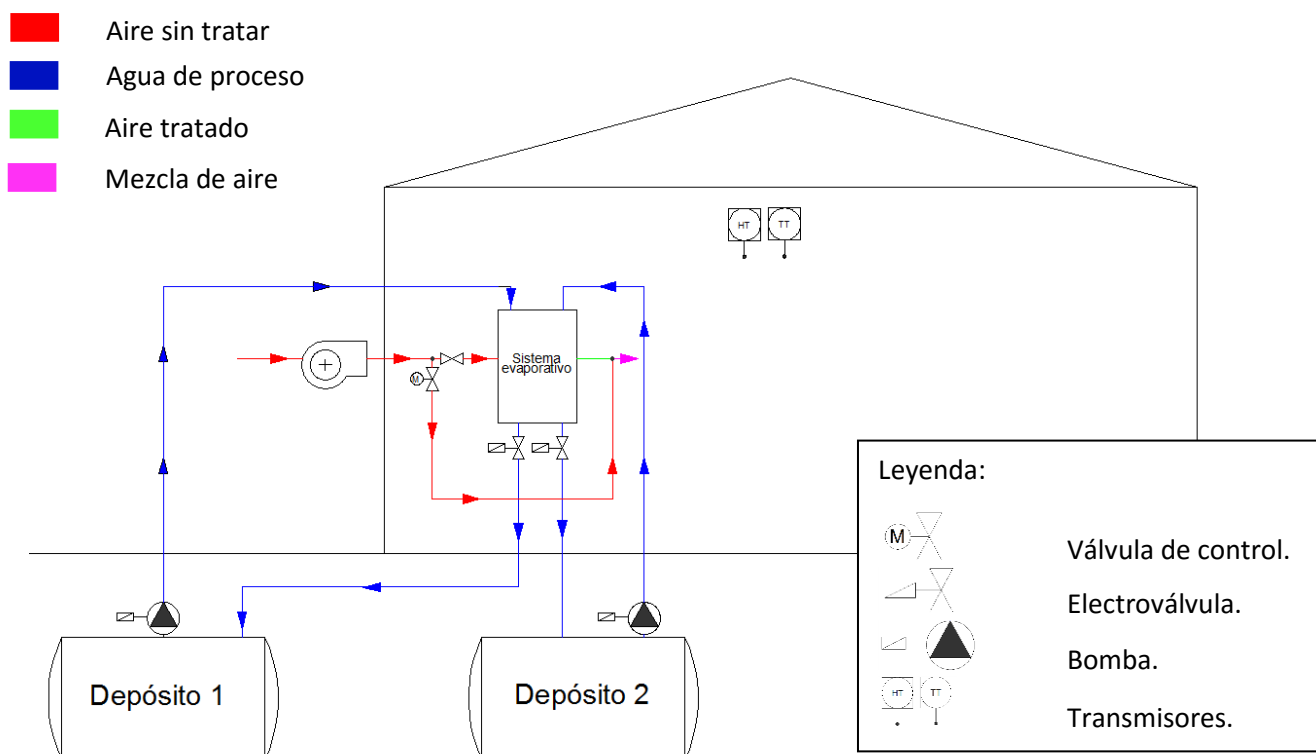


Figura IX.1.2 Esquema de instalación

Se va a explicar a continuación el posible funcionamiento de la instalación. Primeramente se cogerá agua de uno de los dos depósitos, en el ejemplo se cogerá del depósito 1. Esta agua estará a una temperatura relativamente baja al encontrarse bajo tierra pasada toda una noche. Al introducir una gran cantidad de agua, el aire que pasa por el sistema evaporativo desde el exterior, evolucionará según un proceso de cortina de agua, en vez de adiabático.

Tras pasar por el sistema de enfriamiento, el agua cae por la tubería al depósito 2, estando la electroválvula del camino al depósito 1 cerrada. De esta manera no se recirculará agua sino que se almacenará en el depósito 2, con un incremento de temperatura con respecto al agua del depósito 1.

El sistema de válvulas de control del sistema de impulsión de aire desde el ventilador se ha dispuesto así para controlar tanto temperatura como humedad. La válvula electrónica de control recibe la señal de humedad y temperatura de los transmisores colocados en el interior del local. La señal de humedad recibida será de humedad relativa.

