



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Estudio del ahorro energético de distintas  
configuraciones de enfriamiento  
evaporativo indirecto**

**Autor:**

**López Cobas, Alejandro**

**Tutor:**

**Tejero González, Ana**

**Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica**

**Valladolid, Noviembre de 2018.**



En primer lugar, quiero agradecer a Ana Tejero González por haber tutelado el presente Trabajo Fin de Grado, muchas gracias por la ayuda de estos últimos meses.

También agradecer a Eloy Velasco, por resolverme dudas cuando ha sido preciso.

Para finalizar, dar las gracias a mis padres el apoyo durante los años del grado, pues sin vosotros no hubiera sido posible llegar hasta aquí.



# Resumen

El presente trabajo aborda el estudio del ahorro energético y económico para el año meteorológico tipo de Valladolid mediante dos configuraciones distintas de enfriamiento evaporativo indirecto: Convencional y Recuperativa.

El estudio se plantea calculando la capacidad de enfriamiento para cada una de las configuraciones variando el caudal, la temperatura y la humedad específica, y deduciéndole el consumo adicional que generan los ventiladores.

Para conocer el consumo de los ventiladores se necesita conocer la pérdida de carga, por lo cual, se ha montado un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto con el objetivo de medir las pérdidas de carga en el intercambiador. La toma de datos experimental se ha contrastado con un cálculo teórico de las pérdidas de carga de la misma instalación.

Los datos experimentales de la pérdida de carga también han sido usados para poder realizar una simulación con el programa TRNSYS, el cual ha proporcionado los datos de la capacidad de enfriamiento necesarios para poder realizar los cálculos de los ahorros energéticos.

Según los resultados obtenidos, se comprueba que la configuración recuperativa, aun considerándola más eficiente en una primera aproximación, no siempre es la mejor configuración para todas las temperaturas exteriores, como puede ser para una temperatura de 25 °C. Sin embargo a partir de una temperatura de 30°C, la configuración recuperativa tiene una eficiencia mayor.

Los resultados obtenidos de las capacidades en enfriamiento son implementados en una hoja Excel sobre la base de datos climáticos (TMY) de Valladolid, con el fin de poder calcular el ahorro para dos caudales distintos para cada una de las configuraciones. Los ahorros obtenidos varían entre 10 y 35 €/año.

En función del caudal y del nivel de calidad del aire se ha propuesto un posible ejemplo de aplicación al que podríamos implementar el sistema. Un ejemplo de aplicación sería una oficina para un máximo de 4 personas con una superficie de 40m<sup>2</sup>.



# Palabras clave

Enfriamiento evaporativo indirecto, pérdida de carga, intercambiador, efectividad térmica de bulbo húmedo, capacidad de enfriamiento.



# Índice de contenidos

Resumen.....	5
Palabras clave.....	7
1. Introducción.....	15
1.1. Problemática energética actual.....	17
1.2. Objetivos.....	18
2. Estado del arte.....	21
2.1. Historia.....	23
2.2. Fundamentos del enfriamiento evaporativo.....	24
2.2.1. Teoría del enfriamiento evaporativo.....	24
2.2.2. Diagrama psicrométrico.....	29
2.2.3. Enfriamiento evaporativo ideal.....	31
2.2.4. Enfriamiento evaporativo real.....	32
2.3. Clasificación.....	33
2.3.1. Enfriador Evaporativo Directo.....	33
2.3.2. Evaporativo Evaporativo Indirecto.....	36
2.3.3. Enfriador Evaporativo Mixto Indirecto-Directo.....	42
2.4. Ventajas del enfriamiento evaporativo.....	43
3. Estudio de la pérdida de carga en el dispositivo.....	45
3.1. Cálculo teórico.....	47
3.2. Instalación.....	56
3.2.1 Componentes.....	57
3.3. Montaje.....	63
3.4. Toma de datos.....	65
3.4.1. Toma de datos del aire primario en el intercambiador de paso estrecho.....	65
3.4.2. Toma de datos del aire secundario en modo seco en el intercambiador de paso estrecho.....	67
3.4.3. Toma de datos del aire secundario en modo húmedo en el intercambiador de paso estrecho.....	69
3.4.4. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho.....	70
3.5. Resultado de la experimentación y discusión de los resultados.....	71
3.5.1. Intercambiador paso estrecho.....	71
3.5.2. Intercambiador de paso ancho.....	73

3.5.3.	Comparación con los resultados teóricos.....	76
4.	Simulación de la capacidad del sistema mediante TRNSYS .....	79
4.1.	Simulación.....	82
4.1.1.	<i>Type111a</i> . Ventilador de velocidad variable .....	82
4.1.2.	<i>Type757</i> . Enfriador evaporativo indirecto.....	84
4.1.3.	<i>Type65d</i> . Impresora online.....	85
4.2.	Conexiones.....	85
4.3.	Resultados .....	89
4.3.1.	Estudio de capacidad y ahorro del sistema.....	94
4.3.2.	Aplicaciones.....	96
5.	Conclusiones .....	101
6.	Bibliografía .....	105
Anexo 1	.....	111

# Índice de tablas

Tabla 1. Tabla de dimensiones de los modelos de intercambiador .....	48
Tabla 2. Densidades calculadas para algunas temperaturas. ....	48
Tabla 3. Viscosidades calculadas para algunas temperaturas. ....	48
Tabla 4. Áreas de paso de los intercambiadores. ....	49
Tabla 5. Áreas en modo húmedo.....	50
Tabla 6. Parámetros y pérdida de carga debido a la fricción en ambos intercambiadores. ....	52
Tabla 7. Coeficiente de pérdida de carga local a la entrada y salida del intercambiador .....	54
Tabla 8. Pérdidas de carga locales en los distintos intercambiadores y en ambos modos. ....	55
Tabla 9. Valores de caudal y pérdida de carga proporcionados por el fabricante .....	59
Tabla 10. Tabla de valores de pérdida de carga y caudal en Pa y m <sup>3</sup> /h.....	59
Tabla 11. Toma de datos en el intercambiador de paso estrecho en el aire primario.....	71
Tabla 12. Toma de datos en el intercambiador de paso estrecho en el aire secundario en modo seco.....	72
Tabla 13. Toma de datos en el intercambiador de paso estrecho en el aire secundario en modo húmedo.....	72
Tabla 14. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho en el aire primario.....	73
Tabla 15. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho en el aire secundario en modo seco.....	73
Tabla 16. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho en el aire secundario en modo húmedo.....	73
Tabla 17. Comparación de la pérdida de carga de los resultados teóricos con los experimentales .....	76
Tabla 18. Potencias consumidas por los ventiladores para los distintos caudales e intercambiadores. ....	83
Tabla 19. Diseño de experimentos. ....	90
Tabla 20. Resultados para la configuración convencional. ....	91
Tabla 21. Resultados para la configuración recuperativa 1.....	92
Tabla 22. Resultados para la configuración recuperativa 2.....	92
Tabla 23. Regresiones de la capacidad de enfriamiento en función de la temperatura. ....	94
Tabla 24. Ahorros energéticos y económicos para un año en Valladolid .....	95
Tabla 25. Caudal mínimo según [24] .....	97
Tabla 26. Ocupación en función del uso previsto según [24] .....	97
Tabla 27. Aplicaciones.....	97

# Índice de figuras

Figura 1. Diagrama Psicométrico.....	29
Figura 2.Evolución adiabática ideal [2] .....	31
Figura 3. Enfriamiento evaporativo real. ....	32
Figura 4. DEC de panales evaporativos y rígido [2]. ....	34
Figura 5. DEC Rotativo [2]. ....	34
Figura 6. DEC por pulverización [2]. ....	35
Figura 7. DEC por pulverización a alta presión [2]. ....	35
Figura 8. IEC convencional [10]. ....	37
Figura 9. Evolución psicométrica del aire en un IEC convencional. ....	37
Figura 10. IEC Recuperativo [10]. ....	38
Figura 11. Evolución psicométrica del aire en un IEC recuperativo. ....	38
Figura 12. IEC Regenerativo [10]. ....	39
Figura 13. Evolución psicometrica del aire en un IEC. ....	39
Figura 14. IEC de superficie seca [5]. ....	40
Figura 15. IEC de superficie húmeda [5] .....	41
Figura 16. Intercambiador tubular [2]. ....	41
Figura 17. Prototipo de un intercambiador de placas planas [18] . ....	47
Figura 19. Gráfica de la Pérdida de carga del primario. ....	53
Figura 20. Gráfica de la Pérdida de carga del secundario .....	53
Figura 21. Gráfica de la pérdida de carga en el plénium de salida. ....	54
Figura 22. Detalle de la distribución del agua. ....	56
Figura 23. Vista de la UTA y el plénium de distribución. ....	57
Figura 24. Detalle de uno de los reguladores de caudal. ....	57
Figura 25. Detalle de los Conductos Flexibles. ....	58
Figura 26. Detalle de la Tobera .....	58
Figura 27. Gráfica del Caudal en función de la pérdida de la tobera. ....	60
Figura 28. Detalle de los plénium. ....	61
Figura 29. Detalle de la disposición y prototipo de los intercambiadores [18]. ....	62
Figura 30. Montaje inicial. ....	63
Figura 31. Montaje final. ....	63
Figura 32. Detalle de la conexión tobera-tubos flexibles. ....	64
Figura 33. Detalle de la conexión del tubo flexible-plénium .....	64
Figura 34. Medidor multifunción Testo 435 .....	66
Figura 35. Sonda de medición de velocidad. ....	66
Figura 36. Mallado imaginario a la salida del plénium. ....	67
Figura 37. Detalle Figura 38 .....	68
Figura 38. Montaje final para la toma de datos del aire secundario .....	68
Figura 39. Fuente de alimentación de 12V .....	69
Figura 40. Bomba de recirculación del agua. ....	69
Figura 41. Gráfica de la $\Delta P$ vs $Q$ para el intercambiador de paso estrecho en el aire primario. .	71

Figura 42. Gráfica de la $\Delta P$ vs Q para el intercambiador de paso estrecho en el aire secundario.	72
Figura 43. Gráfica de la $\Delta P$ vs Q para el intercambiador de paso ancho en el aire primario.....	73
Figura 44. Gráfica de la $\Delta P$ vs Q para el intercambiador de paso ancho en el aire secundario. .	74
Figura 45. Captura de los parámetros a determinar del ventilador.....	83
Figura 46. Captura de las variables de entrada del ventilador.....	84
Figura 47. Captura de las variables del enfriador evaporativo.....	84
Figura 48. Captura de los parámetros a configurar de la impresora online.....	85
Figura 49. Captura de las conexiones entre el ventilador de aire primario y el enfriador evaporativo.....	86
Figura 50. Captura de las conexiones entre el ventilador de aire secundario y el enfriador evaporativo.....	86
Figura 51. Captura de las conexiones entre el enfriador evaporativo y la impresora online.....	87
Figura 52. Captura del resultado final de instalación.....	87
Figura 53. Captura del resultado de la simulación para configuración recuperativa, un caudal de 200 m <sup>3</sup> /h y 40 °C. ....	88
Figura 54. Diagrama bioclimático.....	93



# 1. Introducción

1.1. Problemática energética actual .....	17
1.2. Objetivos.....	18



## 1.1. Problemática energética actual

La energía es un recurso básico y necesario para el ser humano, sin ella sería imposible el desarrollo de la vida misma.

La gran mayoría de los países están preocupados por el ahorro de energía, lo que les ha llevado a tomar medidas en el sector industrial, transporte, edificación y en las viviendas. Están invirtiendo en el desarrollo de las energías renovables en respuesta a esta problemática.

La previsión de agotamiento de las energías no convencionales y la continua destrucción de los recursos naturales, conlleva repercusiones sociales y económicas. El resultado ha dado lugar a la privatización de muchas empresas ante la desorganización de las inversiones en el sector energético. [1]

Actualmente, se busca un desarrollo sostenible, manteniendo en nivel de crecimiento y progreso, pero tenemos que evitar el derroche energético.

*“Un desarrollo sostenible debe buscar soluciones a estos problemas. Con objeto de potenciar y fomentar el uso más racional de la energía en instalaciones térmicas de los edificios, normalmente destinadas a proporcionar de forma segura y eficiente los servicios de climatización necesarios, para atender los requisitos de bienestar térmico y de calidad del aire interior, hay que incorporar nuevos avances técnicos compatibles con las exigencias energéticas y medioambientales actuales, mejorando el rendimiento de los equipos y sistemas.”* [Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización, ATECYR]

Existen diferentes razones que justifican una disminución del consumo de energía en las instalaciones. Algunas de ellas son [2]:

- El elevado coste económico de la energía y su perspectiva de crecimiento.
- La escasez de energética de fuentes no renovables en el futuro, lo que provoca el atribuir un coste social al consumo de energía.
- El impacto medioambiental que el consumo energético origina en nuestro planeta debido al efecto invernadero.

Los principales objetivos en el marco de la energía para 2030 son los siguientes [3]:

- Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero en un 40% (con respecto a los niveles de 1990)
- Cuota de energías renovables como mínimo en un 27%.
- Mejora de la eficiencia energética en al menos 27%.

Algunas de las diferentes vías para conseguir un ahorro de energía en los edificios son [4]:

- Disminuir la demanda de energía.
- Sustituir las fuentes de energía convencionales por energías renovables (solar térmica, fotovoltaica, biomasa o geotérmica).
- Utilizar sistemas y equipos térmicos más eficientes.

Uno de los sistemas para conseguir este ahorro es el enfriamiento por evaporación, un método eficiente para refrigerar edificios en regiones cálidas y secas. España es un país con un clima muy diverso que exige una variedad de sistemas de enfriamiento para poder lograr un consumo de energía óptimo, reducir las emisiones y proporcionar condiciones de confort en verano. [5]

Los dos métodos principales de enfriamiento por evaporación son, el directo (DEC) “*Direct evaporative cooler*”, el indirecto (IEC) “*Indirect evaporative cooler*”, o una combinación multietapa de ambos (MIXTOS) los cuales se van a desarrollar en el siguiente apartado.

## 1.2. Objetivos

Este trabajo fin de grado tiene como objetivos parciales:

Ampliación de los conocimientos del enfriamiento evaporativo, algunos de los cuales ya habían sido adquiridos durante los años de estudio del grado.

Profundizar en el manejo de la experimentación: durante el trabajo se van a realizar numerosas tomas de datos, las cuales requieren de una metodología.

Ampliación de la capacidad de interpretación de los resultados obtenidos en la toma de datos.

Aprendizaje del programa de simulación TRNSYS.

La suma de todos estos objetivos parciales da lugar a un objetivo final:

Realizar un estudio comparativo del ahorro energético y económico entre dos configuraciones distintas de enfriamiento evaporativo indirecto: convencional y recuperativo.

El estudio se ha realizado para la ciudad de Valladolid, en la cual se ha realizado la experimentación y para la cual se van a calcular los ahorros.





# 2. Estado del arte

2.1.	Historia.....	23
2.2.	Fundamentos del enfriamiento evaporativo.....	24
2.2.1.	Teoría del enfriamiento evaporativo.....	24
2.2.2.	Diagrama psicrométrico .....	29
2.2.3.	Enfriamiento evaporativo ideal .....	31
2.2.4.	Enfriamiento evaporativo real .....	32
2.3.	Clasificación .....	33
2.3.1.	Enfriador Evaporativo Directo .....	33
2.3.2.	Evaporativo Evaporativo Indirecto.....	36
2.3.3.	Enfriador Evaporativo Mixto Indirecto-Directo.....	42
2.4.	Ventajas del enfriamiento evaporativo .....	43



## 2.1. Historia

El enfriamiento evaporativo se produce de forma espontánea al entrar en contacto agua con aire el cual no está saturado de humedad. En la Naturaleza se produce después de las tormentas, cerca de las cascadas, en los océanos etc. Además, es un mecanismo de autorregulación de la temperatura corporal de los seres humanos y, en menor medida, de algunos animales.

Las primeras referencias de uso de esta técnica aparecen en Egipto. Existen frescos de aproximadamente 2500 a.C que muestran a los esclavos abanicando frascos de agua para enfriar habitaciones para la realeza.

En el antiguo Egipto aparecen senderos arqueológicos que incorporan mecanismos para el enfriamiento mediante evaporación. Estos mecanismos incluyen el uso de ollas de agua porosas, estanques de agua, piscinas y conductos de agua diseñados de diferentes formas en recintos de paredes gruesas y sombreadas, con el objetivo de buscar áreas que hubieran estado frías. [6]

El primer enfriador evaporativo directo comercial, se demostró en el Hotel Adams en el centro de Phoenix el 20 de junio de 1916. Este diseño consistía en marcos de madera cubiertos con telas húmedas y ventiladores que forzaban el aire que se estaba enfriando. A medida que evolucionaron, se incorporaron sumideros y bombas de recirculación en los diseños.

A principios de la década de 1950, una gran cantidad de compañías producían refrigeradores evaporativos para un mercado que cubría gran parte de los EE. UU. La mayoría de las casas y negocios en el suroeste cálido y árido utilizaban refrigeradores por goteo.

## 2.2. Fundamentos del enfriamiento evaporativo

El enfriamiento evaporativo es un proceso de transformación de calor sensible en latente. Suele tener lugar sobre un cuerpo fluido, pero también puede darse en un cuerpo no fluido como la piel al evaporarse el sudor.

Este proceso da lugar a una transferencia de calor y masa. El aire no saturado se enfría, proporcionando el calor sensible que posteriormente va a convertirse en calor latente para producir la evaporación del agua.

Este intercambio de calor tendría su fin cuando el aire se satura y ambas temperaturas se igualan, alcanzando la “temperatura de saturación adiabática”. Esta temperatura, la cual se mantiene constante, es la del agua recirculada en el proceso adiabático ideal, también es la temperatura que alcanza el aire a la salida del intercambiador, si la eficiencia de saturación es del 100%.

Los equipos de enfriamiento evaporativo pueden ser utilizados en múltiples aplicaciones, bien para acondicionamiento de aire o disipación de calor: aire acondicionado para edificios, industria, centrales eléctricas, refrigeración de maquinaria [7].

### 2.2.1. Teoría del enfriamiento evaporativo

En este apartado se van a definir gran parte de los conceptos que se van a usar en este trabajo. Estos conceptos han sido extraídos de los libros: Acondicionamiento del aire y refrigeración de Carlo Pizzeti [8] y Air humidification de Renato Lazzarin. [9]

- **Volumen específico del aire seco:** para calcularlo se aplica la ecuación de estado de los gases perfectos.

$$V_a = \frac{R_a T}{p_a} \quad (\text{E. 1})$$

Dónde:

$V_a$  es el volumen específico del aire seco en  $\text{m}^3/\text{h}$

$T$  es la temperatura absoluta en K

$p_a$  es la presión del aire seco  $\text{kg}/\text{m}^2$

$R_a$  es la constante universal de los gases que para el aire es igual a 29,27 m/K

- **Calor específico del aire seco:** para una presión de 1 atm del aire seco varía entre 0,238kcal/kg°C (a -40°C) y 0,244 kcal/kg°C (a +60°C)
- **Entalpía del aire seco:** la entalpía de un kg de aire seco a la temperatura t se expresará con la fórmula:

$$i_a = 0,24t \quad (\text{E. 2})$$

Dónde:

$i_a$  es la entalpía del aire seco en kcal/kg

t es la temperatura de bulbo seco en °C

- **Volumen específico del vapor de agua:** puede considerarse correcta la ecuación de los gases iguales para calcularlo.

$$V_v = \frac{R_v T}{p_v} \quad (\text{E. 3})$$

Dónde:

$V_v$  es el volumen específico del vapor de agua en m<sup>3</sup>/h

$R_v$  es la constante de los gases que para el vapor de agua tiene un valor de m/K

T es la temperatura absoluta en K

$p_v$  es la presión del vapor de agua kg/m<sup>2</sup>

- **Calor específico del vapor de agua ( $C_{p_v}$ ):** tiene un valor constante de 0,46 kcal/kg°C.
- **Entalpía del vapor de agua ( $i_v$ ):** para el cálculo de las instalaciones de aire acondicionado la entalpía del vapor saturado o sobrecalentado a la temperatura t, puede expresarse como:

$$i_v \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) = 595 + 0,46t \quad (\text{E. 4})$$

En el campo del enfriamiento evaporativo se habla comúnmente de la expresión “**aire saturado**”. Esto quiere decir que la presión parcial en la mezcla (aire-vapor), es igual a la presión de saturación correspondiente a la temperatura a la que se encuentra la mezcla.

