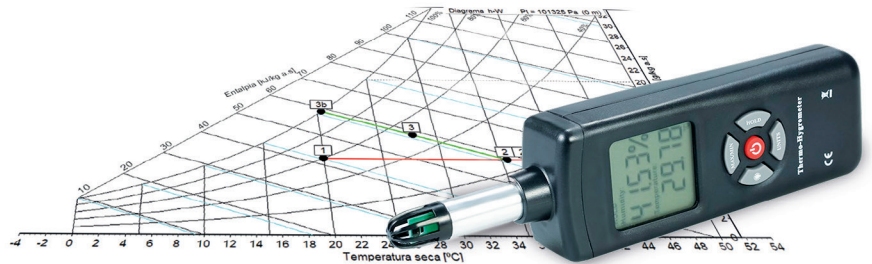


Psicrometría aplicada a la climatización

Bases teóricas y problemas

Víctor Manuel Soto Francés | Emilio José Sarabia Escrivá |
Pablo Carnero Melero | José Manuel Pinazo Ojer



Víctor Manuel Soto Francés
Emilio José Sarabia Escrivá
Pablo Carnero Melero
José Manuel Pinazo Ojer

Psicrometría aplicada a la climatización
Bases teóricas y problemas

EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Colección *Académica*

Para referenciar esta publicación utilice la siguiente cita: Soto Francés, Víctor Manuel; Sarabia Escrivá, Emilio José; Carnero Melero, Pablo; Pinazo Ojer, José Manuel (2018). *Psicometría aplicada a la climatización. Bases teóricas y problemas*. Valencia: Editorial Universitat Politècnica de València

© Víctor Manuel Soto Francés
Emilio José Sarabia Escrivá
Pablo Carnero Melero
José Manuel Pinazo Ojer

© 2018, Editorial Universitat Politècnica de València
venta: www.lalibreria.upv.es / Ref.: 6467_01_01_01

ISBN: 978-84-9048-708-2 (versión impresa)

La Editorial UPV autoriza la reproducción, traducción y difusión parcial de la presente publicación con fines científicos, educativos y de investigación que no sean comerciales ni de lucro, siempre que se identifique y se reconozca debidamente a la Editorial UPV, la publicación y los autores. La autorización para reproducir, difundir o traducir el presente estudio, o compilar o crear obras derivadas del mismo en cualquier forma, con fines comerciales/lucrativos o sin ánimo de lucro, deberá solicitarse por escrito al correo edicion@editorial.upv.es

Índice general

Índice general	III
1 Introducción	1
1.1 Ámbito de la obra	1
1.2 Estructura	2
1.3 Software de apoyo	3
2 Bases teóricas	5
2.1 Introducción	5
2.2 Propiedades del aire húmedo	5
2.3 Transformaciones psicrométricas	9
2.4 Ecuaciones simplificadas	20
3 Problemas de transformaciones básicas	23
3.1 Problema 1	24
3.2 Problema 2	29

3.3 Problema 3	45
3.4 Problema 4	50
3.5 Problema 5	62
3.6 Problema 6	68
4 Problemas de unidades de tratamiento de aire	77
4.1 Problema 7	78
4.2 Problema 8	90
4.3 Problema 9	105
4.4 Problema 10	123
4.5 Problema 11	136
4.6 Problema 12	148
4.7 Problema 13	162
4.8 Problema 14	176
4.9 Problema 15	190
4.10 Problema 16	208
4.11 Problema 17	227
5 Problemas de diseño de sistemas	235
5.1 Problema 18	236
5.2 Problema 19	246
6 Problemas de sistemas especiales	257
6.1 Problema 20	258
6.2 Problema 21	270
6.3 Problema 22	283
Bibliografía	297

Capítulo 1

Introducción

1.1 Ámbito de la obra

La psicrometría es un tema fundamental en cualquier asignatura de climatización, ya que trata de analizar el comportamiento del aire húmedo ante las transformaciones que le aplican los sistemas de aire acondicionado. Estos procesos pueden combinar: calentamiento, refrigeración, humectación y deshumectación. El cálculo de los diferentes estados del aire antes y después de las transformaciones nos permite calcular las potencias intercambiadas en los procesos y de ahí, diseñar los sistemas climáticos capaces de proporcionar dichos procesos. Por ese motivo, la psicrometría es un tema base en las asignaturas de climatización.

La siguiente obra tiene un carácter práctico, ya que se pretende mostrar al lector diferentes estrategias para el análisis y la resolución de problemas psicrométricos. La obra está dirigida a estudiantes que pretendan poner en práctica los conocimientos teóricos adquiridos en clase y a profesionales que ya posean esos conocimientos y pretendan profundizar o ampliar sus habilidades en este campo. La obra consta de un total de 22 problemas en los que se combinan diferentes modos de resolución: mediante ecuaciones analíticas y mediante el uso del diagrama psicrométrico. Las imágenes de los diagramas de los problemas

están extraídas de un software del que se puede disponer de forma gratuita y que se detalla en sección 1.3.