Se podrá dar prioridad al control de humedad o de temperatura del local, pues puede que el sistema no pueda alcanzar ambas consignas. El by-pass realizado en el sistema tiene una función. Esta función es conseguir que parte de la corriente no sea tratada. De esta manera, si el sistema evaporativo proporciona una corriente de salida que provoca un aumento en la humedad relativa seleccionada en el control, pasará parte del aire sin tratar y se mezclará con el aire tratado. Funcionando así, no solo reducirá la humedad específica

introducida en el sistema sino que al tener una temperatura mayor, la mezcla de la corriente, tendrá menos humedad relativa. El principal problema de este by-pass es que reduce la capacidad de enfriamiento del sistema, para conseguir controlar la humedad. Por ello se plantea introducir un sistema prioritario de control que permita priorizar la temperatura, dejando el control de humedad en un segundo plano aunque suponga una humedad cercana al 100%.

El sistema proporcionará la cantidad de caudal de aire y de agua necesario para conseguir la consigna de temperatura y humedad. De no poder llegar el sistema a un equilibrio, se priorizará una de las dos variables de entrada según la elección del usuario. Una vez seleccionada esta, se pasará a controlar únicamente la variable seleccionada en detrimento de no tener ningún control sobre la otra.

Ambos depósitos de agua estarán dimensionados de igual manera para conseguir proporcionar agua suficiente para la demanda térmica de la instalación.

Esta instalación se puede adaptar con el tamaño de los depósitos, el área de intercambio del sistema evaporativo, la potencia de los ventiladores y bombas, las válvulas de control etc. Con este estudio de diseño se podría crear un sistema para cualquier condición ambiental ya fuera de ambiente seco y húmedo. Esta instalación con un desembolso inicial no muy grande, supondría un ahorro energético considerable como ya se ha demostrado en puntos anteriores.

El único problema que pudiera tener este tipo de instalación es el contagio de la bacteria legionella. Como se ha explicado a lo largo de este trabajo, el sistema no genera una cantidad de aerosoles considerable sino que precisamente elimina un gran número de partículas de tamaño superior a 0.3micras. Aun así el sistema debe contar con varios mecanismos que corten la cadena de contagio de la legionella para minimizar el riesgo de padecer las enfermedades que provoca.

CAPÍTULO X TRABAJOS FUTUROS

ÍNDICE.

CAPÍTULO X TRABAJOS FUTUROS	311
X.1 TRABAJOS DE ANÁLISIS DE PARTÍCULAS Y ESTUDIO BACTERIOLÓGICO.	313
X.2 TRABAJOS DE RELACIÓN CAUDAL AIRE-AGUA.	313
X.3 TRABAJOS DE EFICACIA DE TEJIDOS EN SISTEMAS EVAPORATIVOS DIRECTOS Y DISTINTAS DISPOSICIONES.	314
X.4 TRABAJO DE CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO COMPLETO	314

X.1 Trabajos de análisis de partículas y estudio bacteriológico.

Uno de los principales problemas de los sistemas de enfriamiento evaporativo es la legionella. Muchas veces se tiene un temor excesivamente grande y se asocia sistema evaporativo directo con contagio por legionella. Este concepto se ha desarrollado durante todo el trabajo. Se ha explicado que el riesgo de contagio por legionella en estos sistemas es posible. Sin embargo se han explicado todas y cada una de las condiciones que deben cumplirse, las cuales no se dan simultáneamente si se tiene un buen mantenimiento del sistema.

Una de las principales vías de corte de la cadena de contagio es la eliminación de producción de aerosoles. Por ello un posible trabajo futuro es el estudio a fondo del análisis de partículas generado por el sistema y las distintas disposiciones o elementos auxiliares que pueden introducirse para la eliminación completa de las mismas.

Otro punto de corte importante de la cadena de contagio es la ausencia de nidos de la bacteria de un tamaño considerable. Para ello se podría realizar un estudio bacteriológico del agua en diferentes condiciones de temperatura y composición. De este modo ver cómo evoluciona la bacteria según qué condiciones y aplicar tratamientos de mantenimiento eficaces y poco costosos tanto económicamente como temporalmente. De igual manera se podría hacer un estudio de las diferentes técnicas de desinfección, evaluando cuál es la más adecuada para el equipo y la instalación en su conjunto.

X.2 Trabajos de relación caudal aire-agua.

La principal conclusión de este trabajo ha sido comprobar que si introducimos un caudal de agua lo suficientemente grande en el sistema evaporativo, se pueden conseguir evoluciones no adiabáticas. Para que ocurra esto no se debe recircular el agua y la cuantía de agua aportada dependerá del caudal y las condiciones del agua a la entrada.

Por este motivo una buena línea de investigación sería realizar relaciones caudal agua para distintas condiciones del aire a la entrada. De este modo se podría intentar extrapolar los resultados y conocer la mínima cantidad de agua necesaria para un caudal de aire en unas condiciones determinadas.