Si una mezcla de aire y vapor de agua es enfriada a presión constante, la temperatura a la que tendríamos vapor saturado recibe el nombre de **temperatura de rocío**.

La **humedad específica (x)** se define como la cantidad de vapor de agua (en kg) contenida en un kg de aire seco. Se puede calcular mediante la ecuación:

$$x = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{R_a}{R_v} \quad (\text{E. 5})$$

La **humedad relativa** se define como la relación, expresada en %, entre la presión parcial del vapor de agua de la mezcla y la presión de saturación de dicho vapor correspondiente a la temperatura de bulbo seco de la mezcla.

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \cdot 100 \quad (\text{E. 6})$$

Dónde:

$\varphi$  es la humedad relativa en %

$p_v$  es la presión parcial del vapor de la mezcla en  $\text{kg/m}^2$

$p_{vs}$  es la presión de saturación de vapor de agua a la temperatura de bulbo seco de la mezcla en  $\text{kg/m}^2$

Valladolid se encuentra a una altura (H), de 750 metros sobre el nivel del mar, por lo tanto para calcular la presión atmosférica, se usa la siguiente ecuación:

$$P_a = 101325e^{-0,0001184.H} \quad (\text{E. 7})$$

La presión atmosférica que se obtiene al aplicar la ecuación anterior es de 92692,39 Pa.

Ahora vamos a calcular la densidad, para ello usaremos la ecuación:

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (\text{E. 8})$$

Dónde:

$v$  es el volumen específico del aire en  $\text{m}^3/\text{kg}$ .

Para poder calcular la densidad, primeramente hay que calcular el volumen específico, que lo calcularemos con la ecuación [9]:

$$v = \frac{1}{R} \left( \frac{T + 273}{P} \right) \left( \frac{1}{M} + x \right) \quad (\text{E. 9})$$

Dónde:

$M$  masa molar del aire 0,028965 (kg/mol)

$Mv$  masa molar del agua 18 (g/mol)

$R$  constante universal de los gases ideales 8,134 (J/mol\*K)

$x$  humedad específica en (kg/kg)

$T$  temperatura del aire en (K)

$P$  presión del aire en (Pa)

El enfriamiento por evaporación es un fenómeno natural el cual ya conocían nuestros antepasados como se ha comentado en el anterior apartado, sin embargo, la aplicación a la industria por el ser humano ha sido estudiada no hace más de 100 años.

La teoría de la Refrigeración Evaporativa fue desarrollada en gran parte por el Dr. Willis H. Carrier.

Para calcular la temperatura húmeda se puede realizar un balance energético por unidad de masa de aire seco tratado:

$$i + (X_s - X) \cdot i_w = i_s \quad (\text{E. 10})$$

Dónde:

$i$  entalpía del aire húmedo.

$i_w$  entalpía del agua.

$i_s$  entalpía del aire saturado

$X_s$  humedad específica del aire húmedo saturado.

$X$  humedad específica del aire.

Otra forma de obtener la temperatura húmeda, será remplazando en la anterior ecuación los valores:

$$i = C_{p_{as}} \cdot t + X(\lambda + C_{p_v} \cdot t) \quad (\text{E. 11})$$

$$i_s = C_{p_{as}} \cdot t_h + X_s(\lambda + C_{p_v} \cdot t_h) \quad (\text{E. 12})$$

$$i_w = C_{p_w} \cdot t_h \quad (\text{E. 13})$$

Dónde:

$C_{p_{as}}$  es calor específico a presión constante del aire saturado.

$C_{p_v}$  es calor específico a presión constante del vapor de agua.

Sustituyendo:

$$C_{p_{as}} \cdot t_s + X(\lambda + C_{p_v} \cdot t_s) + (X_s - X)C_{p_w} \cdot t_h = C_{p_{as}} \cdot t_h + X_s(\lambda + C_{p_v} \cdot t_h) \quad (\text{E. 14})$$

Despejando  $t_h$ :

$$t_h = \frac{C_{p_{as}} \cdot t + X(\lambda + C_{p_v} \cdot t) - w_s \lambda}{C_{p_{as}} + X_s \cdot C_{p_v} - X_s \cdot C_{p_w} + X C_{p_w}} \quad (E. 15)$$

### 2.2.2. Diagrama psicrométrico

En este apartado se va a comentar los parámetros que se pueden leer en el diagrama psicrométrico (ver Figura 1).

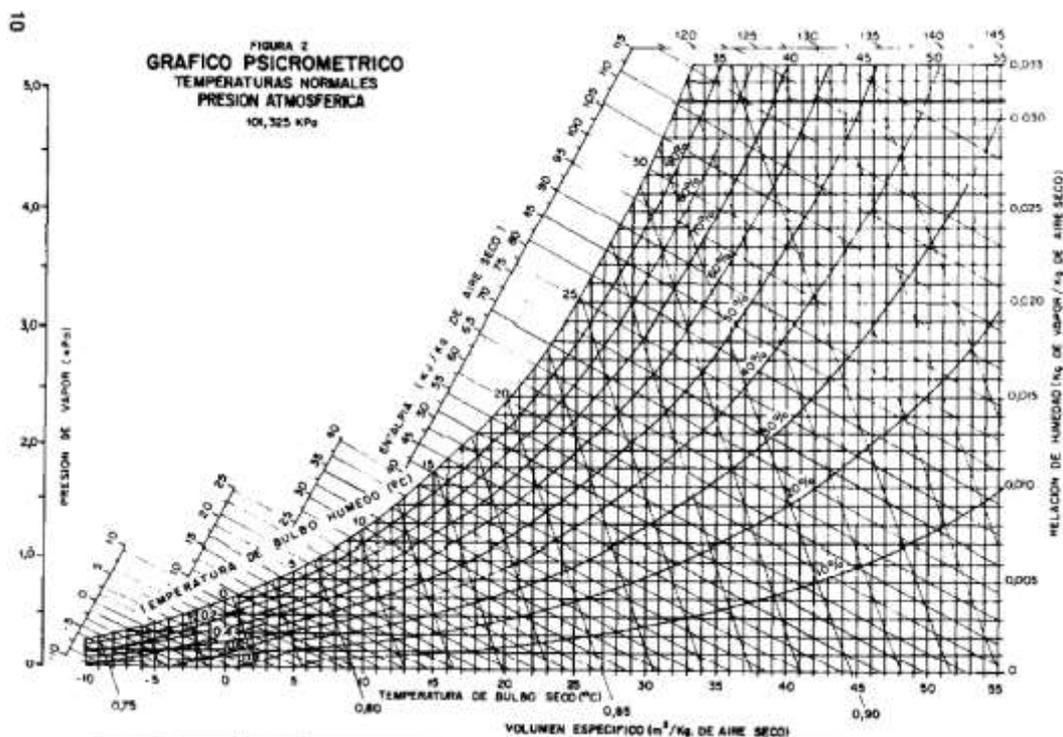


Figura 1. Diagrama Psicométrico

El eje horizontal del diagrama psicrométrico, representa la **temperatura de bulbo seco del aire** ( $t$ ), esta temperatura es aquella que se puede medir mediante un termómetro convencional de bulbo seco debidamente apantallado para que no le afecte la radiación.

En el eje vertical, podemos leer la **humedad específica** ( $x$ ).

Al lado izquierdo, el diagrama está acotado por la línea de saturación, esta línea indica el punto en el cual el aire está saturado de humedad. Separando así el diagrama legible de la “zona de niebla”, no representada en el diagrama psicrométrico de Carrier, como el de la Figura 1. En esta línea el aire tendrá un 100% de humedad relativa. A medida

que nos vamos alejando de esta curva hacia el lado derecho, hay diferentes curvas para distintos porcentajes de saturación del aire, este porcentaje es la **humedad relativa** ( $\phi$ ).

En la línea de saturación se pueden leer dos parámetros, uno de ellos es el punto de rocío. El otro parámetro es la **temperatura de bulbo húmedo** ( $t_h$ ). Esta temperatura es aquella que se puede medir con un termómetro cuyo bulbo se mantenga siempre humedecido y alcance el equilibrio de calor y masa con el entorno.

Hablando de enfriamiento evaporativo, la ( $t_h$ ) es la temperatura más baja que podríamos conseguir, que sería temperatura conseguida en el caso ideal. La diferencia entre la ( $t_h$ ) y la ( $t$ ) representa el potencial de enfriamiento.

Si restamos la ( $t$ ) del aire a la temperatura que obtenemos de salida al local climatizado ( $t_{1s}$ ) y dividimos entre el potencial de enfriamiento obtenemos la eficiencia.

$$\varepsilon = \frac{t_{1E} - t_{1S}}{t_{1E} - t_{h2E}} \quad (\text{E. 16})$$

La ( $t_h$ ) es menor cuanto menor sea la humedad específica, por lo tanto, para el enfriamiento evaporativo nos interesan ( $x$ ) bajas.

Para definir la capacidad de enfriamiento (CC), dado que sólo existe intercambio de calor sensible entre corrientes su expresión puede expresarse como:

$$CC = \dot{m}_i \cdot C_{p \text{ aire}} \cdot (t_{1E} - t_{1s}) \quad (\text{E. 17})$$

### 2.2.3. Enfriamiento evaporativo ideal

El proceso ideal es adiabático, es decir, tiene lugar sin ganancia o pérdida de entalpía. El proceso, por tanto, se mueve hacia arriba y a la izquierda del punto 1 siguiendo la línea de temperatura de bulbo húmedo o entalpía constante hasta el punto 2 como representa la Figura 2.

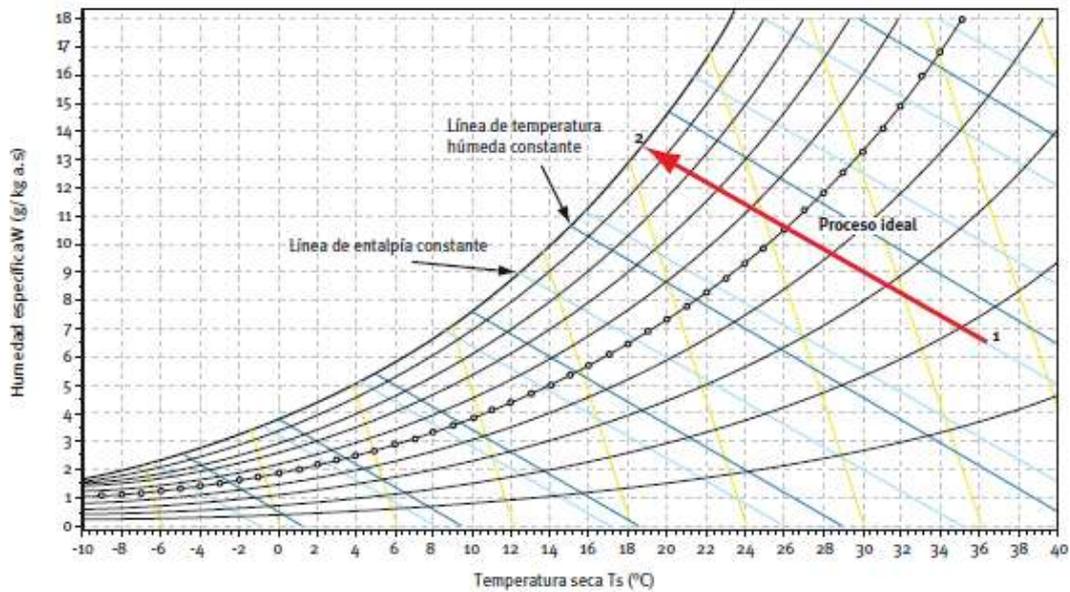


Figura 2. Evolución adiabática ideal [2]

Si el proceso de enfriamiento evaporativo alcanza la temperatura de saturación adiabática se estará consiguiendo el máximo salto de enfriamiento posible del aire.

La Figura 2 representa un ciclo ideal a 36,5°C y una humedad del 18%. La mínima temperatura que podría alcanzar será de 19°C.

### 2.2.4. Enfriamiento evaporativo real

La mayoría de los enfriadores evaporativos difieren del caso adiabático, en la

Figura 3 (1→2), debido a que la temperatura del agua de recirculación es distinta a la temperatura de bulbo húmedo del aire. El agua de recirculación normalmente va a suponer que la evolución sea a estados de menor entalpía, por lo que, extrae calor sensible, y la temperatura del aire tenderá a acercarse a esta temperatura con un 100% de humedad relativa.

Podemos diferenciar dos casos:

- 1. Cuando la temperatura de entrada del agua es ligeramente superior a la de bulbo húmedo del aire.**

En este caso, el aire se humidifica a una temperatura mayor que la de su bulbo húmedo, convirtiendo parte de su carga sensible en latente. Al mismo tiempo, el agua introduce calor sensible debido a la diferencia entre su temperatura y la de bulbo húmedo del aire. Una de causas por las cuales el agua de recirculación introduce carga sensible es en parte a la bomba por la cual tiene que pasar. En la

Figura 3, es la evolución (1→3).

- 2. Cuando la temperatura de entrada del agua es ligeramente inferior a la temperatura de bulbo húmedo del aire**

En este caso, el aire se humidifica a una temperatura menor que la de su bulbo húmedo, perdiendo entalpía. Que el agua se encuentra a una temperatura más baja, es debido a que al ser de la red no podemos controlar su temperatura. En la

Figura 3, es la evolución (1→4).

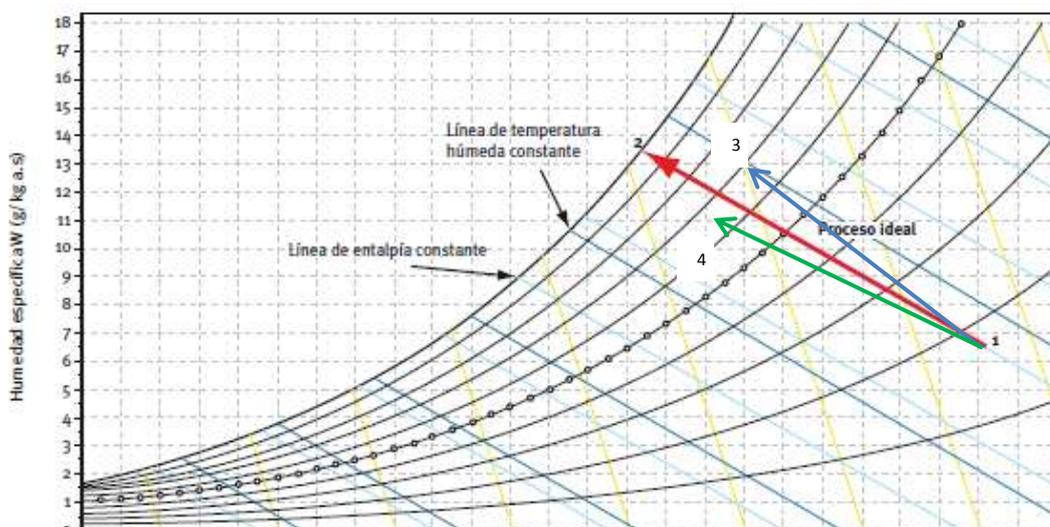


Figura 3. Enfriamiento evaporativo real.

## 2.3. Clasificación

En este apartado se van a describir los distintos sistemas comercializados para el aprovechamiento del sistema de enfriamiento mediante evaporación en el acondicionamiento del aire.

### 2.3.1. Enfriador Evaporativo Directo

El enfriamiento evaporativo directo, es más sencillo, antiguo y simple que el indirecto, además es la forma más extendida de aire acondicionado evaporativo.

Generalmente están compuestos por un elemento de humectación, un ventilador, un depósito inferior y una carcasa.

Este sistema generalmente usa un ventilador para impulsar aire exterior hacia el espacio a acondicionar a través de un medio mojado. El agua retira calor sensible del aire a medida que se evapora en el seno de este, de forma que abandona el DEC a una temperatura seca más baja que la inicial (la del ambiente), pero a mayor humedad relativa.

La temperatura de bulbo seco del aire se va reduciendo a medida que se humedece. Como se ha comentado al principio del apartado 2, la energía sensible se transforma en latente, donde el aire húmedo experimenta una evolución psicométrica adiabática.

Estos sistemas constituyen una tecnología relativamente barata. Son de gran utilidad en zonas calurosas y secas (desiertos), presentando desventajas en ambientes húmedos (zonas costeras) debido a que se puede llegar a alcanzar niveles del 80% o superiores de humedad relativa.

De acuerdo con las características del medio de humectación los enfriadores evaporativos directos pueden clasificarse de la siguiente manera [2]:

- a) **De paneles evaporativos:** fabricados de fibras de madera aglomerada. Necesitan tratamiento químico para prevenir el crecimiento de microorganismos como muestra la Figura 4. Las carcasas suelen ser de metal o plástico.

Estos presentan la ventaja de que no necesitan estructuras de soporte, no emiten partículas y su vida útil es muy alta [10].

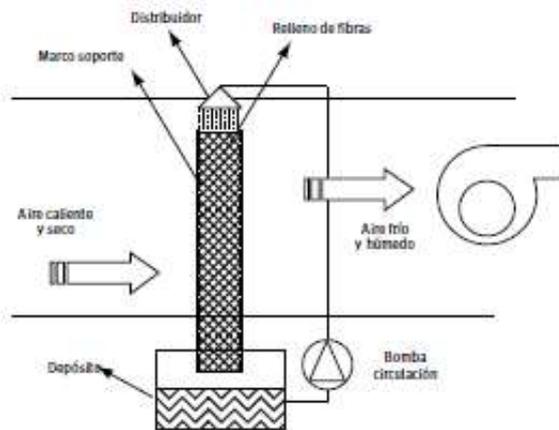


Figura 4. DEC de paneles evaporativos y rígido [2].

- b) **De medio rígido:** similar al anterior sustituyendo el relleno de fibras por los paneles rígidos (Figura 4). Presentan menos menores resistencias hidráulicas y pueden ser limpiados más fácilmente con agua [10].
- c) **Rotativos:** el medio de humectación, se fabrica de materiales resistentes a la corrosión como el plástico, fibra de vidrio o celulosa impregnada. El medio de humectación es una rueda rotativa la cual esta accionada por un motor eléctrico y se encuentra sumergida en un depósito de agua como muestra la Figura 5 .

La principal ventaja es que no necesitan agua de recirculación.

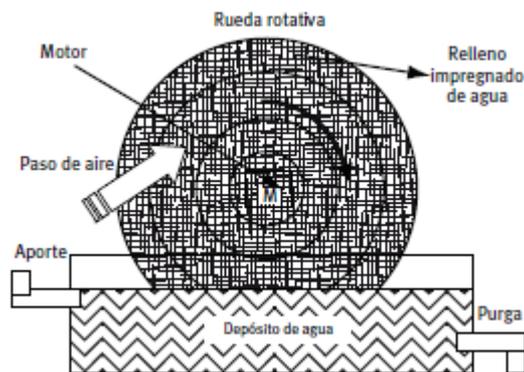


Figura 5. DEC Rotativo [2].

d) **Pulverización directa:** en este tipo de enfriador evaporativo directo la humectación se consigue pulverizando agua en la corriente de aire primario. La efectividad de estos dispositivos es muy alta, pero presenta un gran inconveniente como es la Legionela. La Figura 6 muestra un esquema de su funcionamiento.

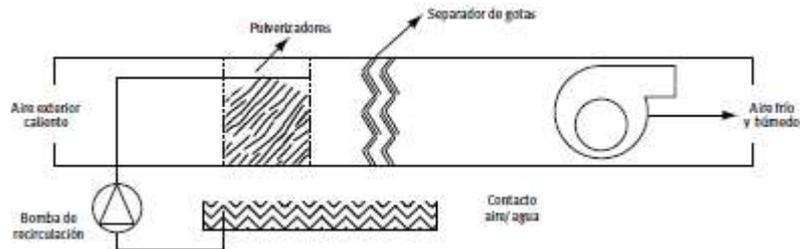


Figura 6. DEC por pulverización [2].

Dentro de estos dispositivos podemos encontrar los pulverizadores a alta presión. Ahora, el aire de entrada se canaliza por medio de una rejilla de distribución como muestra la Figura 7. El agua es inyectada con unas boquillas de atomización a alta presión. La cámara de evaporación es de aluminio resistente a la corrosión y el interior es de acero inoxidable. El sistema consta además de grupo motobomba y unidad de control.

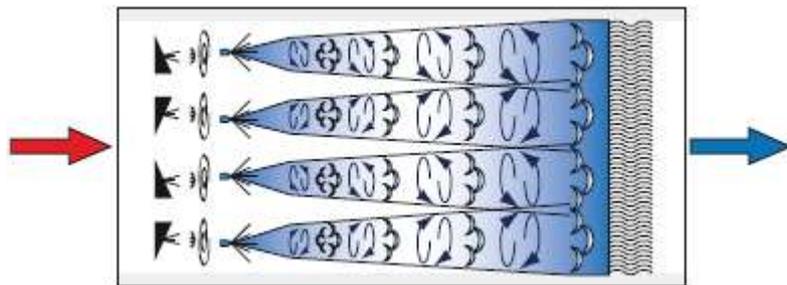


Figura 7. DEC por pulverización a alta presión [2].

Todos los sistemas mencionados anteriormente presentan el mismo inconveniente y es estar sometidos a la vigente legislación sobre prevención del riesgo de Legionela dentro del flujo de aire impulsado al local. Por ello, es necesario realizar un mantenimiento conforme a lo requerido en dicha norma. Sin embargo, es interesante tener presente que este tipo de aplicaciones del fenómeno de enfriamiento evaporativo no presenta un riesgo real de Legionelosis debido a sus condiciones de funcionamiento, gracias a las bajas temperaturas del agua de trabajo y especialmente en el caso de los equipos que trabajan con superficie húmeda al no generarse aerosoles [11].

### 2.3.2. Enfriamiento Evaporativo Indirecto

A diferencia del anterior, la evaporación del agua se efectúa en una corriente secundaria de aire, hacia la que transfiere calor la corriente primaria a enfriar a través de un intercambiador. De este modo la corriente de aire primario es enfriada por contacto indirecto con el aire secundario. El aire primario experimenta un proceso de enfriamiento sensible, es decir, su humedad relativa no varía.

Un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto consta de diferentes componentes: intercambiador de calor, boquillas de atomización o grifo, bomba de recirculación, ventiladores de impulsión/retorno y carcasa de acero inoxidable o plástico para prevenir la corrosión.

Este proceso es muy usado en aplicaciones donde no está permitida la adicción de humedad al aire de renovación ni riesgos de contaminación.

Las ventajas de este tipo de configuración son su economía y efectividad, pudiendo ser aplicadas en el sector residencial, comercial industrial. Cabe destacar que la ausencia de peligros de la Legionela, a la que se ha hecho referencia en el apartado anterior.

Se puede realizar una clasificación del enfriamiento evaporativo indirecto atendiendo a distintos parámetros.

Podemos clasificar el enfriamiento evaporativo indirecto en función de la procedencia del aire secundario en el intercambiador:

#### 1. Sistema evaporativo indirecto convencional.

Técnicamente combina un intercambiador de calor y un humidificador adiabático. Utiliza el aire exterior tanto como para el aire primario como para el aire secundario como muestra la Figura 8.

Como podemos ver en la Figura 9, en la evolución psicométrica ambas corrientes parten del mismo punto con igual temperatura y humedad relativa, sin embargo, la corriente de aire seco primario se enfría manteniendo su humedad relativa, mientras que la corriente de aire seco secundario abandona el intercambiador a una temperatura inferior a la del ambiente y una humedad relativa mayor.

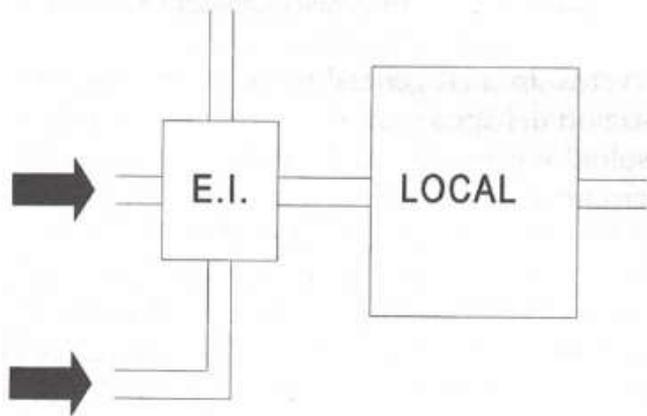


Figura 8. IEC convencional [10].

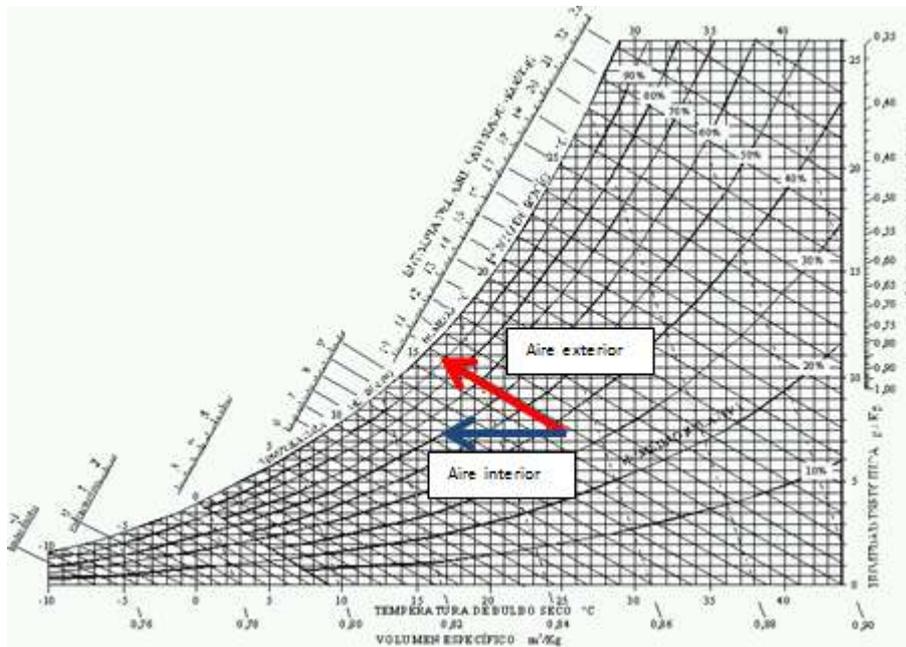


Figura 9. Evolución psicrométrica del aire en un IEC convencional.

## 2. Sistema evaporativo indirecto recuperativo.

La diferencia con el sistema anterior, es que, el aire secundario ya no se extrae del exterior, si no que ahora, es aire de retorno de la instalación de climatización como muestra la Figura 10.

Como podemos ver en la Figura 11 la evolución psicrométrica del aire primario es igual que la anterior, sin embargo, la corriente de aire secundario, al tomarla de la instalación

climatizada presenta una humedad relativa inicial algo mayor que la del aire seco primario.

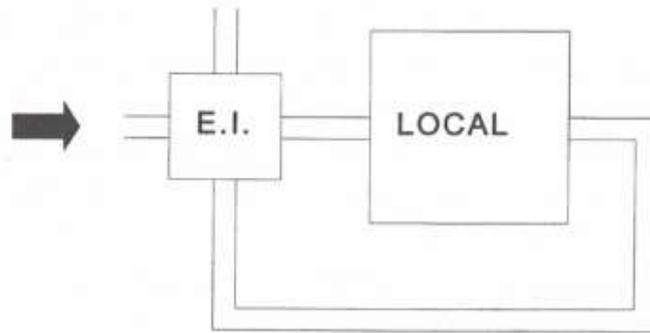


Figura 10. IEC Recuperativo [10].

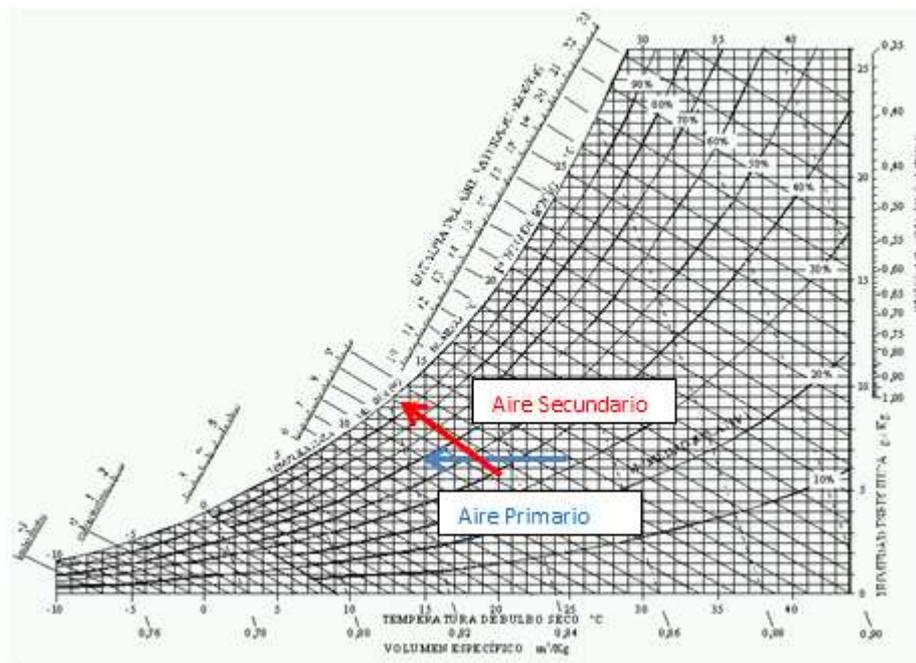


Figura 11. Evolución psicrométrica del aire en un IEC recuperativo.

### 3. Sistema evaporativo indirecto regenerativo.

Esta configuración una parte del aire primario a la salida del intercambiador como aire secundario como muestra la Figura 12, lo que permite aumentar el efecto de refrigeración del sistema al ser un proceso iterativo de enfriamiento como muestra la Figura 13.

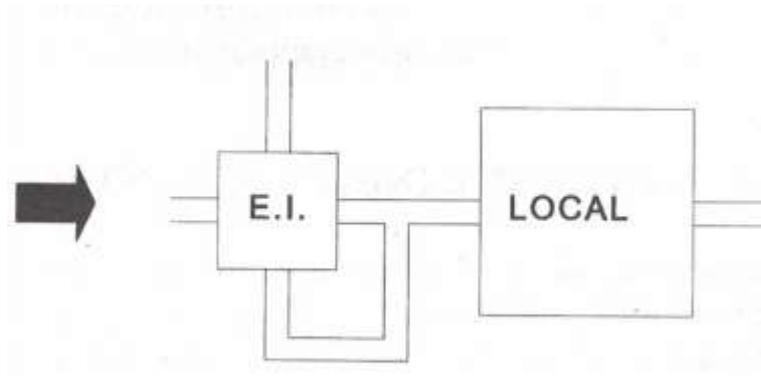


Figura 12. IEC Regenerativo [10].

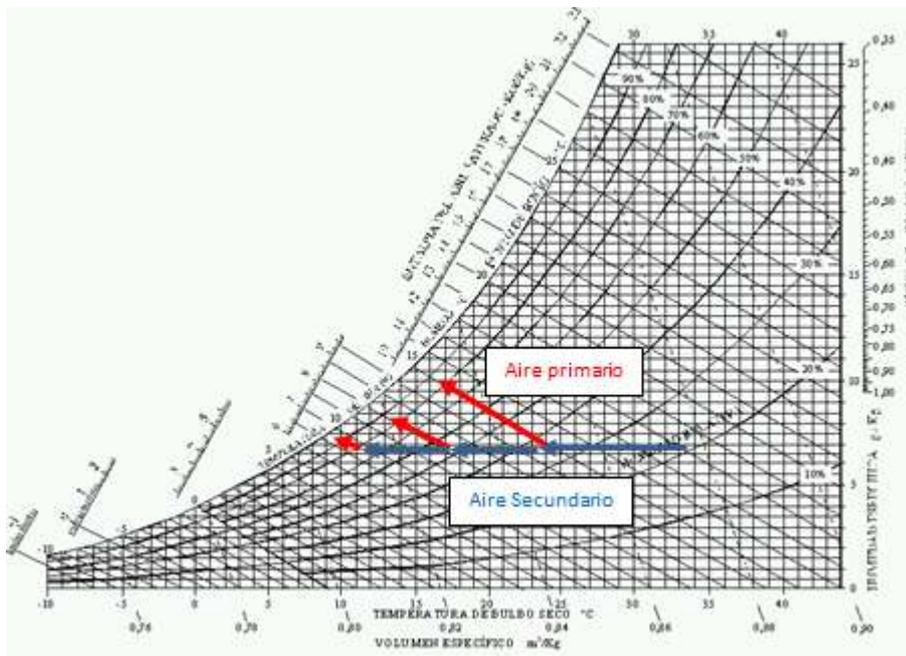


Figura 13. Evolución psicrométrica del aire en un IEC.

Según [5], sería ventajoso realizar una purga del aire primario a la salida del intercambiador y usarlo como corriente de aire secundaria en lugar de usar aire del exterior.

Podemos clasificar el enfriamiento evaporativo indirecto en dos tipos atendiendo a la transferencia de calor y masa que se produce en el intercambiador. La configuración de ambos modos, se corresponde como la definida como convencional.

### 1. De superficie seca:

En este tipo, una corriente de aire secundario se enfría en una primera etapa mediante un sistema de enfriamiento evaporativo directo para posteriormente hacer pasar esa misma corriente por un intercambiador según la Figura 14. En este intercambiador, el aire secundario que enfría el aire primario que lo atraviesa.

De este modo, la transferencia de calor y masa se produce en una primera fase, y la eliminación de calor en una segunda fase.

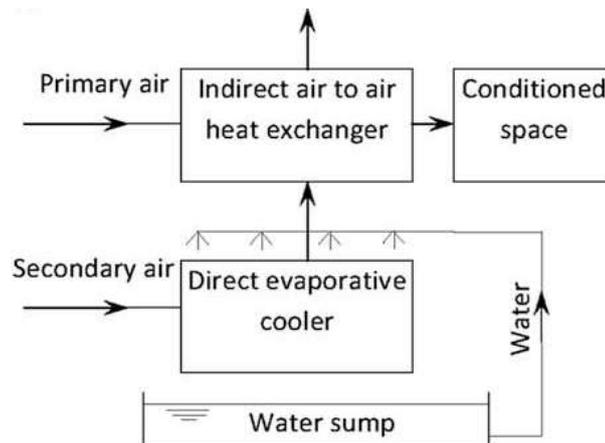


Figura 14. IEC de superficie seca [5]

### 2. De superficie húmeda:

En este método, tanto el enfriamiento evaporativo como el intercambio sensible tienen lugar dentro del mismo elemento como muestra la Figura 15: un intercambiador.

También en este caso, la evaporación del aire se produce en el aire secundario y el calor se elimina del aire primario a través de una pared impermeable. Por lo tanto, sigue tratándose de un sistema indirecto, pero ahora, la transferencia de calor y masa debido a la evaporación en el aire secundario y la eliminación de calor en el aire primario son simultáneas.

El aire que sale del aire primario del intercambiador tiene una temperatura siempre mayor que la temperatura de bulbo húmedo del ambiente.

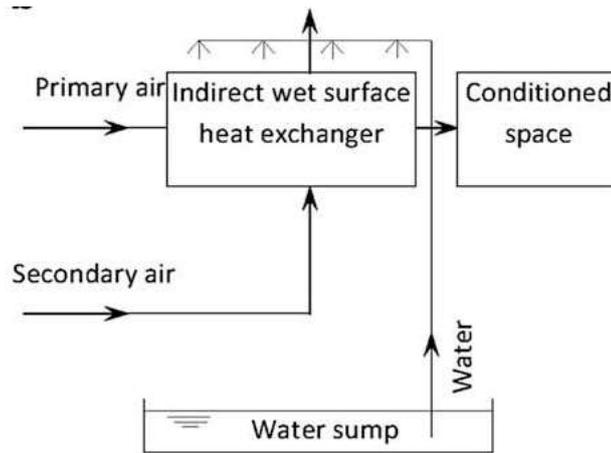


Figura 15. IEC de superficie húmeda [5]

Por último, podemos clasificar el enfriamiento evaporativo indirecto en dos tipos atendiendo al tipo de intercambiador.

### 1. Sistema evaporativo indirecto con intercambiador tubular.

Estos sistemas toman el aire del exterior y se le hace pasar por el interior de un banco de tubos horizontales finos y lisos en los que un ventilador impulsa el aire dentro de los tubos, mientras sprays de agua mojan el lado exterior como muestra la Figura 16. Estos tubos son de plástico ya que soportan mejor la corrosión.

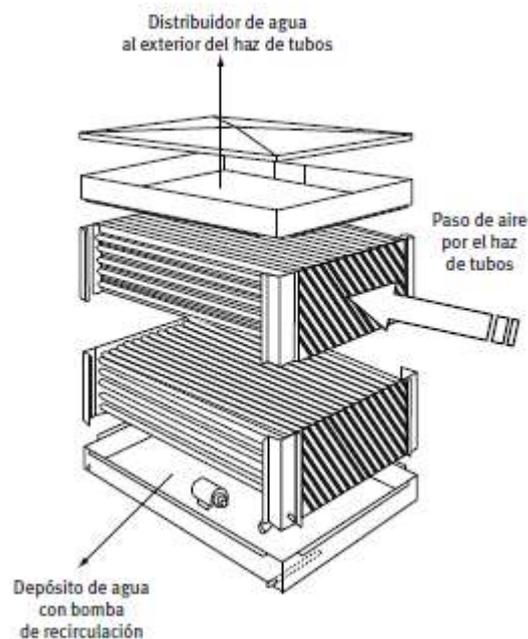


Figura 16. Intercambiador tubular [2].

## **2. Sistema indirecto con intercambiador de placas.**

Este modelo es el más utilizado en la refrigeración indirecta. El aire seco que intercambia calor sensible circula por una cara de la placa mientras que por la otra circula el aire exterior y agua atomizada. El uso de agua en la corriente de aire secundario aumenta el coeficiente global de transferencia de calor por lo que la superficie de intercambio térmico necesaria es menor.

Este intercambiador es el que va a ser usado en este trabajo y que posteriormente va a desarrollarse.

### **2.3.3. Enfriador Evaporativo Mixto Indirecto-Directo**

La combinación de enfriadores evaporativos indirectos y directos podría ser apropiada para aumentar la capacidad de refrigeración, especialmente en ciertas climatologías caracterizadas por mayor humedad del ambiente [1].

Si a una primera etapa de un IEC se le agrega una segunda etapa de un DEC, se obtiene un sistema de enfriamiento evaporativo que enfría el aire más que un simple DEC. La primera etapa enfría el aire sin agregar humedad, mientras que en la segunda etapa, supone un cierto aumento de la humedad.

Un sistema de acondicionamiento de aire por enfriamiento evaporativo que conste de dos etapas combinando los sistemas indirecto y directo, está ganando popularidad en los lugares donde la temperatura de bulbo húmedo es muy alta. Estos sistemas permiten además lograr un adecuado nivel de humedad en climas muy secos.

## 2.4. Ventajas del enfriamiento evaporativo

El uso de los sistemas de enfriamiento evaporativo ofrece ventajas, pero también es cierto que ofrece desventajas como las mencionadas en los apartados anteriores que es importante tener en cuenta cuando analizamos el uso de esta tecnología, algunas de estas ventajas son:

- Reducido consumo de energía. Los consumos solo se producen en los sistemas auxiliares como pueden ser la bomba de agua de recirculación o la impulsión y extracción del aire, aunque estos sistemas podrían ser sustituidos por otros elementos que aprovechen la circulación natural y sistemas de bombeo capilar.
- Inversión económica pequeña. Aunque depende del sistema a escoger, si realizamos una comparación con otros métodos de enfriamiento el coste es menor.
- Los sistemas de enfriamiento evaporativo consumen una menor cantidad de agua que los sistemas convencionales que usan energía eléctrica. En las centrales térmicas, el calor es disipado evaporando agua en la torre de enfriamiento que refrigera el condensador [12].