Esto es muy interesante en cuanto a que se puede aportar una cantidad de agua todo lo grande que se quiera para conseguir un comportamiento por cortina de agua asegurado. Sin embargo, si se conoce aproximadamente la relación mínima de agua/aire, se podrá dimensionar mejor la bomba y utilizar

menos energía para su uso. De este modo se podría alcanzar un COP muy grande, minimizando la energía consumida en la climatización de locales.

X.3 Trabajos de eficacia de tejidos en sistemas evaporativos directos y distintas disposiciones.

El tejido del sistema evaporativo directo que se ha utilizado tiene una gran importancia. Este tejido puede absorber mayor o menor cantidad de agua así como facilitar su distribución por capilaridad para conseguir una superficie de intercambio óptima sin necesidad de diseñar distribuidores de agua complejos. Se puede plantear una serie de experimentos con diferentes materiales y analizar su comportamiento en estos dos aspectos, absorción y difusión. Con esto se podría optimizar el equipo para intentar ser capaces de intercambiar una mayor cantidad de calor, sin aumentar el consumo, lo que nos llegaría a un mayor COP.

Tan importante como el tipo de tejido o más, es la distribución correcta del tejido en la estructura alámbrica del sistema. La superficie de intercambio es crucial y una de las variables principales del intercambio. Por esta razón se plantea un estudio de la distribución dentro del sistema para intentar aprovechar al máximo la superficie textil introducida. De este modo se reducirá espacio en el sistema, con su coste de producción y material asociado, y se conseguirá una mayor eficacia de intercambio.

X.4 Trabajo de construcción de un equipo completo

En el apartado conclusiones se ha representado una instalación de manera esquemática. El mayor logro posible sería estudiar la posibilidad de funcionamiento de una instalación parecida y el diseño exhaustivo de la misma. Esta es la razón por la que un muy buen trabajo futuro sería el diseño de una instalación que funcione con este principio y su puesta en marcha. Este es el camino para validar los resultados experimentales y conseguir un sistema útil que permita reducir la demanda energética de los edificios.

El diseño de esta instalación no es algo trivial pues el control así como los problemas que pudieran derivar de la propagación de la bacteria legionella no lo son. La legionella está sujeta a varias leyes de cumplimiento en instalaciones que deben cumplirse para el diseño de equipos. Esto complica el diseño pero a su vez es un requerimiento necesario para no comprometer la salud de las personas. A todo ello hay que sumarle la dificultad del control de temperatura y humedad en unas condiciones precisas. Este control necesitará además de pruebas para validar el funcionamiento así como de la programación del mismo.

Por ello este trabajo no se prevé corto y sencillo pero es muy interesante la construcción de este sistema pues daría veracidad a los resultados y supondría un ahorro energético de conseguirse comercializar enorme.

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I: PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA	35
FIGURA I.1.1 EVOLUCIÓN DE ENERGÍA CONSUMIDA A NIVEL MUNDIAL EN MTEP [W-1]	38
FIGURA I.1.2 CONSUMO PER CÁPITA A NIVEL MUNDIAL [W-1]	39
FIGURA I.2.1 EVOLUCIÓN TEMPORAL DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN ESPAÑA. [2, IDAE, 2013]	43
FIGURA I.2.2 PORCENTAJE DE CONSUMO ENERGÉTICO POR SECTORES, AÑO 2012(FUENTE IDAE)	44
FIGURA I.3.1 CONSUMO ENERGÉTICO EN EDIFICIOS DE USO DOMÉSTICO ARRIBA. INTENSIDAD DE CONSUMO EN EDIFICIOS DE SERVICIOS ABAJO [4, IDAE, 2012]	47
CAPÍTULO II INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	53
FIGURA II.2.1 TÚNEL DE SATURACIÓN ADIABÁTICA [1, ATECYR, 2012]	58
FIGURA II.2.2 REPRESENTACIÓN DEL BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DE LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO [1, ATECYR,2012]	60
FIGURA II.3.1 EVOLUCIÓN DEL AIRE EN UN ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO IDEAL.	63
FIGURA II.3.2 EVOLUCIONES DEL AIRE EN UN ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO REAL.	65
FIGURA II.3.3 EFICIENCIA EN UN PROCESO ADIABÁTICO	67
FIGURA II.4.1 ESQUEMA DE UN SISTEMA EVAPORATIVO DIRECTO [1, ATECYR,2012]	69
FIGURA II.4.2 ESQUEMA DE UN SISTEMAS DE PANELES EVAPORATIVOS[1,VELASCO,2010].	70
FIGURA II.4.3 SISTEMA DE PLACAS Y FLUJO EN UN ENFRIADOR EVAPORATIVO DE MEDIO RÍGIDO.[1, ATECYR, 2012]	71
FIGURA II.4.4 SISTEMA ROTATIVO Y ELEMENTOS.	72
FIGURA II.4.5 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE PULVERIZACIÓN [1, ATECYR, 2012]	73
FIGURA II.4.6 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA INDIRECTO CON INTERCAMBIADOR TUBULAR. [1, ATECYR, 2012]	74
FIGURA II.4.7 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS INDIRECTOS CON INTERCAMBIADOR DE PLACAS Y PASO DE LÍQUIDO POR EL INTERCAMBIADOR. [1, ATECYR, 2012]	75