# 3. Estudio de la pérdida de carga en el dispositivo

3.1.	Cálculo teórico .....	47
3.2.	Instalación .....	56
3.2.1	Componentes .....	57
3.3.	Montaje .....	63
3.4.	Toma de datos .....	65
3.4.1.	Toma de datos del aire primario en el intercambiador de paso estrecho.....	65
3.4.2.	Toma de datos del aire secundario en modo seco en el intercambiador de paso estrecho.....	67
3.4.3.	Toma de datos del aire secundario en modo húmedo en el intercambiador de paso estrecho.....	69
3.4.4.	Toma de datos en el intercambiador de paso ancho.....	70
3.5.	Resultado de la experimentación y discusión de los resultados .....	71
3.5.1.	Intercambiador paso estrecho.....	71
3.5.2.	Intercambiador de paso ancho.....	73
3.5.3.	Comparación con los resultados teóricos.....	76



Este estudio se va a realizar sobre la pérdida en los intercambiadores de calor, ya que a la hora de estudiar el interés de incorporar sistemas de enfriamiento evaporativo indirectos a la instalación básica de acondicionamiento de aire, uno de los parámetros clave es la pérdida de carga que generan para posteriormente poder analizar su coste. En este apartado se va a plantear la resolución tanto teórica como experimental de la pérdida de carga generada por los intercambiadores.

### 1.1. Cálculo teórico

Se ha realizado un cálculo teórico de la pérdida de carga que se produce en un intercambiador de calor de placas planas con las mismas características que los dos casos a estudiar. Por cada intercambiador vamos a hacer dos estudios, el primero cuando la corriente del aire secundario es preenfriada y existe un intercambio Aire-Aire, que denominamos “modo seco”. El segundo cuando para enfriar la corriente de aire secundario utilizamos agua, al cual denominaremos “modo húmedo”.

La Figura 17 muestra un prototipo de un intercambiador de placas planas, acompañado de una tabla (ver Tabla 1), con las mismas dimensiones que los modelos a estudiar.

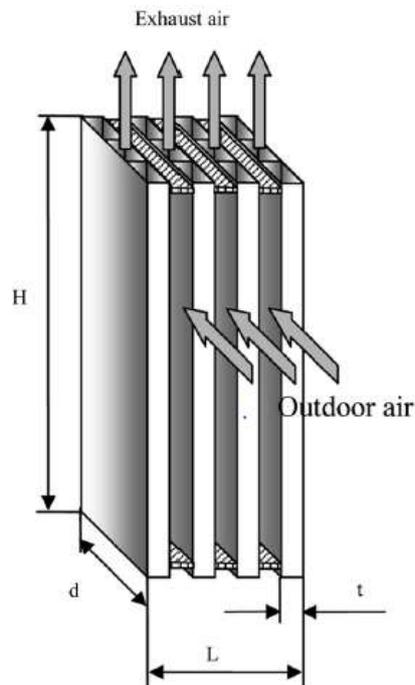


Figura 17. Prototipo de un intercambiador de placas planas [18].

**Tabla 1. Tabla de dimensiones de los modelos de intercambiador**

Características	Tipo de intercambiador	
	De paso ancho	De paso estrecho
<b>Espesor de las placas</b>	0.1 mm	0.1 mm
<b>Distancia entre placas</b>	9 mm	4 mm
<b>Alto</b>	0.62 m	0.62 m
<b>Ancho</b>	0.18 m	0.18 m
<b>Largo</b>	0.23 m	0.23 m
<b>Nº de placas</b>	15	28
<b>Área de intercambio</b>	3 m <sup>2</sup>	6 m <sup>2</sup>

El procedimiento de cálculo para ambos es el mismo, con la única diferencia de la geométrica.

La siguiente tabla, recopila distintas densidades para algunas temperaturas calculadas con la ecuación (E. 9):

**Tabla 2. Densidades calculadas para algunas temperaturas.**

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
25	1,08362
30	1,06573
35	1,04843
40	1,03169

Otra de las variables a calcular que dependen de las condiciones atmosféricas es la viscosidad, se calcula mediante la ecuación [13]:

$$\mu = (1,983 + 0,00184 * (T - 27)) * 0,00001 \quad (\text{E. 18})$$

La Tabla 3 representa las distintas viscosidades obtenidas para las temperaturas de la Tabla 2.

**Tabla 3. Viscosidades calculadas para algunas temperaturas.**

Temperatura (°C)	Viscosidad (N.s/m <sup>2</sup> )
25	0,00001979
30	0,00001989
35	0,00001998
40	0,00002007

Debe tenerse en cuenta que la expresión (E. 18) proporciona datos de la viscosidad para el aire seco.

Una vez obtenidas todas las variables que dependen de las condiciones atmosféricas y del lugar geográfico en el que nos encontremos, vamos a calcular las variables que están relacionadas directamente con el ensayo.

Una de las más importantes, si no la más importante es el área de paso de nuestro intercambiador. El área para cada uno de los intercambiadores va a ser distinto dependiendo del tipo de intercambiador. El de paso estrecho tiene 4 mm y el de paso ancho tiene 9 mm.

Para calcularlo, tendremos que multiplicar el paso de cada uno por la altura 62cm para el aire primario y 18 cm para el secundario.

Como muestra la Tabla 1, el número de placas son: 15 para el intercambiador de paso ancho y 28 para el estrecho.

La Tabla 4, representa las distintas áreas para cada caso:

**Tabla 4. Áreas de paso de los intercambiadores.**

<b>Caso</b>	<b>Área de paso</b>
Aire primario: paso estrecho	0,0669 m <sup>2</sup>
Aire primario: paso ancho	0,0781 m <sup>2</sup>
Aire secundario: paso estrecho	0,0201m <sup>2</sup>
Aire secundario: paso ancho	0,0243 m <sup>2</sup>

Para poder calcular el área que atraviesa el fluido en el modo húmedo, hay que restar al área calculada del secundario el área que ocupa el agua de recirculación.

El caudal de agua de recirculación es de 0,11 l/s, y dependiendo de la velocidad a la cual descendiera el fluido, obtendríamos una velocidad u otra, la cual varía muy poco si comparamos el caso ideal 9,81m/s (1,1213E-05 m<sup>2</sup>) con una velocidad hipotética muy baja de 0,1m/s (0,0011 m<sup>2</sup>).

Aunque a simple vista parece que la diferencia es considerable, para los posteriores cálculos no afecta de forma que fuera a distorsionarlos. Por ello, se va a tomar una velocidad intermedia de 1m/s.

La Tabla 5 muestra las distintas áreas para el modo húmedo del aire secundario.

Tabla 5. Áreas en modo húmedo

Caso	Área de paso
Aire primario: paso estrecho	0,020 m <sup>2</sup>
Aire primario: paso ancho	0,0245 m <sup>2</sup>

Al igual que el área, teóricamente, el diámetro hidráulico no se va a ver afectado debido al agua, ya que el volumen de agua es muy pequeño para el área del que disponemos.

Para el caso del intercambiador de paso estrecho, contamos con 28 placas, cada una de ellas con un área de 0,00072m<sup>2</sup>, si dividimos el área total que ocuparía el agua en las dos situaciones anteriores: 9,81m/s y 0,1m/s, obtendríamos un área de ocupación del agua frente al disponible de un orden de magnitud y dos órdenes de magnitud inferior respectivamente. Por lo cual, se va a considerar que el diámetro hidráulico no varía.

Una vez calculada el área el disponible para cada caso, ya podemos hallar la velocidad a la cual el fluido atraviesa el panel.

$$Q = V \cdot A \quad (\text{E. 19})$$

$$A = \pi r^2$$

Dónde:

Q es el caudal a la salida (m<sup>3</sup>/s)

V es la velocidad a la salida (m/s)

A es el área a la salida (m<sup>2</sup>)

Una vez calculada la velocidad ya estarían calculados todos los datos para poder calcular el número de Reynolds (Re). Este número adimensional es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de la ecuación de Navier-Stokes y sirve para caracterizar el movimiento de un fluido.

Se puede hacer una clasificación a grandes rasgos en función de la magnitud en dos tipos. Si el Re es menor de 2300 el flujo será laminar, mientras que si el número de Reynolds es mayor de 2300 el flujo será turbulento. El Re se calcula mediante la siguiente fórmula [14]:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (\text{E. 20})$$

Dónde:

$\rho$  es la densidad del fluido en  $\text{kg/m}^3$

$V$  es la velocidad del fluido en  $\text{m/s}$

$D_H$  es el diámetro hidráulico de la sección de paso en  $\text{m}^2$

$\mu$  es la viscosidad del fluido en  $\text{N.s/kg}$

Una vez calculado el Reynolds, todos los parámetros dependientes del flujo estarían calculados.

Como se ha comentado al comienzo de este apartado, el fin de estos cálculos es conocer la pérdida de carga en el intercambiador. Como al medir la pérdida de carga además de la pérdida de carga por fricción en el intercambiador tenemos distintas pérdidas de carga locales las cuales se van a calcular con el fin de hacer una mejor aproximación.

Para las pérdidas de carga por fricción, primero se ha de conocer el factor de fricción ( $f$ ). Este parámetro adimensional depende de varios parámetros, como el número de Reynolds.

Para régimen laminar el  $\text{Re}$  se calcula como [14]:

$$f = \frac{\text{Re}}{64} \quad (\text{E. 21})$$

Para régimen turbulento, el número de Reynolds también dependería de la rugosidad del material, pero en este caso al ser plástico se va a considerar que es 0. Para calcularlo se usa la ecuación la 1ª ecuación de Karmann-Prandtl [14]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{f}}\right) \quad (\text{E. 22})$$

Para calcular el valor del factor de fricción mediante esta ecuación deberemos de iterar sobre el valor  $f$ .

Calculado el factor de fricción ya se podría calcular la pérdida de carga por fricción. Para realizar este cálculo vamos a usar la ecuación de Darcy Weisbach [14]:

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \frac{L}{D_H} \quad (\text{E. 23})$$

En La Tabla 6 se muestran todos los parámetros comentados anteriormente y necesarios para poder calcular la pérdida de carga debido a la fricción en ambos intercambiadores y en los diferentes modos.

**Tabla 6. Parámetros y pérdida de carga debido a la fricción en ambos intercambiadores.**

		<b>Q(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>V(m/s)</b>	<b>Re</b>	<b>f</b>	<b>ΔP fricción (Pa)</b>
Intercambiador paso estrecho	<b>Primario</b>	125	0,52	225	0,284	0,94
		200	0,83	353	0,181	1,50
		300	1,24	519	0,123	2,27
		400	1,66	678	0,094	3,04
	<b>Secundario modo seco</b>	125	1,72	773	0,083	10,32
		200	2,76	1221	0,052	16,71
		300	4,13	1810	0,035	25,37
		400	5,51	2384	0,047	59,97
	<b>Secundario modo húmedo</b>	125	1,73	777	0,082	10,37
		200	2,77	1228	0,052	16,80
		300	4,16	1820	0,035	25,51
		400	5,54	2397	0,047	60,63
Intercambiador paso ancho	<b>Primario</b>	125	0,44	431	0,148	0,55
		200	0,71	690	0,093	0,87
		300	1,07	1036	0,062	1,29
		400	1,42	1381	0,046	1,69
	<b>Secundario Modo seco</b>	125	1,43	1388	0,046	3,51
		200	2,29	2173	0,047	9,02
		300	3,43	3192	0,042	17,84
		400	4,57	4170	0,039	28,98
	<b>Secundario modo húmedo</b>	125	1,44	1394	0,046	3,53
		200	2,30	2183	0,047	9,10
		300	3,44	3207	0,042	18,00
		400	4,59	4189	0,039	29,24

Las pérdidas por fricción en el aire primario y secundario son menores en el intercambiador de paso ancho. Esta diferencia es debida a la sección de paso de cada

uno, aun siendo las velocidades similares, el diámetro hidráulico es un factor clave a la hora de calcular la pérdida de carga por fricción.

Como se puede ver en la Tabla 6, la pérdida de carga en el aire primario en ambos intercambiadores es menor que la pérdida del aire secundario. Este resultado es lógico, ya que la longitud que atraviesa el aire primario (0,18m) es menor que la del aire secundario (0,62m), además el área de paso es mayor en el aire primario, esto da lugar a una menor velocidad de paso y por lo tanto, a una menor pérdida por fricción.

Las pérdidas de carga locales que se van a calcular son: la pérdida de carga a la entrada, la pérdida/recuperación de carga a la salida para el primario y el secundario en ambos modos. Para el primario además de lo anterior, la pérdida de carga producida por la reducción del plenum de salida, y para el secundario la pérdida de carga debida al codo.

Para este cálculo se necesita el factor de pérdida de carga ( $k$ ) de cada uno de los elementos. Estos factores se van a obtener de distintas gráficas [15], una para el aire primario y otra para el aire secundario. A diferencia de las anteriores no necesitamos calcular la  $k$  del codo ya que se sabe que la  $k$  de un codo a  $90^\circ$  es 0,9 [14].

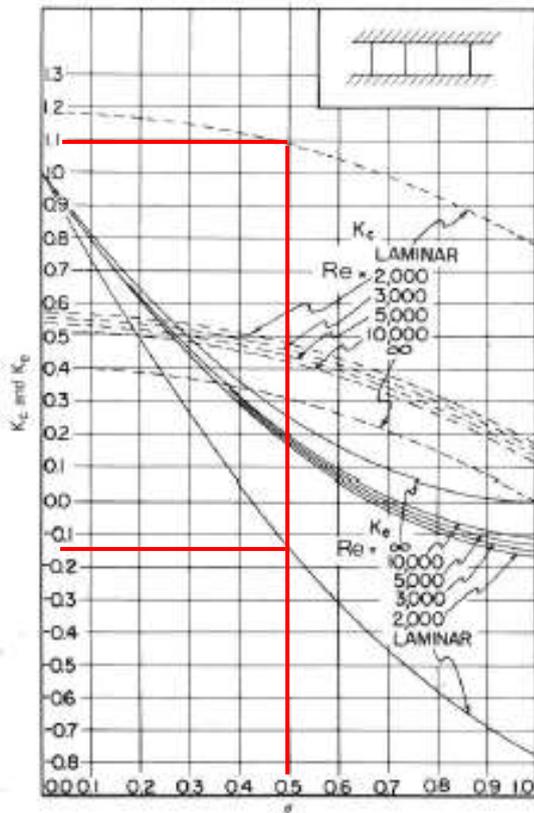


Figura 19. Gráfica de la Pérdida de carga del secundario

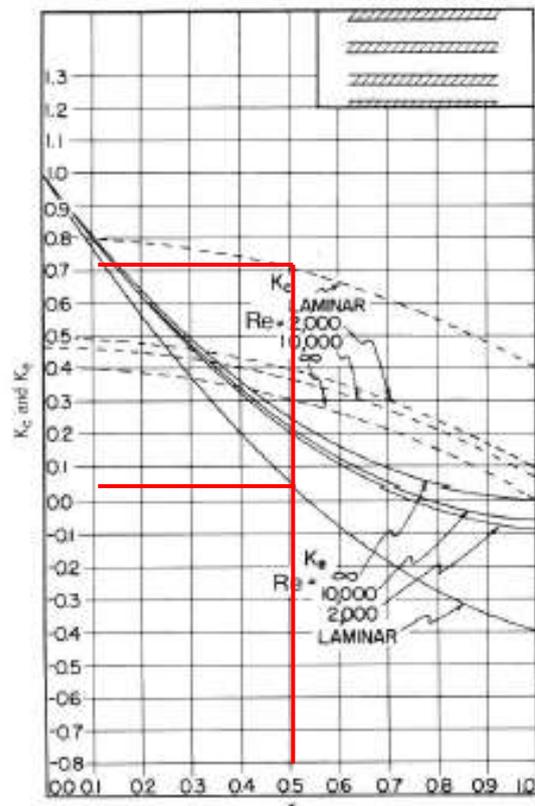


Figura 18. Gráfica de la Pérdida de carga del primario.

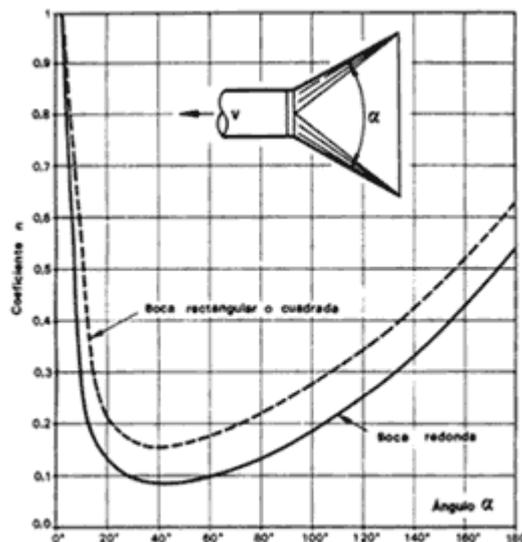
En la Figura 19 y Figura 18, en el eje x está representada la relación entre el área por que cual puede pasar el aire y el área total. En este caso esta área es 0,5 en ambos casos. Una vez conocido la relación entre áreas y sabiendo el Re, podemos calcular la k, como se puede ver en las figuras.

**Tabla 7. Coeficiente de pérdida de carga local a la entrada y salida del intercambiador**

Flujo de Aire	Posición	K
Aire primario	entrada	0,7
	salida	0,05
Aire secundario	entrada	1,1
	salida	-0,15

Como se ve en la Tabla 7, las pérdidas de carga en el secundario son mayores que en el primario, además a la salida del secundario se produce recuperación de energía.

Para calcular la pérdida de carga debido al plenum usaremos la siguiente gráfica (Figura 20) [16]:



**Figura 20. Gráfica de la pérdida de carga en el plenum de salida**

El plenum tiene un ángulo aproximado de 80° y la salida al exterior es circular, por tanto, el coeficiente de pérdida de carga k, es de 0.15.

Para el cálculo de la pérdida de carga local, usaremos la ecuación:

$$\Delta P = k \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (\text{E. 24})$$

Para el caso de la pérdida producida por el codo, la velocidad es el caudal disponible entre el área del mismo.

La Tabla 8 muestra las diferentes pérdidas de carga locales calculadas:

Tabla 8. Pérdidas de carga locales en los distintos intercambiadores y en ambos modos.

		Q(m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{\text{entrada}}$ (Pa)	$\Delta P_{\text{salida}}$ (Pa)	$\Delta P_{\text{plenum}}$ (Pa)	$\Delta P_{\text{codo}}$ (Pa)
Intercambiador paso estrecho	<b>Primario</b>	125	0,031	0,007	0,003	
		200	0,078	0,018	0,009	
		300	0,173	0,041	0,019	
		400	0,303	0,071	0,034	
	<b>Secundario Modo seco</b>	125	0,344	-0,236		0,281
		200	0,880	-0,604		0,720
		300	1,979	-1,359		1,619
		400	3,518	-2,416		2,878
	<b>Secundario modo húmedo</b>	125	0,344	-0,239		0,281
		200	0,880	-0,611		0,720
		300	1,979	-1,374		1,619
		400	3,518	-2,442		2,878
Intercambiador paso ancho	<b>Primario</b>	125	0,024	0,005	0,003	
		200	0,061	0,013	0,009	
		300	0,135	0,030	0,019	
		400	0,236	0,052	0,034	
	<b>Secundario Modo seco</b>	125	0,287	-0,166		0,287
		200	0,723	-0,418		0,723
		300	1,601	-0,925		1,601
		400	2,801	-1,618		2,801
	<b>Secundario modo húmedo</b>	125	0,287	-0,167		0,287
		200	0,723	-0,422		0,723
		300	1,601	-0,933		1,601
		400	2,801	-1,633		2,801

Como se puede ver en la Tabla 8, las pérdidas de carga debido al plenum son mínimas en comparación con las demás pérdidas de carga locales. En la salida del aire primario se produce una pequeña pérdida de carga, mientras que a la salida del secundario se recupera parte de la pérdida de carga a la entrada, también, la pérdida a la entrada del secundario es mayor debido a la geometría de esta.

En cuanto a la pérdida de carga en el codo se puede ver que es un valor que no se puede despreciar, representa una parte importante de esta pérdida.

Debido a las limitaciones del estudio teórico de la pérdida de carga, asociadas a la toma de hipótesis y simplificaciones, resulta necesario llevar a cabo el cálculo de las pérdidas de carga reales en los equipos utilizados, el cual se desarrolla en el siguiente apartado.

## 1.2. Instalación

Un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto consta de diferentes componentes como se ha mencionado en la página 36.

Existen dos posibles formas de realizar el enfriamiento del aire secundario en modo húmedo. La primera de ellas, atomizar el agua que posteriormente va a enfriar el aire, para ello se necesita disponer de boquillas de atomización. La segunda de ellas, sería por gravedad. Este último es el método que va a usarse en el trabajo.

Para la distribución por gravedad se utiliza una alcachofa convencional y un relleno de tipo laminar como muestra la Figura 21 , optimizando la distribución del agua por todo el área superior.



Figura 21. Detalle de la distribución del agua.

### 3.2.1 Componentes

Los principales componentes de nuestra instalación son: una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA) de la casa Trox Techik, conductos de aire flexibles, tobera calibrada para la medición de caudal, plenums de distribución/conexión y el propio equipo de enfriamiento evaporativo indirecto. A continuación se describen los sistemas utilizados.

#### 1.2.1.1. UTA (Unidad de tratamiento de aire)

Es la encargada de suministrar el caudal de aire requerido (ver Figura 22). Para la regulación de este caudal contamos con un plenum de distribución con dos reguladores de paso, uno para el aire primario y otro para el secundario. En función de la posición de cada uno de ellos conseguiremos un caudal u otro como muestra la Figura 23.



Figura 22. Vista de la UTA y el plenum de distribución.



Figura 23. Detalle de uno de los reguladores de caudal.

### 1.2.1.2. Conductos flexibles

Sirven de conexión entre los elementos: UTA-Tobera, Tobera-Plénium. Tienen un diámetro de 0,24m (ver Figura 24). Para la unión de estos tubos flexibles a los demás elementos usaremos bridas.



Figura 25. Detalle de la Tobera



Figura 24. Detalle de los Conductos Flexibles.

### 1.2.1.3. Tobera

Una tobera es un dispositivo en el cual, la energía térmica y de presión del fluido que la atraviesa se convierte en energía cinética. El fluido experimenta un aumento de la energía cinética a medida que la sección de la tobera va disminuyendo, de este modo, la presión y la temperatura también disminuyen debido a la conservación de la energía.

Sirve para medir el caudal que genera la UTA. La tobera está fabricada y calibrada por TECNER Ingeniería.

Gracias a la gráfica (Anexo 1) proporcionada por el fabricante de valores de la pérdida de carga en función del caudal que la atraviesa, se ha realizado la Tabla 9.

Tabla 9. Valores de caudal y pérdida de carga proporcionados por el fabricante

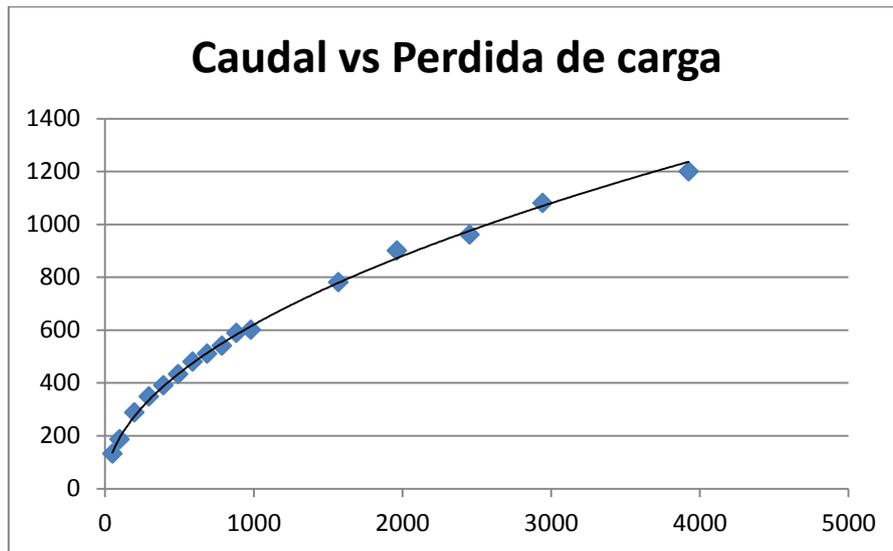
<b>PÉRDIDA DE CARGA [mmca]</b>	<b>CAUDAL DE AIRE [m<sup>3</sup>/min]</b>
$\Delta p$	V
5	2,2
10	3,1
20	4,8
30	5,8
40	6,5
50	7,2
60	8
70	8,5
80	9
90	9,8
100	10
160	13
200	15
250	16
300	18
400	20

Tabla 10. Tabla de valores de pérdida de carga y caudal en Pa y m<sup>3</sup>/h

<b>PÉRDIDA DE CARGA [Pa]</b>	<b>CAUDAL DE AIRE [m<sup>3</sup>/h]</b>
49,05	132
98,1	186
196,2	288
294,3	348
392,4	390
490,5	432
588,6	480
686,7	510
784,8	540
882,9	588
981	600
1569,6	780
1962	900
2452,5	960
2943	1080
3924	1200

Con los valores de la Tabla 9, vamos a representar en una gráfica (ver Figura 26) del Caudal frente a la pérdida de carga, así, ajustando los valores a una ecuación vamos a poder conseguir el caudal para la pérdida de carga que se ha medido. Para ello es interesante pasar las unidades de presión al S.I. ya que el medidor TESTO 435 es la unidad que nos proporciona. En cuanto a unidades de caudales, siempre vamos a trabajar en m<sup>3</sup>/h, ya que no sería muy útil trabajar en m<sup>3</sup>/s. Por ello se ha representado en la Tabla 10 los valores en las unidades anteriores.

Figura 26. Gráfica del Caudal en función de la pérdida de la tobera.



La línea de tendencia de la gráfica se ha aproximado a una ecuación potencial, ya que es la que más se ajusta a los resultados obtenidos, la ecuación obtenida es:

$$y = 19,045x^{0,544} \tag{E. 25}$$

Con esta ecuación, vamos a poder sustituir la pérdida de carga obtenida en la experimentación y así, saber cuál es el caudal que atraviesa la tobera.

#### 1.2.1.4. Plénum

Para la conexión del sistema de enfriamiento evaporativo indirecto al resto de la instalación, se dispone de dos plénum, uno a la entrada del intercambiador y otro a la salida. Es un elemento de unión entre los conductos flexibles y el intercambiador, son necesarios debido al cambio de sección que tenemos.

Existe una diferencia entre ambos, el plénum de entrada cuenta con planos transversales. Es importante que las líneas de flujo sean uniformes a la entrada, ya que es donde posicionamos el punto de medida aguas arriba de la pérdida de carga.



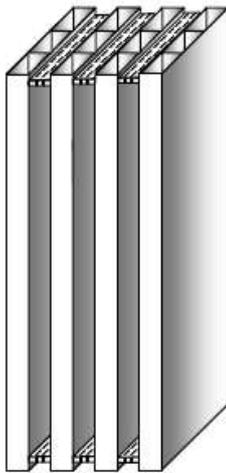
Figura 27. Detalle de los plénum.

#### 1.2.1.5. Intercambiador

Es el principal elemento de nuestra instalación, conectado a la misma mediante los dos plénum. Lo van a atravesar dos corrientes, la del flujo primario en horizontal por el espacio que hay entre las placas y la del flujo secundario en vertical, por el interior de las mismas. Se trata por lo descrito de una configuración de flujo cruzado. Disponemos de dos tipos de intercambiadores (ver Figura 28), que llamaremos “de paso ancho”, construido con placas de policarbonato de 9mm y “de paso estrecho”, con placas de 4mm. El material de la carcasa sobre los que están montados los intercambiadores es PVC.

Como se acaba de indicar, el material con el cual están contruidos ambos es plástico, en concreto, placas de policarbonato. Este material presenta una desventaja con respecto al metal, que es otro material con el cual podría estar contruido y que en los inicios de los estudios sobre este campo eran los que se usaban. Esta desventaja es que presentan una menor conductividad térmica, pero según [17], al tener un espesor tan pequeño esta desventaja va a ser tan pequeña que la podemos considerar despreciable.

Las ventajas con respecto al metal son: menor riesgo de corrosión, menor peso y coste inferior.



**Figura V.2.a.- Esquema de la disposición de los paneles de policarbonato.**



**Figura V.2.b.- Vista del prototipo de paso ancho durante su construcción.**



**Figura V.2.c.- Vista del prototipo de paso estrecho durante su construcción.**

**Figura 28. Detalle de la disposición y prototipo de los intercambiadores [18].**

### 1.3. Montaje

El intercambiador ya se encontraba montado sobre una estructura (ver Figura 29), la cual contaba en su parte inferior con el depósito de agua, además de unas barras a modo de estructura en los extremos de este depósito, estas servían de apoyo a los plénum ya que debido a su elevado peso podrían vencer. Estas barras hubo que sustituirlas por unas más grandes como se puede ver en la Figura 30.



Figura 29. Montaje inicial.

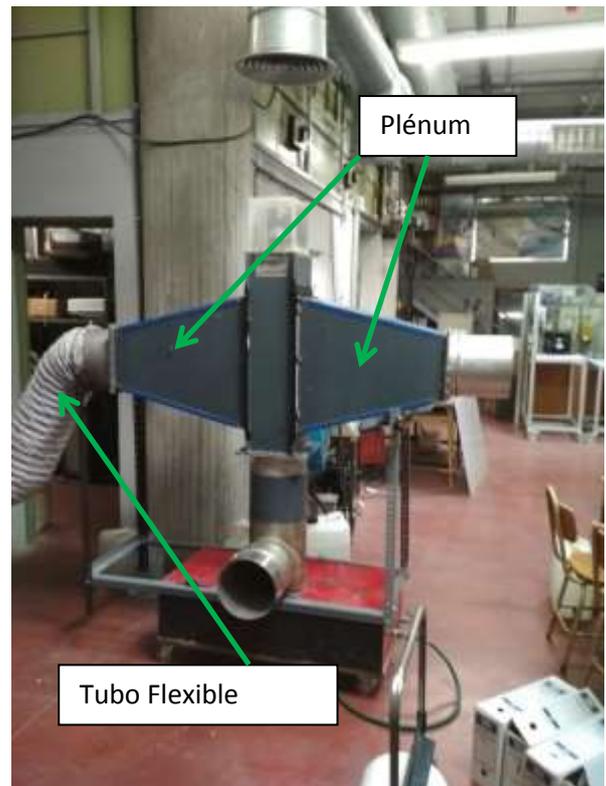


Figura 30. Montaje final.

El siguiente paso, una vez atornilladas las barras de soporte, es la colocación de los plénum a la estructura del intercambiador, a través de tornillos. Para asegurar la fuga de aire, estas uniones se sellan con cinta de tela, este método no asegura que las fugas vayan a ser nulas, pero si ayuda a reducirlas al máximo.

Una vez atornillados ambos plénum (entrada y salida), unimos los tubos flexibles a la UTA y al plénum de entrada, esta unión se realiza con abrazaderas como se puede ser en la Figura 32 .

La salida de la UTA y la entrada del plénum son del mismo diámetro del tubo flexible, 0,24m.

Por último queda conectar el tubo flexible a la entrada y salida de la tobera. Al igual que la anterior unión se va realizar con bridas (ver Figura 31). La tobera es de una dimensión menor a la del tubo flexible, pero el tubo flexible se liberó de los aros metálicos y en ambos extremos se puede arrugar, lo que nos permite la correcta conexión a la tobera. Esta tobera se encuentra apoyada sobre una mesa debido a su elevado peso.



Figura 31. Detalle de la conexión tobera-tubos flexibles.



Figura 32. Detalle de la conexión del tubo flexible-plenum

Una vez unidos todos los elementos de la instalación (debido a la excesiva longitud de los tubos flexibles), es importante estirar las uniones al máximo para minimizar las pérdidas locales.

Debido al espacio reducido en el laboratorio y la altura de salida del plenum de la UTA, el montaje de los conductos presentará ciertas curvaturas que incurrirán en pérdidas de carga adicionales. Para minimizar el efecto de la disposición de la instalación en la repetitividad de los ensayos, se intentó reproducir la misma colocación de los conductos en todos ellos. Esta pérdida de carga adicional genera una reducción del caudal a la salida.

Para realizar el ensayo con el intercambiador de paso ancho, hay que realizar el proceso descrito anteriormente a la inversa y posteriormente volver a proceder con el mismo montaje.

Al realizar el montaje del intercambiador de paso ancho, hubo que sellar con silicona negra todos los bordes de unión del intercambiador con la mampara donde se encuentra la alcachofa de la ducha.

La densidad del ambiente también es un factor fundamental a la hora de calcular las pérdidas de carga, para ello vamos a medir temperatura y humedad relativa a la salida del plenum. La temperatura en los días de ensayo ha sido de 24°C con una humedad relativa del 35%.

#### **1.4. Toma de datos**

Para la toma de datos, un factor muy importante es la disposición del equipo, como se ha comentado en el apartado anterior el tubo flexible es demasiado largo y hay que estirarlo. La toma de datos se ha realizado en distintos días, de esta forma el equipo ha podido estar ligeramente en posiciones distintas. Este hecho podría dar lugar a cierta variabilidad de los resultados, que ha intentado reducirse reproduciendo la posición de la instalación y mediante el contraste de la repetitividad de los resultados de los ensayos

Una vez conectada la UTA, con los reguladores de paso de aire, ajustamos el caudal de aire del aire primario y el secundario, consiguiendo de esta forma distintos caudales entre 120 y 350 m<sup>3</sup>/h.

El rango de apertura del regulador de paso tiene forma de media luna como se puede ver en la Figura 23. Para las posiciones de ambos reguladores, se van a tomar unas posiciones ficticias del 1-4, siendo 1 la posición más inferior y 4 la posición superior. Esta posición puede variar en las distintas medidas ya que no hay un tope que marque cuando has llegado a esa posición.

##### **1.4.1. Toma de datos del aire primario en el intercambiador de paso estrecho.**

Las variables que vamos a medir son dos, en primer lugar, la diferencia de presión en la tobera, para ello nos vamos a ayudar de un medidor multifunción Testo435, que nos permite calcular la variación de presión en hPa con una precisión de  $\pm 0,02$ hPa [19].



Figura 33. Sonda de medición de velocidad.



Figura 34. Medidor multifunción Testo 435

El procedimiento de la toma de datos es medir la pérdida de carga a través de la diferencia de presiones durante diez segundos y realizar una media aritmética de los valores tomados en cada segundo.

Se van a medir dos diferencias de presión, una en la tobera y la otra entre la entrada del intercambiador y el ambiente.

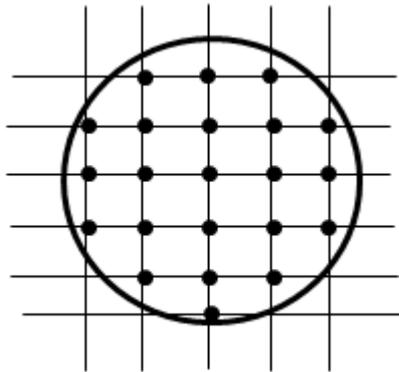
La segunda de las variables que se van a medir es la velocidad a la salida del plenum del intercambiador, al igual que la presión con un medidor multifunción Testo 435, pero en este caso conectaremos una sonda, para medir velocidad con una precisión de  $\pm 0,03$  m/s [19].

Para medir la pérdida de carga del intercambiador, conectamos un tubo que se encuentra a la entrada del intercambiador y el otro lo dejamos libre (ver Figura 32).

Para medir la variación de presión en la tobera, conectamos dos tubos al medidor Testo 435. A la izquierda uno que sale del tubo flexible y se encuentra agua abajo de la tobera y el segundo a la derecha del medidor que se encuentra aguas arriba de la tobera.

Se han tomado un total de 8 mediciones. Esta medida de pérdida de carga en la tobera tiene como objetivo calcular el caudal que la atraviesa.

Adicionalmente a la medida del caudal con la tobera y para contrastar dicha medida, se va a calcular el caudal a partir de la velocidad media registrada a la salida del equipo. La medida de la velocidad media se realiza sobre un mallado imaginario (ver Figura 35) a la salida del plénum tomando el valor de la velocidad del aire en 22 puntos y realizando una media aritmética de este. Con esta media y el área de salida podemos calcular el caudal de salida mediante la (E. 19).



**Figura 35. Mallado imaginario a la salida del plénum.**

Este caudal de salida en el plénum y caudal que atraviesa la tobera debería ser el mismo en la teoría, en la práctica no va a ser igual debido a que es un ensayo experimental, las posibles pérdidas que pueda haber en la instalación y la incertidumbre asociada a la medida.

#### **1.4.2. Toma de datos del aire secundario en modo seco en el intercambiador de paso estrecho.**

Para poder calcular la pérdida de carga del aire secundario, lo primero es unir el tubo flexible a la entrada del aire secundario, para ello hay que desatornillar la brida que une el tubo flexible al plénum a la entrada del intercambiador. Una vez desatornillada se procede a unir el tubo flexible a la entrada del tubo del aire secundario (ver Figura 37), esta entrada pertenece a la propia base donde está instalado el intercambiador.



**Figura 37. Montaje final para la toma de datos del aire secundario.**



**Figura 36. Detalle Figura 37**

En la Figura 36, se puede ver el punto de la instalación en el cual se toma la pérdida de carga en aire del secundario.

Después del anterior paso, ya quedaría todo listo para empezar con la medición, se conecta la UTA y se van posicionando las llaves de apertura del primario y secundario.

Antes de comenzar a tomar las mediciones, aseguramos que no existan pérdidas en las uniones entre la estructura y el intercambiador, puesto que no es un equipo comercial están pérdidas pueden ser importantes.

Se han tomado un total de 8 mediciones. Un dato muy importante es que una vez finalizada la toma de datos se analizan a través de las posteriores tablas y gráficas para analizarlas y comprobar que los datos son correctos.

Al analizar los datos obtenidos y realizar una comparación entre el caudal medido en la tobera (con los datos proporcionados por el fabricante) y a la salida (midiendo la velocidad con un medidor multifunción Testo 435), se vio que había una pérdida de caudal del 50% algo que no era posible ya que la comparación en el aire primario era muy similar.

Se investigó donde podían estar las fugas, y se vio que el aire salía por el conducto por el cual entra el tubo de la bomba de agua al depósito del agua.

Una vez tapado este agujero con cinta, (al igual que todas las uniones entre los distintos elementos para asegurar la estanqueidad), se tomaron otras 8 medidas. Al igual que

antes, una vez finalizada la toma de datos se analizaron y vieron que las fugas eran muy pequeñas, e incluso positivas, algo irreal, pero debido a la varianza a la hora de calcular la velocidad a la salida es algo lógico.

#### 1.4.3. Toma de datos del aire secundario en modo húmedo en el intercambiador de paso estrecho

Esta es la última de las tomas de datos para este intercambiador, la diferencia con las anteriores mediciones es que ahora es en modo húmedo, por lo tanto, tenemos que incorporar un método para poder enfriar el aire. Para ello, vamos a instalar una ducha en la parte superior del intercambiador, esta ducha está conectada a una pequeña bomba eléctrica (ver Figura 39) alimentada por una corriente de 12 V (ver Figura 38).



Figura 39. Bomba de recirculación del agua.



Figura 38. Fuente de alimentación de 12V.

Antes de comenzar a tomar las medidas, se ha medido el caudal que suministraba la ducha. El método para calcular este caudal ha sido por masa. A la misma altura a la que estaría conectada la ducha en funcionamiento, durante 40 segundos se llena un recipiente y se pesa la cantidad de agua, es importante restar la masa del recipiente: 81 gramos.

Se han tomado un total de 4 medidas para la masa de agua: (4´423, 4´454, 4´517, 4´559) kg. La masa de agua en cada una de las mediciones va aumentando, esto podría ser

debido a una mayor precisión en cada medida ya que al ser completamente manual con la práctica mejoramos la toma de datos.