FIGURA II.4.8 REFRIGERADOR DE MÚLTIPLES ETAPAS.	76
FIGURA II.4.9 SISTEMA EVAPORATIVO INDIRECTO CONVENCIONAL	77
FIGURA II.4.10 SISTEMA EVAPORATIVO INDIRECTO REGENERATIVO	78
FIGURA II.4.11 SISTEMA EVAPORATIVO INDIRECTO DE RECUPERACIÓN DEL AIRE DE RETORNO.	78
FIGURA II.4.12 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA ADIABÁTICO MIXTO. LA CORRIENTE AZUL REPRESENTA LA CORRIENTE PRINCIPAL Y LA NARANJA LA SECUNDARIA. LA FLECHA VERDE DEL DIAGRAMA MUESTRA LA EVOLUCIÓN DEL AIRE EN SISTEMA MIXTO Y LA MORADA EN SISTEMA DIRECTO ÚNICAMENTE	79
<u>CAPÍTULO III LEGIONELLA Y SU PROBLEMÁTICA.</u>	<u>83</u>
FIGURA III.2.1 LEGIONELLA PNEUMOPHILA AL MICROSCOPIO.	86
FIGURA III.3.1 CADENA DE ACONTECIMIENTOS PARA SUFRIR LEGIONELOSIS. LA APERTURA DE CUALQUIER CANDADO LO EVITA.	89
FIGURA III.4.1 EFECTO DE RADIACIÓN ULTRAVIOLETA EN BACTERIAS [W-1]	91
<u>CAPÍTULO IV: HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE</u>	<u>95</u>
FIGURA IV.1.1 VASIJAS DE BARRO POROSAS, ANTIGUO EGIPTO.	98
FIGURA IV.1.2 PATIO DE LOS LEONES DE LA ALHAMBRA	98
FIGURA II.1.3 ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO [6, JACOB, 2012]	100
FIGURA IV.2.1 DISPOSICIÓN AL TRESBOLILLO EN TRIÁNGULOS EQUILÁTEROS [W-2]	103
FIGURA IV.3.1 SISTEMA MIXTO CON APOYO DE ENERGÍA GEOTÉRMICA GRATUITA	109
	110
FIGURA IV.3.2 RESUMEN DEL SISTEMA “GROUND SOURCE” DE ACAR,B. 1)TUBERÍA DE IMPULSIÓN. 2) INTERCAMBIADOR SUELO, 3) TUBERÍA DE RETORNO, 4) BOMBA, 5) TANQUE, 6) BOMBA, 7) TARJETA DE CONTROL, 8) VARIADOR, 9) CONDUCTO INYECCIÓN, 10) PULVERIZADOR, 11) ENFRIADOR EVAPORATIVO, 12) VENTILADOR DE MEZCLA, 13 CONDUCTO DE RETORNO, 14) HABITACIÓN, 15) VENTILADOR DE EXTRACCIÓN, 16) VENTILADOR DE ENTRADA, 17) VARIADOR.[15, ACAR, 2016]	110
<u>CAPÍTULO V TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE MASA</u>	<u>115</u>
FIGURA V.2.1 CUBO DIFERENCIAL DE MATERIA EN COORDENADAS CARTESIANAS	122