El resultado de estas medidas es un caudal constante de 0,11 kg/s.

Finalizada esta medición y conectada la ducha a la instalación, se procede a tomar las medidas.

Durante la medición se vio que los resultados eran un poco dispares, no seguían un modelo determinado, ya que para los mismos caudales con distintas posiciones de las llaves de paso de la UTA la pérdida de carga era bastante dispar. Una de las posibles causas es que el sistema funcionando en modo húmedo necesite un tiempo de estabilización, por ello se dejó conectada la UTA y se esperó unos minutos.

Al volver a retomar la medición se fueron tomando varias medidas para la misma configuración de las llaves de paso, en lugar de solo una como en las anteriores, para comprobar que el resultado era el mismo y que la pérdida de carga y el caudal no variaban con el tiempo.

Se tomaron un total de 3 medidas igual para 4 configuraciones distintas, y una vez visto que el resultado era igual, se volvió a tomar una sola medida para cada configuración, midiendo así un total de 16 medidas para 8 configuraciones distintas.

Cabe destacar que en este método no se ha medido la velocidad a la salida, ya que se ha comprobado con las anteriores mediciones que la tobera está perfectamente calibrada. Al estar en contacto el aire con el agua, no sería muy preciso calcular la velocidad a la salida con el medidor.

#### **1.4.4. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho**

Este procedimiento fue igual que el anterior para el primario y el secundario en modo seco, los errores cometidos en el caso anterior hicieron llevar a cabo las medidas más precisas y de una forma más rápida.

Se hicieron un total de 8 mediciones para cada uno de los casos en el aire primario y secundario en modo seco.

En cambio la toma de datos para el aire secundario en modo húmedo no fue tan rápida ni tan fácil, en la primera toma de datos (después de realizar el montaje de la bomba y colocar la ducha) tras una toma de 8 medidas al analizarlas se vio que la regresión no era demasiado buena, 0,71 y el caudal suministrado por la UTA era demasiado bajo, por lo que se realizó una segunda toma de datos.

En esta toma de datos, se tomaron un total de 8 medidas, al finalizar se vio que el nivel del agua del depósito no era lo suficientemente alto, como para cubrir el espacio por

donde cae el agua por lo que el aire se estaba escapando por ahí, por lo cual se realizó la tercera y última medida después de llenar el depósito de agua.

## 1.5. Resultado de la experimentación y discusión de los resultados

En este apartado en primer lugar, se van a mostrar las tablas y gráficas de la pérdida de carga medida en función del caudal para los dos intercambiadores y en los diferentes modos.

### 1.5.1. Intercambiador paso estrecho

Tabla 11. Toma de datos en el intercambiador de paso estrecho en el aire primario

<b><math>\Delta P</math> en la Tobera (Pa)</b>	93	182	105	278	182	59	209	182
<b>Caudal en la tobera (<math>m^3/h</math>)</b>	187,36	262,88	199,19	325,50	262,88	148,94	281,88	262,88
<b><math>\Delta P</math> en el intercambiador (Pa)</b>	2	4	3	5	4	2	5	4
<b>Caudal a la salida (<math>m^3/h</math>)</b>	185,66	260,58	195,43	320,83	268,72	151,46	288,26	267,09

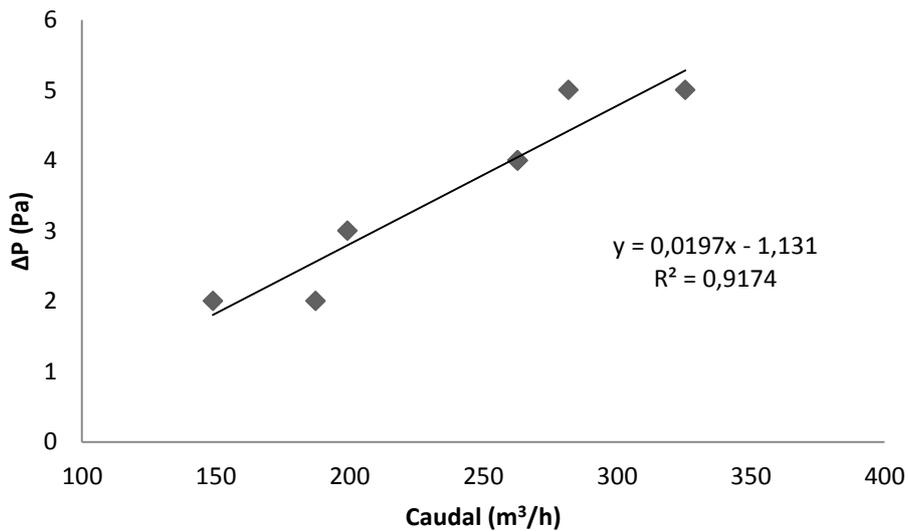


Figura 40. Gráfica de la  $\Delta P$  vs  $Q$  para el intercambiador de paso estrecho en el aire primario.

Tabla 12. Toma de datos en el intercambiador de paso estrecho en el aire secundario en modo seco.

<b>ΔP en la Tobera (Pa)</b>	86	102	85	160	102	54	122	100
<b>Caudal en la tobera (m<sup>3</sup>/h)</b>	180,11	196,30	179,05	246,34	196,30	142,43	214,85	194,35
<b>ΔP en el intercambiador (Pa)</b>	88	99	86	134	100	63	111	97
<b>Caudal a la salida (m<sup>3</sup>/h)</b>	188,97	201,72	181,77	248,27	192,30	123,58	221,67	200,06

Tabla 13. Toma de datos en el intercambiador de paso estrecho en el aire secundario en modo húmedo.

<b>ΔP en la Tobera (Pa)</b>	35	40	59	73	44	52	49	46
<b>Caudal en la tobera (m<sup>3</sup>/h)</b>	114,45	122,42	148,94	165,82	128,45	139,74	135,62	131,36
<b>ΔP en el intercambiador (Pa)</b>	154	174	210	243	163	184	192	164

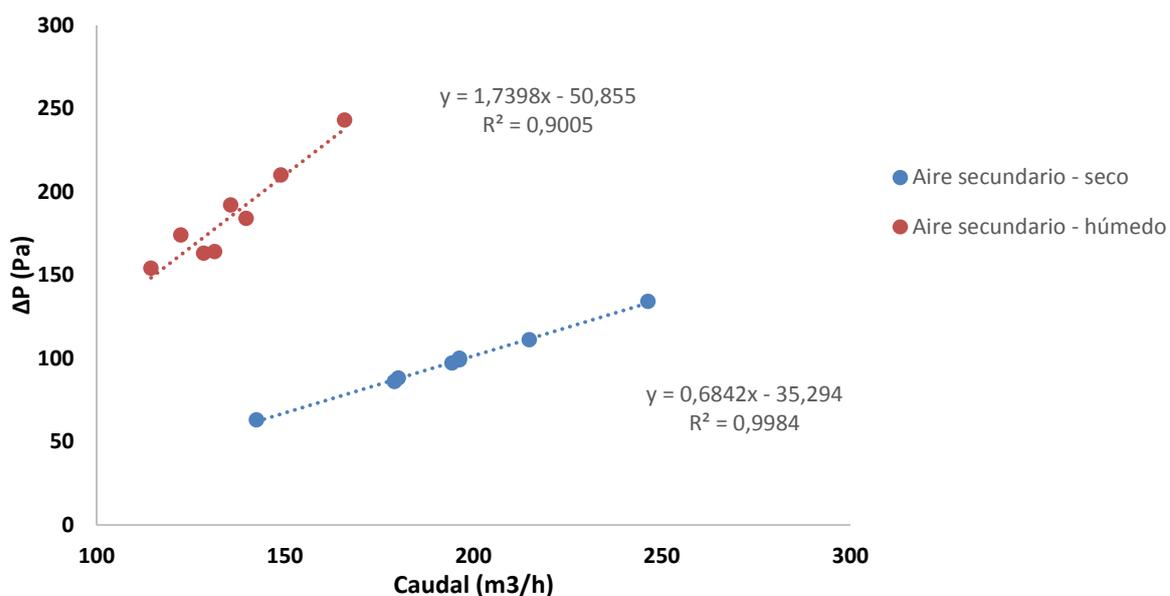


Figura 41. Gráfica de la ΔP vs Q para el intercambiador de paso estrecho en el aire secundario.

## 1.5.2. Intercambiador de paso ancho

Tabla 14. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho en el aire primario

<b>ΔP en la Tobera (Pa)</b>	132	198	165	288	191	71	201	192
<b>Caudal en la tobera (m<sup>3</sup>/h)</b>	223,56	274,30	250,20	331,36	269,36	163,51	276,38	270,07
<b>ΔP en el intercambiador (Pa)</b>	1	2	2	3	2	0	2	2

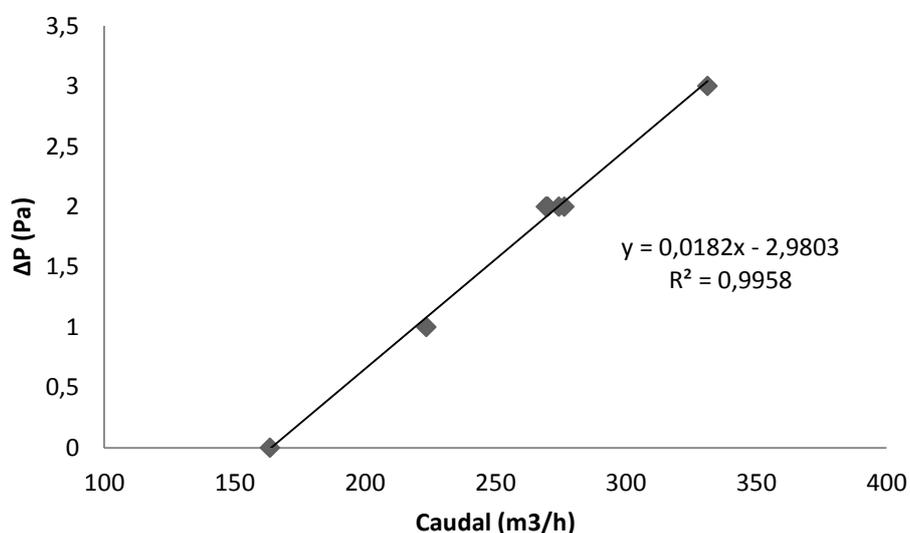


Figura 42. Gráfica de la ΔP vs Q para el intercambiador de paso ancho en el aire primario.

Tabla 15. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho en el aire secundario en modo seco.

<b>ΔP en la Tobera (Pa)</b>	79	112	90	173	108	88	122	111
<b>Caudal en la tobera (m<sup>3</sup>/h)</b>	172,56	205,78	184,29	256,24	202,04	182,21	214,85	204,85
<b>ΔP en el intercambiador (Pa)</b>	49	70	55	102	66	54	71	68

Tabla 16. Toma de datos en el intercambiador de paso ancho en el aire secundario en modo húmedo.

<b>ΔP en la Tobera (Pa)</b>	42	44	47	41	42	43	42
<b>Caudal en la tobera (m<sup>3</sup>/h)</b>	125,47	128,45	132,80	123,96	125,47	126,97	125,47
<b>ΔP en el intercambiador (Pa)</b>	173	227	283	164	184	197	170

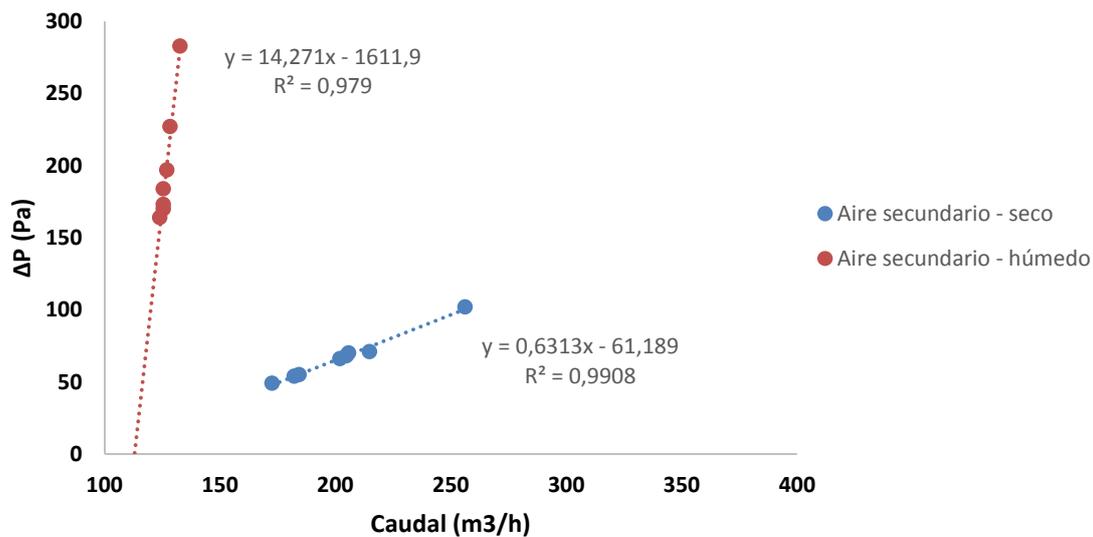


Figura 43. Gráfica de la  $\Delta P$  vs  $Q$  para el intercambiador de paso ancho en el aire secundario.

Como se ha comentado anteriormente, la precisión del medidor multifunción Testo 435 es de  $\pm 0,02$ hPa, o lo que es igual  $\pm 2$  Pa. La pérdida de carga que estamos midiendo en el aire primario en ambos intercambiadores es similar a la precisión que nos da el medidor, por lo tanto, aunque se ha realizado una media durante 10 segundos para eliminar la varianza, la regresión se va a ver afectada de una manera significativa por esta precisión.

Como se puede ver en la Figura 41 y Figura 43, la pérdida de carga en el modo seco y modo húmedo en el intercambiador estrecho no es tan similar como resulta ser en los cálculos teóricos. De hecho, esta diferencia es bastante abultada.

Los posibles motivos de esta diferencia entre ambos modos, los cuales no se han tenido en cuenta en los cálculos teóricos debido a su complejidad y a la carencia de conocimientos para abordar este problema son:

**1. Desconocimiento del comportamiento del agua al caer a través del intercambiador.**

No conocemos la velocidad a la que el agua cae a través de las paredes del intercambiador. Esta velocidad es muy importante para el cálculo de la sección del paso del aire, puesto que cuanto mayor es la velocidad del agua, menor es el área que ocupa este y mayor es el área de paso del aire, lo que da lugar a una menor velocidad del aire y por consiguiente un menor factor de fricción.

Se ha considerado que el diámetro hidráulico de área de paso en el intercambiador no varía debido al bajo caudal de agua. Al igual que el en párrafo anterior este parámetro va a venir determinado por la velocidad a la que cae el agua.

Con la velocidad y el diámetro hidráulico además de la densidad y la viscosidad, vamos a calcular el  $Re$ , como se ha visto en el apartado 3. Al no conocer estos dos valores no podemos calcular con exactitud el  $Re$ , y por tanto ni el factor de fricción ni la pérdida de carga.

## **2. El factor de fricción.**

Para el cálculo del factor de fricción en modo seco y modo húmedo estamos considerando la misma ecuación. Mientras que en el modo seco en aire en el intercambiador está en contacto directo con las paredes del intercambiador, las cuales tienen una rugosidad despreciable, en modo húmedo el aire está en contacto con agua. Este contacto entre ambos fluidos da lugar a una pérdida de carga muy importante la cual no se ha considerado.

### 1.5.3. Comparación con los resultados teóricos.

Tabla 17. Comparación de la pérdida de carga de los resultados teóricos con los experimentales

		Q(m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P$ teórica	$\Delta P$ experimental
Intercambiador paso estrecho	<b>Primario</b>	125	0,977	1,125
		200	1,610	2,735
		300	2,500	4,882
		400	3,444	7,029
	<b>Secundario modo seco</b>	125	10,705	50,158
		200	17,706	99,929
		300	27,613	166,289
		400	63,948	232,650
	<b>Secundario modo húmedo</b>	125	10,759	164,521
		200	17,791	307,793
		300	27,738	498,823
		400	64,581	689,852
Intercambiador paso ancho	<b>Primario</b>	125	0,587	-0,714
		200	0,956	0,683
		300	1,471	2,544
		400	2,011	4,406
	<b>Secundario Modo seco</b>	125	3,922	17,269
		200	10,047	63,435
		300	20,115	124,970
		400	32,959	186,894
	<b>Secundario modo húmedo</b>	125	3,936	171,429
		200	10,125	1263,103
		300	20,269	2718,649
		400	33,209	4174,585

Como muestra la Tabla 13 la comparación entre la pérdida de carga para el aire primario en el intercambiador estrecho es muy buena, además si tenemos en cuenta la precisión del aparato de medida los resultados son parejos.

En el aire secundario de este mismo intercambiador los resultados son muy desiguales. El intercambiador está montado sobre una estructura como ya se ha descrito, esta unión puede dar lugar a fugas de aire, las cuales aumentan las pérdidas de carga. Además, el aire al pasar por el codo no solo sale hacia el intercambiador sino que también se distribuye en el depósito de agua. En el depósito también puede haber fugas que den lugar a pérdidas de carga.

En modo húmedo como se ha descrito en el apartado anterior, las diferencias son muy grandes a diferencia de lo teórico.

En el intercambiador de paso ancho, la comparativa de los resultados teóricos con los experimentales resulta semejante al intercambiador de paso estrecho.

Cabe destacar, que la pérdida de carga en el aire primario es muy pequeña para caudales bajos, por lo que la precisión del medidor, nos da un valor nulo de pérdida de carga para el valor de 71 m<sup>3</sup>/h. Al calcular la pérdida para un caudal de 125 m<sup>3</sup>/h mediante la regresión obtenida, el valor es negativo. Por lo que la pérdida de carga para ese caudal se va a considerar nula.

En cuanto a la comparativa entre ambos intercambiadores, como era de esperar, los valores de pérdida de carga son menores en el intercambiador de paso ancho, este menor valor es debido al mayor área de paso y al mayor diámetro hidráulico (su influencia se ha comentado en el apartado anterior).

Los valores de pérdida de carga en modo húmedo del aire secundario son mayores en el intercambiador ancho, este resultado es contrario a lo esperado, ya que el área de paso es mayor para el intercambiador de paso ancho y el caudal de agua de recirculación es el mismo para ambos. Un mayor área de paso para el mismo caudal da lugar a una velocidad del aire menor y por tanto un menor factor de fricción o lo que es lo mismo, menor pérdida de carga. Pero como hemos comentado anteriormente, no conocemos los valores de la velocidad del agua en el intercambiador ni del diámetro hidráulico lo que impide calcular el Re.



# 4. Simulación de la capacidad del sistema mediante TRNSYS

4.1. Simulación .....	82
4.1.1. Type111a. Ventilador de velocidad variable .....	82
4.1.2. Type757. Enfriador evaporativo indirecto.....	84
4.1.3. Type65d. Impresora online.....	85
4.2. Conexiones.....	85
4.3. Resultados.....	89
4.3.1. Estudio de capacidad y ahorro del sistema.....	94
4.3.2. Aplicaciones.....	96



El programa con el que se va a realizar la simulación de este trabajo es TRNSYS, este programa fue desarrollado por la Universidad de Wisconsin [20]. Es usado para simular el comportamiento de sistemas transitorios.

TRNSYS es un software muy potente para diseñar, optimizar, y realizar un análisis detallado de cualquier sistema cuyo comportamiento sea dependiente del paso del tiempo. Utilizado principalmente en los campos de las energías renovables, climatización, y simulación de sistemas solares.

La primera versión fue desarrollada en el año 1975 para el estudio de sistemas con energía solar. Uno de sus primeros proyectos fue la simulación dinámica del comportamiento de un sistema de agua caliente solar para un año meteorológico típico, para posteriormente comprobar los ahorros de costes a largo plazo de estos sistemas.

La versión con la que se ha realizado ha sido TRNSYS17.

La forma de generar un proyecto resulta muy intuitiva: se conectan los componentes del sistema “types”, un ejemplo de types podrían ser una bomba o un ventilador. Cada uno de los types se describe con un modelo matemático mediante lenguaje de programación Fortran.

Éste describe el componente como una caja negra por medio de entradas, salidas y parámetros. Las salidas de cada componente actúan como entradas de otro. De modo que la simulación final debe de contar con diferentes types: uno o varios que solo tengan entradas, uno o varios con entradas/salidas y por último, uno o varios con solo salidas.

La resolución de esta simulación aparece en una gráfica conforme avanza el tiempo. Existen además types que permiten la integración de valores, su exportación a Excel, o a un archivo .txt.

TRNSYS es un programa usado en todo el mundo. Investigadores, consultores energéticos, ingenieros, expertos en simulación de edificios usan este software. A lo largo de los años ha sido usado en diferentes proyectos relevantes, algunos de ellos son [21]:

- TRANSSOLAR (TranssolarKlimaEngineering, Stuttgart): New Bangkok Airport.
- TESS (Thermal Energy System Specialists) aplica TRNSYS en sus estudios de simulación.
- AIGUASOL utiliza TRNSYS en sus proyectos de sistemas solares y edificios.
- Integración con Google Sketch Up.
- Gran parte de los artículos científicos basan sus resultados en análisis a través de TRNSYS.

### 4.3. Simulación

TRNSYS tiene una biblioteca de componentes dividida en función de la clase como pueden ser elementos de lectura de datos climáticos, HVAC, controladora, intercambiadora o salidas.

La biblioteca estándar incluye aproximadamente 150 modelos, además existe una ampliación llamada TESS, la cual cuenta con modelos más complejos y que va a ser necesaria para la realización de este trabajo. TRNSYS permite programar tus propios modelos, lo que amplía las posibilidades de simulaciones sin añadir un coste adicional.

En el presente trabajo se han utilizado para la simulación los diferentes *types*:

#### 4.3.3. *Type111a. Ventilador de velocidad variable*

Es un ventilador de velocidad variable el cual admite la entrada de humedad específica.

La simulación cuenta con dos de estos *types*, el primero de ellos simula el caudal de aire primario de nuestra instalación y el segundo como es de esperar simula el caudal de aire secundario.

Este *type* permite configurar los parámetros del ventilador: potencia consumida y eficiencia. La potencia consumida por el ventilador (P), será la pérdida de carga adicional que se genera en el aire primario por el caudal del mismo.

$$P(w) = \Delta P(Pa) \cdot Q\left(\frac{m^3}{s}\right) \quad (\text{E. 26})$$

Con la ecuación anterior y los datos experimentales, vamos a poder calcular la potencia consumida por nuestro ventilador.

La simulación se va a realizar para dos caudales de aire primario 200 y 300 (m<sup>3</sup>/h), ya que son los valores de los cuales tenemos suficientes datos como para ser fiables. Aunque se podría ampliar para los caudales de 125 y 400 (m<sup>3</sup>/h) ya que tenemos regresiones para calcularlo.

Para el caudal de aire secundario vamos a usar un valor constante de 130m<sup>3</sup>/h, se toma este valor, ya que, el caudal de aire secundario es suficientemente alto como para que la



Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		Inlet air temperature	40.0	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2		Inlet air humidity ratio	0.005	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3		Not used (RH)	35	% (base 100)	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4		Air flow rate	312	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5		Inlet air pressure	92692	Pa	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 45. Captura de las variables de entrada del ventilador.

#### 4.3.4. Type757. Enfriador evaporativo indirecto

Modela un dispositivo de enfriamiento por evaporación para el cual el usuario suministra las condiciones de aire de entrada de una corriente de aire primario y secundario y la efectividad del dispositivo en función de la temperatura del bulbo seco del aire de entrada del flujo primario y la temperatura del bulbo húmedo del aire de entrada del flujo secundario.

El modelo calcula las condiciones del aire de salida y asume que el proceso de flujo de aire secundario es un proceso de temperatura de bulbo húmedo constante, lo que significa que el aire entra y sale a la misma temperatura de bulbo húmedo.

El *Type 757* enfría la corriente de aire primaria tanto como puede dadas las condiciones de entrada y la efectividad del dispositivo

En este *type* solo vamos a introducir una variable (ver Figura 46), la pérdida de carga que se produce en el intercambiador del aire primario y el secundario. Esta pérdida de carga la vamos a sacar de los resultados experimentales.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
		Name	Value	Unit	More	Macro
6		Pressure Drop - Primary Stream	4.9	Pa	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
7		Inlet Temperature - Secondary Stream	25.0	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
8		Humidity Ratio - Secondary Stream	0.006	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
9		% Relative Humidity - Secondary Air Stream	35.0	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
10		Flowrate - Secondary Stream	0.0	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
11		Pressure - Secondary Stream	1.0	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
12		Pressure Drop - Secondary Stream	174	Pa	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 46. Captura de las variables del enfriador evaporativo



			
Outlet air temperature	—————	Inlet Temperature - Primary Stream	25.0
Outlet humidity ratio	—————	Humidity Ratio - Primary Stream	0.005
Outlet air %RH	—————	% Relative Humidity - Primary Stream	35.0
Outlet flow rate	—————	Flowrate - Primary Stream	0.0
Outlet air pressure	—————	Pressure - Primary Stream	1.0
Power consumption		Pressure Drop - Primary Stream	4.9
Air heat transfer		Inlet Temperature - Secondary Stream	25.0
Ambient heat transfer		Humidity Ratio - Secondary Stream	0.006
		% Relative Humidity - Secondary Air Stream	35.0
		Flowrate - Secondary Stream	0.0
		Pressure - Secondary Stream	1.0
		Pressure Drop - Secondary Stream	174

Figura 48. Captura de las conexiones entre el ventilador de aire primario y el enfriador evaporativo

Del mismo modo, realizamos la conexión del ventilador de aire secundario al enfriador evaporativo Figura 49.

			
Outlet air temperature	\\\\\\\\\\\\\\\\	Inlet Temperature - Primary Stream	25.0
Outlet humidity ratio	\\\\\\\\\\\\\\\\	Humidity Ratio - Primary Stream	0.005
Outlet air %RH	\\\\\\\\\\\\\\\\	% Relative Humidity - Primary Stream	35.0
Outlet flow rate	\\\\\\\\\\\\\\\\	Flowrate - Primary Stream	0.0
Outlet air pressure	\\\\\\\\\\\\\\\\	Pressure - Primary Stream	1.0
Power consumption		Pressure Drop - Primary Stream	4.9
Air heat transfer		Inlet Temperature - Secondary Stream	25.0
Ambient heat transfer		Humidity Ratio - Secondary Stream	0.006
		% Relative Humidity - Secondary Air Stream	35.0
		Flowrate - Secondary Stream	0.0
		Pressure - Secondary Stream	1.0
		Pressure Drop - Secondary Stream	174

Figura 49. Captura de las conexiones entre el ventilador de aire secundario y el enfriador evaporativo

Una vez realizada la conexión de los ventilares al enfriador evaporativo indirecto, procedemos a conectar este último a la impresora online (ver Figura 50). Aquí tenemos que seleccionar cual son las variables que queremos que nos aparezcan. En nuestro caso la efectividad y la capacidad de enfriamiento.

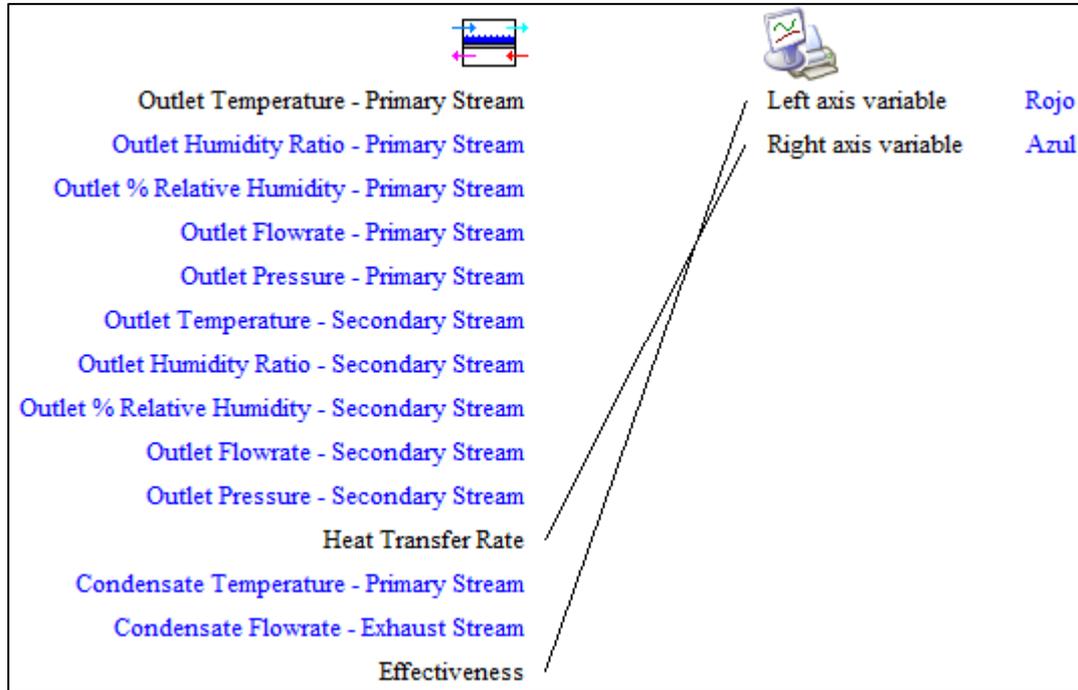


Figura 50. Captura de las conexiones entre el enfriador evaporativo y la impresora online

Una vez realizadas todas las conexiones e introducidas todas las variables ya podríamos ejecutar el programa.

La Figura 51 representa el esquema final de la instalación.

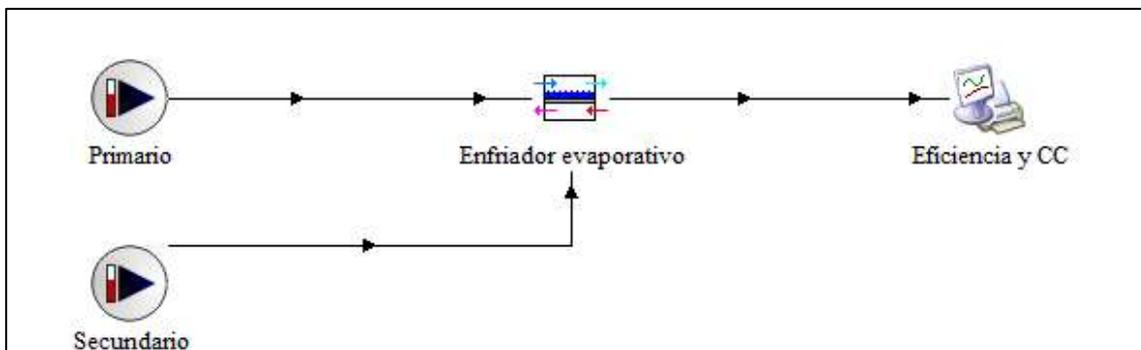


Figura 51. Captura del resultado final de instalación.

La Figura 52 es un ejemplo de una de las simulaciones. En ella, podemos ver en el eje de abscisas izquierdo el valor de la efectividad, y en el derecho la capacidad de enfriamiento.

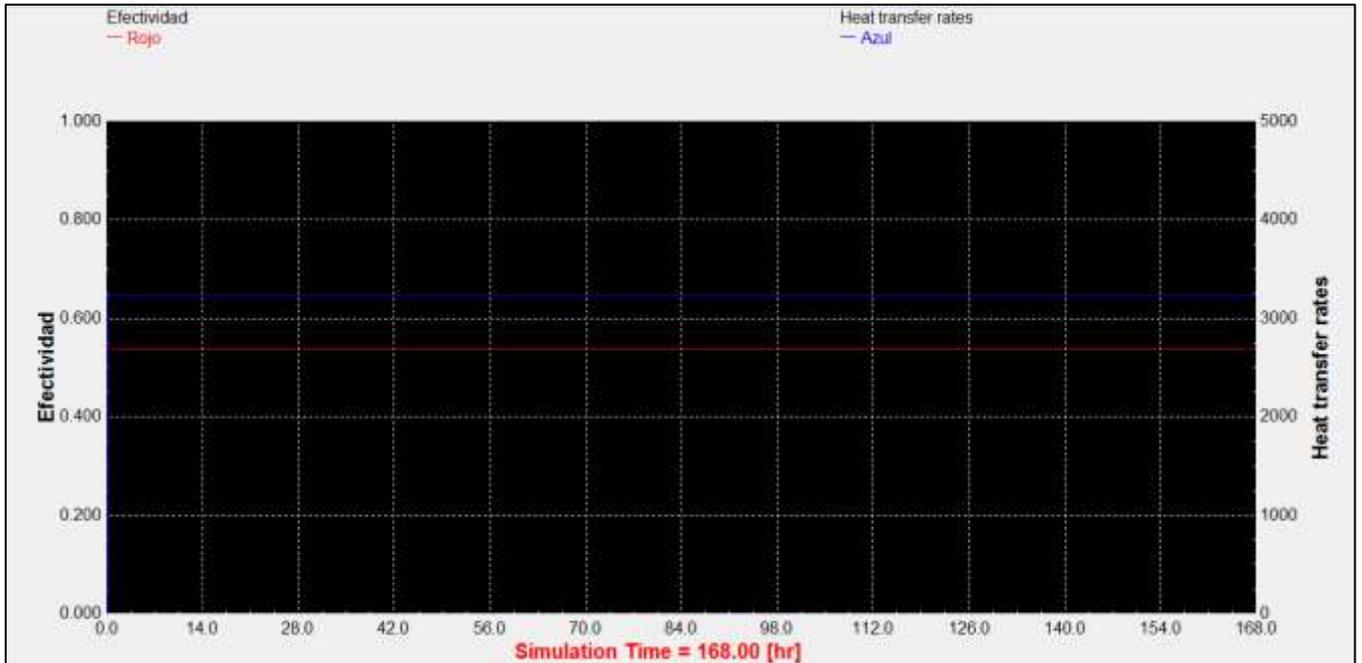


Figura 52. Captura del resultado de la simulación para configuración recuperativa, un caudal de 200 m<sup>3</sup>/h y 40 °C.

## 4.5. Resultados

La simulación la vamos a hacer para las dos configuraciones objeto de este trabajo: Convencional y Recuperativa. Cada una de las simulaciones está realizada para cuatro temperaturas distintas, para cada una de las cuales se ensayan tres humedades específicas y para cada valor de temperatura y humedad específica dos valores de flujo másico. Por lo tanto, el número total de simulaciones es de 48.

Se hace la simulación para cuatro temperaturas distintas para poder tener una regresión suficientemente fiable en la realización de realizar los cálculos. Las temperaturas son 25, 30,35 y 40 (° C).

En configuración recuperativa el valor de entrada del aire secundario siempre va a ser de 22 °C y una humedad específica de 0,01 (kg/kg), condiciones correspondientes a las de confort térmico esperables en el interior del local de procedencia del aire secundario

Las humedades específicas para las cuales se han realizado las simulaciones son de 0,005, 0,006 y 0,00075 (kg/kg). Se han tomado estos valores porque, para las condiciones climáticas de Valladolid, tal y como se observa en el correspondiente diagrama de nube puntos [22], una humedad específica de 0'005 (kg/kg) está cerca del mínimo, 0'006 (kg/kg) corresponde con un valor intermedio y 0'0075 con un valor máximo de humedad específica. Todas las anteriores para valores de temperatura tienen lugar para valores de temperatura 25 y 40 (°C).

Los valores de flujo másico que se han tomado para la simulación están reflejados en la Tabla 18. Los valores de aire primario se han tomado de 200 y 300 m<sup>3</sup>/h, ya que han sido los valores más repetidos en las simulaciones, además, también esos caudales simulados proceden de una decisión previa.

Son los caudales ensayados experimentalmente en trabajos previos [18], sobre los sistemas en los que los resultados eran más fiables.

En la Tabla 19, se muestran todos los diseños para los cuales se ha realizado la simulación

Tabla 19. Diseño de experimentos.

	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	X(kg/kg)	T <sup>a</sup> (°C)
Configuración Convencional	200	0,005	25
			30
			35
			40
		0,006	35
			30
			35
			40
	0,0075	25	
		30	
		35	
		40	
	300	0,005	35
			30
			35
			40
0,006		25	
		30	
		35	
		40	
0,0075	35		
	30		
	35		
	40		
Configuración Recuperativa	200	0,005	25
			30
			35
			40
		0,006	35
			30
			35
			40
	0,0075	25	
		30	
		35	
		40	
	300	0,005	35
			30
			35
			40
0,006		25	
		30	
		35	
		40	
0,0075	35		
	30		
	35		
	40		

La Tabla 20, muestra los valores de la capacidad de enfriamiento y efectividad para la configuración convencional.

La diferencia entre las pérdidas de carga para el intercambiador de paso ancho y estrecho es considerable a la hora de cálculos, pero el programa calcula los mismos valores de capacidad de enfriamiento y eficiencia para ambos.

De igual modo que, para los distintos caudales la efectividad es la misma fijada por el *Type*, algo que no debería ocurrir, ya que el tiempo de residencia en el caudal de 300 m<sup>3</sup>/h es menor y por tanto la temperatura de salida debería de ser menor, lo que da lugar a una menor eficiencia. Esto pone en relieve ciertas limitaciones de la herramienta de simulación.

**Tabla 20. Resultados para la configuración convencional.**

T <sup>a</sup>	Caudal	x=0,0075		x=0,006		x=0,005	
		CC (W)	Efectividad	CC (W)	Efectividad	CC (W)	Efectividad
25	200	750	0,35	880	0,365	950	0,375
25	300	1120	0,35	1300	0,36	1440	0,375
30	200	1250	0,43	1390	0,44	1500	0,45
30	300	1730	0,43	2040	0,44	2200	0,45
35	200	1850	0,52	2050	0,53	2160	0,54
35	300	2750	0,52	3000	0,53	3180	0,54
40	200	2640	0,60	2800	0,61	2950	0,62
40	300	3870	0,60	4150	0,61	4350	0,62

Para la configuración recuperativa, en un primer momento se tomó un caudal de aire secundario de la misma magnitud que el modo convencional. Pero se vio que este valor era demasiado bajo como para que la capacidad de enfriamiento no se viera afectada por este valor tan bajo como muestra la Tabla 21.

A partir de una temperatura de 30°C y una caudal de 300 m<sup>3</sup>/h, el efecto del fluido limitante en el intercambio de calor comienza a adquirir relevancia, de forma que la capacidad de enfriamiento se ve limitada por este valor del caudal de aire secundario.

**Tabla 21. Resultados para la configuración recuperativa 1.**

T <sup>a</sup>	Caudal	x=0,0075		x=0,006		x=0,005	
		CC(W)	Efectividad	CC (W)	Efectividad	CC (W)	Efectividad
25	200	660	0,34	660	0,34	660	0,34
25	300	1000	0,34	1000	0,34	1000	0,34
30	200	1340	0,44	1340	0,44	1340	0,44
30	300	1725	0,44	1725	0,44	1725	0,44
35	200	1725	0,54	1725	0,54	1725	0,54
35	300	1725	0,54	1725	0,54	1725	0,54
40	200	1725	0,64	1725	0,64	1725	0,64
40	300	1725	0,64	1725	0,64	1725	0,64

Para que la capacidad de enfriamiento no se vea afectada, se ha tomado un valor de caudal del aire secundario de la misma magnitud que el aire primario.

La Tabla 22, muestra los valores de la capacidad de enfriamiento y efectividad para la configuración recuperativa con ambos caudales iguales.

**Tabla 22. Resultados para la configuración recuperativa 2.**

T <sup>a</sup>	Caudal	x=0,0075		x=0,006		x=0,005	
		CC (W)	Efectividad	CC (W)	Efectividad	CC (W)	Efectividad
25	200	660	0,34	660	0,34	660	0,34
25	300	1000	0,34	1000	0,34	1000	0,34
30	200	1320	0,44	1320	0,44	1320	0,44
30	300	2000	0,44	2000	0,44	2000	0,44
35	200	2200	0,54	2200	0,54	2200	0,54
35	300	3250	0,54	3250	0,54	3250	0,54
40	200	3200	0,64	3200	0,64	3200	0,64
40	300	4880	0,64	4880	0,64	4880	0,64

En esta configuración los valores de capacidad de enfriamiento y eficiencia para las distintas humedades específicas no van a cambiar.