FIGURA V.2.2 FLUJO DE CALOR ESPECÍFICO EN DIRECCIÓN X	123
FIGURA V.2.3. GENERACIÓN DE ENERGÍA POR UNIDAD DE VOLUMEN Y TIEMPO	124
FIGURA V.2.4 REPRESENTACIÓN DE LA CAPACIDAD CALORÍFICA DE UN ELEMENTO DIFERENCIAL	124
FIGURA V.2.5 CAPA LÍMITE TÉRMICA Y GRADIENTE GENERADO.[W-1]	127
FIGURA V.2.6 CAPA LÍMITE DINÁMICA SUPERPUESTA CON CAPA LÍMITE TÉRMICA.	127
FIGURA V.2.7 TIPOS DE CAPA LÍMITE EN FUNCIÓN DE LA NATURALEZA DEL FLUJO.	128
FIGURA V.2.8 ELEMENTO DIFERENCIAL PARA EL BALANCE DE MASA	130
FIGURA V.2.9 CAPA LÍMITE TÉRMICA Y ADIMENSIONALIZACIÓN	138
FIGURA VI.2.10 EJEMPLO DE DOS SUPERFICIES RADIANTES.	140
FIGURA V.3.1 CAPA LÍMITE MÁSCA, CON MAYOR CONCENTRACIÓN LEJOS DE LA PARED.	145
<u>CAPÍTULO VI ANÁLISIS PSICROMÉTRICO Y ECUACIONES</u>	<u>153</u>
FIGURA VI.1.1 DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN DE SATURACIÓN.	159
FIGURA VI.2.1 DIAGRAMA DE MOLLIER ESQUEMÁTICO Y LÍNEAS SIGNIFICATIVAS. [1 VELASCO, 2014]	164
FIGURA VI.2.2 DIAGRAMA DE MOLLIER REAL	165
FIGURA VI.2.3 ESQUEMA DE DIAGRAMA PSICROMÉTRICO ASHRAE Y LÍNEAS IMPORTANTES [1, VELASCO, 2014]	166
FIGURA VI.2.4 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO ASHRAE REAL.	168
FIGURA I.2.5 ESQUEMA DE UN DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE CARRIER Y SUS PRINCIPALES LÍNEAS.	169
FIGURA VI.2.6 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO DE CARRIER REAL [W-3]	170
FIGURA VI.3.1 MEZCLA DE LAS CORRIENTES 1 Y 2, PARA FORMAR LA 3. [4, VELASCO, 2006]	172
FIGURA VI.3.2 EVOLUCIÓN PSICROMÉTRICA DE MEZCLA ADIABÁTICA DE DOS CORRIENTES EN UN DIAGRAMA DE CARRIER. [1, VELASCO, 2014]	174
FIGURA V.3.3. TRATAMIENTO DE LA CORRIENTE POR FACTOR DE BY-PASS [4, VELASCO, 2006]	175
FIGURA VI.3.4 EVOLUCIÓN PSICROMÉTRICA DE PASO A TRAVÉS DE UNA SUPERFICIE CON TEMPERATURA MAYOR QUE LA DEL AIRE (CALENTAMIENTO SENSIBLE) [1, VELASCO, 2014].	178

FIGURA VI.3.5 EVOLUCIÓN PSICORMÉTRICA DE PASO A TRAVÉS DE UNA SUPERFICIE CON TEMPERATURA MENOR QUE LA DEL AIRE PERO MAYOR QUE LA DE ROCÍO (ENFRIAMIENTO SENSIBLE) [1, VELASCO, 2014].	179
FIGURA VI.3.6 EVOLUCIÓN PSICORMÉTRICA DE PASO A TRAVÉS DE UNA SUPERFICIE CON TEMPERATURA MENOR QUE LA DE ROCÍO [1, VELASCO, 2014].	180
FIGURA VI.3.7 DISTINTAS EVOLUCIONES POR AL PASO POR UNA CORTINA DE AGUA TEMPERATURA CONSTANTE (MORADO) [4, VELASCO, 2006]	182
FIGURA VI.3.8 EFICIENCIA EN PROCESO ADIABÁTICO	184
FIGURA VI.3.9 REPRESENTACIÓN DE LA MEZCLA DE CORRIENTES [4, VELASCO,2006].	185
FIGURA VI.3.10. HUMIDIFICACIÓN CON VAPOR SATURADO (ROJO) Y SOBRECALENTADO (NARANJA). [4, VELASCO, 2006].	186
FIGURA VI.3.11 PROCESOS TEÓRICO Y REAL DE DESHUMIDIFICACIÓN POR ABSORBEDOR. [4, VELASCO, 2006].	187
<u>CAPÍTULO VII DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL</u>	<u>193</u>
FIGURA VII.1.1: ESQUEMA DE LA CONFIGURACIÓN DE LAS TELAS	195
FIGURA VII.1.2: VISTA FRONTAL DEL SISTEMA EVAPORATIVO BASE	196
FIGURA VII.1.3: VISTA INTERIOR DEL SISTEMA Y DETALLE DE LOS SELLOS CON ESPUMA.	197
FIGURA VII.1.4: DETALLE DEL SOPORTE Y DEL SELLADO.	197
FIGURA VII.1.5: TALADROS Y TUBOS SIN MONTAR.	198
FIGURA VII.1.6: A LA IZQUIERDA EL TANQUE CUBIERTO DE AISLANTE. A LA DERECHA EL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL FINALMENTE ACABADO.	199
FIGURA VII.2.1 VISTA DE LA UTA UTILIZADA	200
FIGURA VII.2.2 ESQUEMA DE LA UTA	201
FIGURA VII.2.3 HUMIDIFICADOR HUMIDSTEAM PLUS. [W-1]	202
FIGURA VII.2.4 SONDAS DE TEMPERATURA PT100. CERÁMICA IZQUIERDA Y PELÍCULA FINA DERECHA.[W-2]	203
FIGURA VII.2.5 EVOLUCIÓN DE LA RESISTENCIA CON LA TEMPERATURA EN SONDAS PT100 [W-3]	204
FIGURA VII.2.6 CONEXIÓN A 4 HILOS DE SONDA PT100 [W-3].	204
FIGURA VII.2.7. SONDA DE HUMEDAD CAPACITIVA [W-4]	206

FIGURA VII.2.8 ESQUEMA DE LAS CAPAS DE UN SENSOR DE HUMEDAD CAPACITIVO.[W-5]	206
FIGURA VII.2.9 RESPUESTA DADA POR EL FABRICANTE [W-4]	207
FIGURA VII.2.10 VARIACIÓN CON TEMPERATURA [W-4]	208
FIGURA VII.2.11 PLACA ORIFICIO CON SUS DOS SALIDAS PARA MEDICIÓN DE PRESIÓN DIFERENCIAL	209
FIGURA VII.2.12 TOBERA CONVERGENTE.	210
FIGURA VII.2.13 SEGMENTO DE CONDUCTO PARA INTERCONEXIÓN.	211
FIGURA VII.2.14 ADQUISIDOR DE DATOS AGILENT 34972^a [W-6]	212
FIGURA VII.3.1 DISPOSICIÓN DE SONDAS.	213
FIGURA VII.3.2 DISPOSICIÓN DE LAS PLACAS ORIFICIO.	214
FIGURA VII.3.3 DISPOSICIÓN DE LA TOBERA CONVERGENTE.	215
FIGURA VII.4.1 ANALIZADOR DE PARTÍCULAS.	216
FIGURA VII.4.2 CÁMARA INFRACAM FLIR SD [W-7].	217
FIGURA VII.4.3 TERMOGRAFÍA.	217
FIGURA VII.4.4 DISPOSITIVO DE MEDIDA DE CONDUCTIVIDAD DE AGUA.	218
FIGURA VII.4.5 DISPOSITIVO TESTO 435 [W-8]	219
<u>CAPÍTULO VIII ANÁLISIS DE EXPERIMENTOS</u>	<u>221</u>
FIGURA VIII.2.1 EJEMPLO DE REPRESENTACIÓN EN EL DIAGRAMA. (ROJO ENTRADA, AZUL SALIDA Y VERDE EVOLUCIÓN).	229
FIGURA VIII.2.2 EJEMPLO DE REPRESENTACIÓN TEMPORAL DE TEMPERATURA Y HUMEDAD.	230
FIGURA VIII.2.3 CALOR ESPECÍFICO CAUDAL BAJO 3.5M³/MIN	234
FIGURA VIII.2.4 CALOR ESPECÍFICO CAUDAL MEDIO 5M³/MIN	235
FIGURA VIII.2.5 CALOR ESPECÍFICO CAUDAL MEDIO 7.5M³/MIN	235
FIGURA VIII.2.6 CALOR LATENTE CAUDAL BAJO 3.5M³/MIN	237
FIGURA VIII.2.7 CALOR LATENTE CAUDAL MEDIO 5 M³/MIN	237
FIGURA VIII.2.8 CALOR LATENTE CAUDAL ALTO 7.5 M³/MIN	238