Para realizar una comparativa entre las distintas configuraciones, se ha realizado un diagrama bioclimático (ver Figura 53). En él, se representa para una temperatura y humedad específica cuál de las dos configuraciones es más eficiente: en rojo la configuración convencional y en azul la recuperativa.

Se observa así, que la configuración recuperativa, a pesar de lo previsible en una primera aproximación, no es interesante por encima de la configuración convencional

para cualquier condición del aire exterior, sino que solo en climas especialmente cálidos. De esta forma, la climatología de Valladolid supone que la configuración convencional de los sistemas de enfriamiento evaporativo indirectos sea más interesante en general.

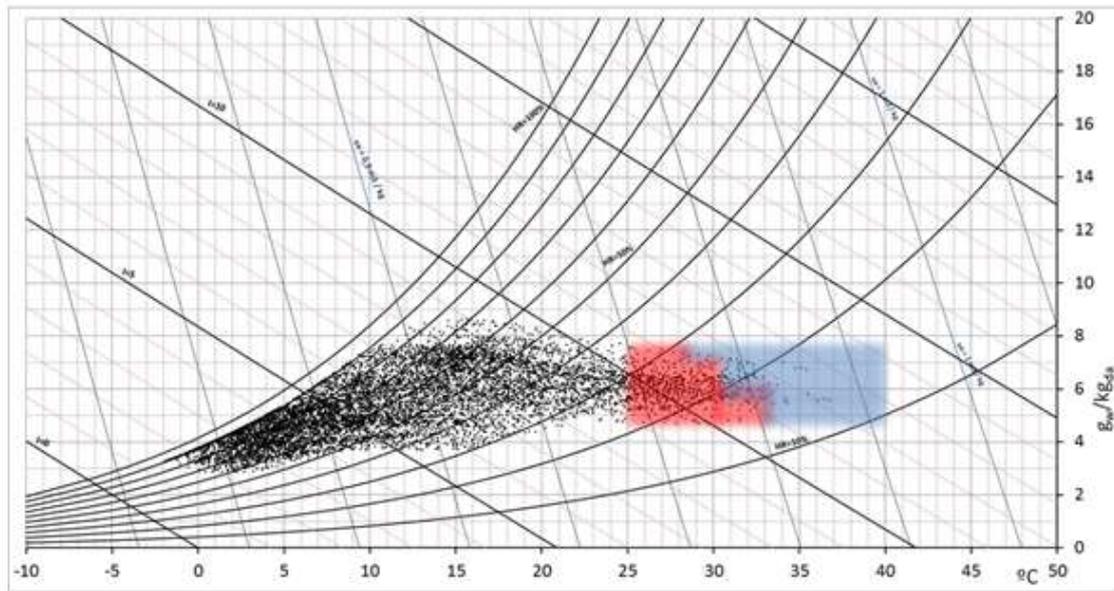


Figura 53. Diagrama bioclimático

### 4.5.3. Estudio de capacidad y ahorro del sistema.

En este apartado, con los valores representados en las tablas Tabla 20 y Tabla 22 se van a calcular las regresiones de la capacidad de enfriamiento en función de la temperatura para cada uno de los caudales y las configuraciones. Para la configuración recuperativa, no necesitaremos hacerlas para las distintas humedades específicas ya que los valores son iguales y correspondientes a las condiciones de confort esperables en el interior del local, tal y como se ve en la Tabla 19.

La Tabla 23 recoge las distintas regresiones calculadas.

Tabla 23. Regresiones de la capacidad de enfriamiento en función de la temperatura.

Configuración	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	x=0,0075	x=0,006	x=0,005
Convencional	200	y = 125,4x - 2453	y = 128,4x - 2393	y = 133,2x - 2439
	300	y = 185,4x - 3658	y = 190,2x - 3559	y = 194,2x - 3519
Recuperativa	200	y = 170x - 3680		
	300	y = 257,8x - 5596		

El ahorro energético neto, definido como la diferencia entre el ahorro bruto de energía eléctrica requerida en el sistema convencional de acondicionamiento de aire gracias a la capacidad de enfriamiento del sistema evaporativo instalado y la potencia adicional requerida por los ventiladores para soportar la pérdida de carga introducida por este último, se calcula mediante la ecuación:

$$\text{Ahorro(kWh)} = \frac{CC}{COP} - \dot{W}_{\text{VENTILADOR}} \quad (\text{E. 27})$$

El COP, o coeficiente de operación, es el resultado de enfriamiento (energía térmica) logrado por el equipo y la energía (eléctrica) consumida por el mismo. Dado que este valor no es fijo sino dependiente de las condiciones de funcionamiento, su valor se va a calcular en función de las temperaturas exteriores para el clima típico de Valladolid mediante la ecuación [23]:

$$COP = 0,006(T)^2 - 0,2012(T) + 10,192 \quad (\text{E. 28})$$

Puesto que el sistema de enfriamiento evaporativo permite reducir la demanda de frío a soportar por el equipo convencional, en el cálculo del ahorro se deduce el ahorro de energía eléctrica bruto consumido por el equipo convencional como la capacidad de enfriamiento del sistema evaporativo dividido por el COP del sistema convencional.

La potencia consumida por el ventilador es el resultado de la pérdida de carga por el caudal volumétrico másico.

A partir de una tabla Excel que recoge un año meteorológico tipo para Valladolid, se han calculado los distintos ahorros como muestra la Tabla 24.

Para el cálculo de los ahorros en la tabla Excel se han establecido tres nivel de humedad relativas:  $x \leq 0,0055$ ,  $x \geq 0,00675$  y  $0,0055 > x < 0,0675$  y según el valor de la humedad específica, se ha calculado la capacidad de enfriamiento con las regresiones de la Tabla 23. De forma que, para todas las  $x \leq 0,0055$ , las capacidades de enfriamiento se ha calculado con la regresión de  $x=0,005$ , para todas las  $x \geq 0,00675$  las capacidades de enfriamiento se han calculado con la regresión de  $x=0,0075$  y por último, para todas las  $0,0055 > x < 0,00675$ , las capacidades de enfriamiento se han calculado con la regresión de  $x=0,006$ .

La Tabla 24, recoge los resultados de los ahorros obtenidos,

**Tabla 24. Ahorros energéticos y económicos para un año en Valladolid**

		Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Ahorro (kWh <sub>e</sub> )	Ahorro (€/año)
Configuración convencional	Intercambiador de paso estrecho	200	157,58	21,90
		300	231,30	32,15
	Intercambiador de paso ancho	200	155,75	21,65
		300	229,52	31,90
Configuración recuperativa	Intercambiador de paso estrecho	200	152,54	21,20
		300	216,97	30,16
	Intercambiador de paso ancho	200	111,91	15,55
		300	75,32	10,49

Como se puede ver en la Tabla 24, los ahorros son casi iguales para ambas configuraciones e intercambiadores a diferencia del ancho en configuración recuperativa que el ahorro es bastante menor. Esto es debido a que aunque la capacidad de enfriamiento es mayor, la pérdida de carga es tan alta que hace que el ahorro disminuya de manera considerable.

Con respecto al caudal, vamos a conseguir mayores ahorros cuanto mayor sea este, debido a que la capacidad de enfriamiento aumenta con el caudal. Aunque la pérdida de carga también aumenta, el efecto del aumento de la capacidad de enfriamiento es mayor que el del aumento de la pérdida de carga. Como se ha comentado anteriormente, el programa de simulación no tiene en cuenta el efecto del tiempo de residencia, si lo tuviera, el resultado de esta capacidad de enfriamiento sería menor, y por tanto, los ahorros obtenidos serían inferiores.

Por otro lado y al igual que lo indicado en el apartado anterior, en el intercambiador ancho en configuración recuperativa, el ahorro obtenido será menor, debido a la elevada pérdida de carga.

#### 4.5.4. Aplicaciones.

En este apartado se van a describir las posibles aplicaciones que tendría un equipo de enfriamiento evaporativo indirecto trabajando en condiciones similares a las anteriores, en función de la calidad del aire interior,  $m^2$  de ocupación y caudal.

Según la calidad del aire interior (IDA) podemos distinguir 4 categorías [24]:

- IDA 1 (aire de óptima calidad) hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
- IDA 2 (aire de buena calidad) oficinas, salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.
- IDA 3 (aire de calidad media) edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones de hoteles y similares, restaurantes, cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios.
- IDA 4 (aire de baja calidad).

Conocida la categoría de calidad del aire interior que hay que alcanzar, calculamos el caudal mínimo de aire exterior de ventilación. El RITE desarrolla cinco métodos de cálculo, en función de la actividad que se desarrolle en el espacio interior, el nivel de contaminantes, si es zona de fumadores o no, o la concentración de  $CO_2$ :

- Método directo de caudal de aire exterior por persona.
- Método directo por calidad del aire percibido.
- Método directo por concentración de  $CO_2$ .
- Método indirecto de caudal de aire por unidad de superficie.
- Método de dilución.

En este trabajo se va a usar el método indirecto, este método establece un caudal de aire mínimo por persona en función de la calidad interior del aire como muestra la Tabla 25

**Tabla 25. Caudal mínimo según [24]**

<b>Categoría</b>	<b>l/s por persona</b>
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

La ocupación de los edificios y de los locales se realizará en función del uso previsto y en función de la ocupación máxima calculada mediante el documento DB SI en base a criterios de seguridad [24].

La Tabla 26 muestra la ocupación típica de los locales en función del uso previsto.

**Tabla 26. Ocupación en función del uso previsto según [24]**

<b>Tipo de uso</b>	<b>m<sup>2</sup> ocupante</b>
Oficinas paisaje	12
Oficinas pequeñas	10
Salas de reuniones	3
Centro comerciales	4
Aulas	2,5

Con los datos anteriores se ha realizado la Tabla 27, en ella se muestra una aplicación para los distintos caudales y distintas IDA.

**Tabla 27. Aplicaciones**

<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>IDA</b>	<b>Aplicación</b>	<b>Nº de personas</b>	<b>m<sup>2</sup></b>
200	1	Sala de consultas de un hospital	2	20
	2	Oficina	4	40
	3	Heladería	7	10,5
300	1	Laboratorio	4	40
	2	Biblioteca pequeña	7	70
	3	Cafetería	10	15

A partir de las posibles aplicaciones que muestra la Tabla 27, y en las que se trabajaría con caudales similares a los estudiados en el presente trabajo, todas ellas ubicadas en Valladolid o en una climatología similar, se estima que el ahorro neto de energía eléctrica en el acondicionamiento térmico de estos locales en verano varía entre 20 y 32 € dependiendo de la configuración, del caudal y el intercambiador, ya que como se ha visto no interesa el uso del intercambiador de paso ancho en modo recuperativo.

Los ahorros obtenidos no son muy altos, pero hay que tener en cuenta que Valladolid es una ciudad en que la temperatura no es muy elevada en verano.





# 5. Conclusiones



Los cálculos teóricos de la pérdida de carga son poco precisos y generales para los intercambiadores de este tipo. Para conocer la pérdida de carga de un equipo en concreto es necesario realizar la experimentación del mismo o recurrir a procedimientos más completos como los planteados en bibliografía específica.

En cualquier caso, los resultados experimentales requieren también de un estudio de repetitividad para asegurar su validez.

El programa de simulación TRNSYS es un programa muy potente el cual te permite realizar cualquier simulación en régimen transitorio. Aunque tiene algunas carencias, como no considerar el tiempo de residencia de los fluidos en el intercambiador a la hora de calcular la eficiencia.

El enfriamiento evaporativo indirecto es un método de enfriamiento eficiente con el que podemos lograr ahorros de energía al usarse como apoyo a los sistemas de climatización convencionales, pero la pérdida de carga adicional introducida no debe obviarse ya que si esta es muy elevada, puede que la energía consumida sea mayor que un sistema de aire acondicionado convencional.

El potencial máximo de enfriamiento se consigue para mayores temperaturas del aire seco a la entrada, cuando la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo es muy grande.

Para conseguir mayores ahorros la temperatura seca del aire debe ser mayor, ya que el diagrama de nube puntos para Valladolid muestra como las temperaturas en muy pocas horas al año supera los 30 °C.

La configuración convencional es preferible para climas con temperaturas máximas de 30 ° C y humedad relativas muy bajas. Pero a medida que la temperatura seca del aire de entrada es mayor, es preferible la configuración recuperativa, de igual forma que sucede para condiciones de mayor humedad relativa.

Como trabajos futuros sería interesante realizar la experimentación para caudales mayores con el fin de poder aplicar el sistema a locales para mayor capacidad de personas.

También sería de interés realizar el estudio para ciudades donde la temperatura de bulbo seco en los meses de verano sea más alta que la de Valladolid, como puede ser Sevilla, además, en la anterior ciudad, la humedad específica no es tan alta como puede ser la zona de costa lo que favorece el interés del enfriamiento evaporativo indirecto.



## 6. Bibliografía



- [1] “Crisis energética: en busca de edificaciones eficientes y amigables”. Ballesteros Zapata, Eliana Elena. Ciencia, Tecnología y Cultura 11. Abril 2019.
- [2] Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización, ATECYR
- [3] <https://ec.europa.eu/>.18 Octubre.
- [4] Rey Martinez,J, Velasco Gomez.E. “Eficiencia energética en edificios: certificación y auditorías energéticas. Paraninfo, 2006.
- [5] Ghassem Heidarinejad, Mojtaba Bozorgmehr, Shahram Delfani, Jafar Esmaelian. “Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions” . Building and Environmen Volumen 44.
- [6] Historia de la tecnología del enfriamiento evaporativo". AZEVAP.2005. 17 Octubre.
- [7] F.Flores, J.Hernandez, F.Rey, E.Velasco, A.Tejero. “Acondicionamiento de espacios con Enfriamiento Evaporativo mediante ladrillos cerámicos”. Ingeniería Mecánica Tecnología y Desarrollo Volumen 4. 2011
- [8] “Acondicionamiento del aire y refrigeración”. Pizzeti, Carlo. ISBN: 84-85.198-49-2. BELLISCO. Madrid, 1991.
- [9] “Air humidification”. Lazzarin. Renato, Nalini. Luigi. CAREL. 2004
- [10] Rey. Francisco, Velasco. Ely, Álvarez, Mario, Molina. Mario. Revista el Instalador. Refrigeración Evaporativa. n° 360. Enero 2000
- [11] Paul R. Puckorius, Patricia T. Thomas, P.E, Robert L. Augspurger. “The design and operation oi evaporative coolers help prevent the growth and transmission oi Legionnaires' disease” . ASHRAE . Enero 1995
- [12] Theresa Pistochini , Mark Modera. “Water-use efficiency for alternative cooling technologies in arid climates” . Energy and Buildings, Volumen 43, Páginas 631–638, 2011.
- [13] “Thermal performance of solar heaters: Mathematical model and solution procedure”. K. S. ONG.1995.
- [14] “Mecánica de Fluidos”. Antonio Crespo Martínez, EDICIONES PARANINFO, ISBN: 9788497322928. 2006
- [15] Compact Heat Exchangers. William M.Kays, A.L.London. ISBN: 0-07-033418-8. McGraw-Hill Book Company. 1984.
- [16] <https://www.solerpalau.com> . 30 de octubre.

- [17] Zhao, X.; Shuli Liu; Riffat, S.B. “Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems”.*Building and Environment*, Volumen 43. Páginas 1902–1911. 2008
- [18] Tejero, Ana. Tesis Doctoral. “Reducción del consumo energético y emisiones de anhídrido carbónico en edificios combinando enfriamiento evaporativo, enfriamiento gratuito y recuperación de energía en sistemas todo aire”.
- [19] <https://www.testo.com>. 31 de octubre.
- [20] <https://sel.me.wisc.edu/trnsys/>. 12 de Noviembre.
- [21] “Análisis de la reducción de consumos energéticos en un edificio al integrar un sistema fotovoltaico y de micro-cogeneración mediante TRNSYS”. Romero Rodríguez, Laura. Julio, 2014. Universidad de Sevilla.
- [22] Tejero. Ana, Andrés. Manuel, García. Paola, Velasco. Eloy, Rey. Francisco. “Assessing the applicability of passive cooling and heating techniques through climate factors: An overview”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volumen 65 Noviembre, 2016. Páginas 727-742.
- [23] Pastor. María, Pérez, Imanol. “Optimización del funcionamiento de una bomba de calor mediante recuperación de energía”. Marzo 2013.
- [24] <http://www.idae.es> . 10 de noviembre.

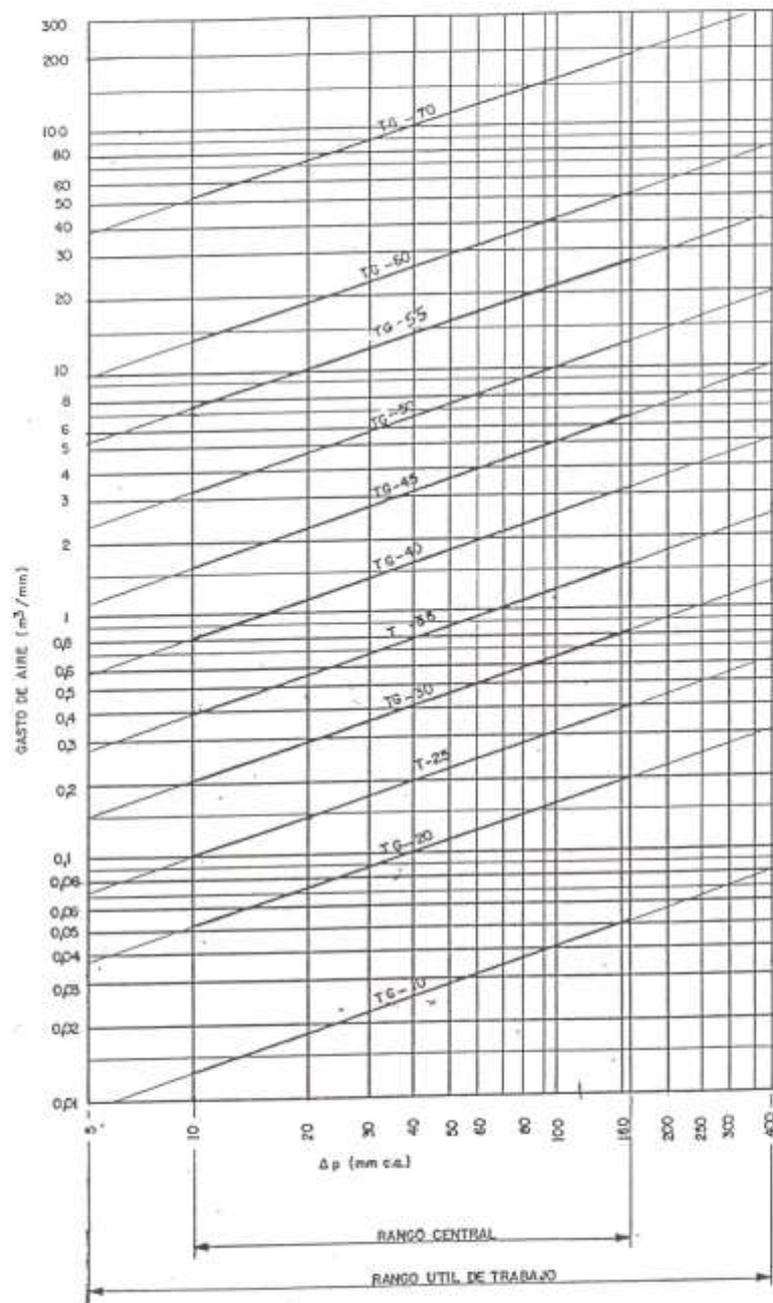




# Anexo 1



### MODELO Y RANGO DE TRABAJO



**Bancos de Ensayo de Motores,  
Vehículos y Máquinas,  
Ingeniería de Instrumentación y Control**

TECNER INGENIERIA, S.A.  
Avda. de la Industria, 46 - 28760 Tres Cantos MADRID (España)  
Tel. 34-91 804 1200  
Fax. 34-91 804 2900  
www.tecner.com - e-mail: electronica@tecner.com