FIGURA VIII.2.9 ENTALPÍA ESPECÍFICA CAUDAL BAJO 3.5M3/MIN	244
FIGURA VIII.2.10 ENTALPÍA ESPECÍFICA CAUDAL MEDIO 5M3/MIN	244
FIGURA VIII.2.11 ENTALPÍA ESPECÍFICA CAUDAL ALTO 7.5M3/MIN	245
FIGURA VIII.2.12 EFICACIA CAUDAL BAJO 3.5M3/MIN	246
FIGURA VIII.2.13 EFICACIA CAUDAL MEDIO 5M3/MIN	246
FIGURA VIII.2.14 EFICACIA CAUDAL ALTO 7.5M3/s	247
FIGURA VIII.2.15 TEMPERATURA PARA CALCULAR EFICACIA EN PROCESOS NO ADIABÁTICOS	247
FIGURA VIII.2.16 HUMEDAD ABSORBIDA CAUDAL BAJO 3.5M3/MIN	249
FIGURA VIII.2.17 HUMEDAD ABSORBIDA CAUDAL MEDIO 5M3/MIN	249
FIGURA VIII.2.18 HUMEDAD ABSORBIDA CAUDAL ALTO 7.5M3/MIN	250
FIGURA VIII.2.19 FLUJO DE CALOR SENSIBLE CAUDAL BAJO (3.5M3/MIN)	251
FIGURA VIII.2.20 FLUJO DE CALOR SENSIBLE CAUDAL MEDIO (5M3/MIN)	251
FIGURA VIII.2.21 FLUJO DE CALOR SENSIBLE CAUDAL ALTO (7.5M3/MIN)	252
FIGURA VIII.2.22 FLUJO DE CALOR LATENTE CAUDAL BAJO (3.5M3/MIN)	253
FIGURA VIII.2.23 FLUJO DE CALOR LATENTE CAUDAL MEDIO (5M3/MIN)	253
FIGURA VIII.2.24 FLUJO DE CALOR LATENTE CAUDAL ALTO (7.5M3/MIN)	254
FIGURA VIII.3.1 PARTÍCULAS DE 0.3 μm CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	294
FIGURA VIII.3.2 PARTÍCULAS DE 0.5 μm CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	294
FIGURA VIII.3.3 PARTÍCULAS DE 1 μm CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	295
FIGURA VIII.3.4 PARTÍCULAS DE 5 μm CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	295
FIGURA VIII.3.5 PARTÍCULAS DE 10 μm CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	296
FIGURA VIII.3.6 PARTÍCULAS DE 25 μm CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	296
FIGURA VIII.3.7 PARTÍCULAS TOTALES CON Y SIN AGUA EN EL SISTEMA EVAPORATIVO	297
CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES	301

FIGURA IX.1.1 COMPARACIÓN DE PROCESO ADIABÁTICA (AZUL) CON PROCESO POR CORTINA DE AGUA A UNA TEMPERATURA INFERIOR A LA DE BULBO HÚMEDO (VERDE)	303
FIGURA IX.1.2 COMPARACIÓN DE PROCESO ADIABÁTICA (AZUL) CON PROCESO POR CORTINA DE AGUA CON DESHUMIDIFICACIÓN (VERDE)	304
FIGURA IX.1.2 ESQUEMA DE INSTALACIÓN	309
<u>CAPÍTULO X TRABAJOS FUTUROS</u>	<u>311</u>

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I: PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA	35
TABLA I.2.1 EVOLUCIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA EN ESPAÑA EN KTEP. (FUENTE IDAE)	44
CAPÍTULO II INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	53
CAPÍTULO III LEGIONELLA Y SU PROBLEMÁTICA.	83
CAPÍTULO IV: HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE	95
CAPÍTULO V TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE MASA	115
TABLA V.2.1 RESUMEN DE VARIABLES Y ECUACIONES EN EL PROBLEMA GENERAL.	129
TABLA V.2.2 RESUMEN DE VARIABLES Y ECUACIONES TRAS SIMPLIFICACIONES	130
TABLA VI.2.3 RESUMEN DE ECUACIONES DIFERENCIALES DEL ANÁLISIS DEL CAMPO FLUIDO.	133
CAPÍTULO VI ANÁLISIS PSICROMÉTRICO Y ECUACIONES	153
TABLA VI.1.1 COMPOSICIÓN VOLUMÉTRICA DEL AIRE.	157
TABLA VI.3.1 RESUMEN ENERGÉTICO DE LOS PASOS POR CORTINAS DE AGUA A TEMPERATURA CONSTANTE.	183
CAPÍTULO VII DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL	193
CAPÍTULO VIII ANÁLISIS DE EXPERIMENTOS	221
TABLA VIII.1.1 PLANIFICACIÓN EXPERIMENTOS CAUDAL BAJO	226
TABLA VIII.1.2 PLANIFICACIÓN EXPERIMENTOS CAUDAL ALTO	226
TABLA VIII.1.3 PLANIFICACIÓN EXPERIMENTOS CAUDAL ALTO	227
TABLA VIII.1.4 ORDEN DE EXPERIMENTACIÓN DE ANÁLISIS DE PARTÍCULAS	228
TABLA VIII.2.1 LEYENDA DE COLORES	230

TABLA VIII.2.2 CALOR SENSIBLE ESPECÍFICO GANADO POR EL AGUA.	231
TABLA VIII.2.3 CALOR LATENTE ESPECÍFICO GANADO POR EL AGUA.	231
TABLA VIII.2.4 ENTALPÍA ESPECÍFICA GANADA POR EL AGUA.	232
TABLA VIII.2.5 EFICACIA ÚNICAMENTE EN PROCESOS ADIABÁTICOS	232
TABLA VIII.2.6 HUMEDAD ESPECÍFICA GANADA POR EL AIRE.	233
TABLA VIII.2.7 FLUJO DE CALOR SENSIBLE GANADO POR EL AIRE.	233
TABLA VIII.2.8 FLUJO DE CALOR LATENTE GANADO POR EL AIRE.	234
TABLA VIII.2.7 RESUMEN DE EXPERIMENTOS POR BOMBAS	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA VIII.2.8 VALOR MEDIO POR NIVELES DEL CALOR SENSIBLE ESPECÍFICO	255
TABLA VIII.2.9 SUMA DE CUADRADOS PARA CADA FACTOR SSA EN $(\text{KJ}/\text{KG})^2$	256
TABLA VIII.2.10 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-HUMEDAD ESPECÍFICA.	257
TABLA VIII.2.11 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-TEMPERATURA.	258
TABLA VIII.2.12 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN HUMEDAD ESPECÍFICA-TEMPERATURA.	259
TABLA VIII.2.13 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN TRIPLE ASOCIADA AL ERROR.	260
TABLA VIII.2.14 VALOR MEDIO POR NIVELES DEL CALOR LATENTE ESPECÍFICO	261
TABLA VIII.2.15 SUMA DE CUADRADOS PARA CADA FACTOR	262
TABLA VIII.2.16 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-HUMEDAD ESPECÍFICA.	263
TABLA VIII.2.17 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-TEMPERATURA.	264
TABLA VIII.2.18 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN HUMEDAD ESPECÍFICA-TEMPERATURA.	265
TABLA VIII.2.19 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN TRIPLE ASOCIADA AL ERROR.	266
TABLA VIII.2.20 VALOR MEDIO POR NIVELES DEL CALOR ESPECÍFICO TOTAL.	267
TABLA VIII.2.21 SUMA DE CUADRADOS PARA CADA FACTOR	268
TABLA VIII.2.22 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-HUMEDAD ESPECÍFICA.	269
TABLA VIII.2.23 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-TEMPERATURA.	270
TABLA VIII.2.24 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN HUMEDAD ESPECÍFICA-TEMPERATURA.	271

TABLA VIII.2.25 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN TRIPLE ASOCIADA AL ERROR.	272
TABLA VIII.2.26 VALOR MEDIO POR NIVELES DE LA HUMEDAD ESPECÍFICA GANADA.	273
TABLA VIII.2.27 SUMA DE CUADRADOS PARA CADA FACTOR	274
TABLA VIII.2.28 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-HUMEDAD ESPECÍFICA.	275
TABLA VIII.2.29 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-TEMPERATURA.	276
TABLA VIII.2.30 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN HUMEDAD ESPECÍFICA-TEMPERATURA.	277
TABLA VIII.2.31 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN TRIPLE ASOCIADA AL ERROR.	278
TABLA VIII.2.32 VALOR MEDIO POR NIVELES DEL FLUJO DE CALOR SENSIBLE.	279
TABLA VIII.2.33 SUMA DE CUADRADOS PARA CADA FACTOR	280
TABLA VIII.2.34 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-HUMEDAD ESPECÍFICA.	281
TABLA VIII.2.35 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-TEMPERATURA.	282
TABLA VIII.2.36 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN HUMEDAD ESPECÍFICA-TEMPERATURA.	283
TABLA VIII.2.37 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN TRIPLE ASOCIADA AL ERROR.	284
TABLA VIII.2.38 VALOR MEDIO POR NIVELES DEL FLUJO DE CALOR LATENTE.	285
TABLA VIII.2.39 SUMA DE CUADRADOS PARA CADA FACTOR	286
TABLA VIII.2.40 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-HUMEDAD ESPECÍFICA.	287
TABLA VIII.2.41 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN CAUDAL-TEMPERATURA.	288
TABLA VIII.2.42 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN HUMEDAD ESPECÍFICA-TEMPERATURA.	289
TABLA VIII.2.43 SUMA DE CUADRADOS DE LA ITERACIÓN TRIPLE ASOCIADA AL ERROR.	290
TABLA VIII.2.44 RESUMEN DE INFLUENCIA DE FACTORES	291
TABLA VIII.3.1 RESUMEN DE ANÁLISIS DE PARTÍCULAS	292
TABLA VIII.3.2 NÚMERO DE PARTÍCULAS POR M³	293
TABLA VIII.3.3 NÚMERO DE PARTÍCULAS POR M³ MEDIAS.	293
<u>CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES</u>	<u>301</u>
<u>CAPÍTULO X TRABAJOS FUTUROS</u>	<u>311</u>