1.2 Estructura

El libro se estructura básicamente en un capítulo inicial dedicado a las bases teóricas de la psicometría (Capítulo 2) y una serie de capítulos posteriores que engloban diferentes tipos de problemas (Capítulo 3, Capítulo 4, Capítulo 5 y Capítulo 6). El capítulo dedicado a las bases teóricas pretende explicar de forma resumida los conceptos fundamentales de la materia, para que el lector pueda consultar el origen de las expresiones que se emplean en la resolución de los problemas. No pretende ser un capítulo en el que se profundice en el tema, más bien debe entenderse como un compendio para que el lector consulte los aspectos más esenciales de la psicometría: definiciones básicas, fórmulas para el cálculo de las variables y descripción de las transformaciones psicométricas básicas. Para profundizar más en el contenido teórico se exponen una serie de documentos en la bibliografía del libro.

En el Capítulo 3 el lector encontrará un total de siete problemas introductorios de la materia, los cuales consisten en análisis de transformaciones psicométricas básicas. Algunos están resueltos de forma analítica, con las expresiones descritas en el 2. Otros, en cambio, están resueltos haciendo uso del diagrama psicométrico.

El Capítulo 4 plantea una serie de problemas en los que se combinan diferentes procesos psicométricos sobre una o varias corrientes de aire para tratar el mismo antes de introducirlo en los locales. Este proceso es el que aparece en las UTAs (Unidades de Tratamiento de Aire), en las que se combinan diferentes dispositivos con un orden específico para conseguir una corriente de aire en unas condiciones determinadas.

El Capítulo 5 se compone de dos problemas que tratan de discutir la configuración necesaria de una unidad de tratamiento de aire que sea capaz de contrarrestar unas cargas térmicas especificadas para uno o varios locales. Estos problemas requieren que el lector desarrolle una competencia de autonomía en el diseño de instalaciones para obtener el propósito descrito.

Finalmente, el Capítulo 6 engloba tres problemas de mayor dificultad, en los que se describen sistemas más complejos y donde el lector deberá analizar el funcionamiento de la instalación para poder resolver las cuestiones planteadas.

1.3 Software de apoyo

Existen programas informáticos que permiten realizar los cálculos psicrométricos de forma automática. De hecho, las imágenes del diagrama psicrométrico que aparecen en la resolución de los problemas del libro se pueden extraer del programa SICRO_V2, desarrollado por los mismos autores del libro. El software se puede descargar de manera gratuita desde la siguiente dirección web:

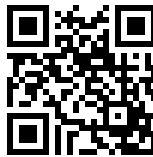


Figura 1.1: <http://www.calculaconatecyr.com>

Si no aparece en el anterior enlace, se ubicará en la siguiente dirección alternativa:

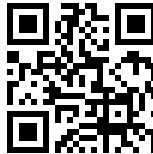


Figura 1.2: <http://vpclima2.ter.upv.es>

Aunque el manejo del programa no es necesario para la resolución de los problemas, se aconseja al lector la instalación del software porque resulta sencillo en su manejo y puede ser de gran utilidad para la realización de cálculos de forma automática y para facilitar la lectura de las propiedades psicrométricas de los diferentes estados del aire. El programa informático tiene un tutorial de manejo que se puede consultar en la propia web de descarga del mismo y está formado por una serie de videos que describen el funcionamiento del programa.

Capítulo 2

Bases teóricas

2.1 Introducción

En este capítulo, el lector encontrará una breve explicación de las bases teóricas de las transformaciones psicrométricas que se emplearán para la resolución de los diferentes problemas planteados en capítulos sucesivos. En la sección 2.2 se detallan las propiedades del aire húmedo y cómo calcularlas. En la sección 2.3 se explican dos conceptos importantes: el **calor sensible** y **calor latente** y se detallan los elementos para la transformación de las condiciones del aire húmedo.

2.2 Propiedades del aire húmedo

El aire húmedo está compuesto, en fracción volumétrica, por N_2 (78,084 %), O_2 (20,9476 %), Ar (0,934 %), CO_2 , CO , SO_2 , SO_3 (0,03 %) y trazas de Xe and Kr y una cantidad variable de H_2O .

Sin embargo, debido a que sólo el H_2O cambia de fase, se considera que lo forma la mezcla dos componentes; el aire seco y el agua. Por lo tanto, el peso molecular del aire seco M_{as} se calcula como el valor ponderado:

$$M_{as} = 0,78084 \times 28 + 0,209476 \times 32 + 0,00934 \times 39,9 + 0,0003 \times 44,01 = 28,966 \text{ [kg/kmol]} \quad (2.1)$$

Por otro lado, el peso molecular M_w del H_2O es 18,015 268 [kg/kmol].

La ley de Gibbs establece el número de variables independientes para una mezcla como: 'variables = número de componentes - número de fases +2'. Por lo tanto, necesitamos definir $2 - 1 + 2 = 3$ variables. La ley de Dalton sobre mezcla de gases indica que la presión total es la suma de las presiones parciales del aire seco P_{as} y del vapor de agua P_v .

$$P_T = P_{as} + P_v \quad (2.2)$$

Vapor agua	T(°C) =	20	40	50	60
P=0,01 atm (1013 Pa)	ρ(kg/m³) =	0,007252	0,006789	0,006579	0,006378
	Z =	1,03341	1,033385	1,033371	1,033942
P=0,04 atm (4053 Pa)			0,02718	0,02633	0,02554
			1,032473	1,032822	1,032808
P=0,06 atm (6079 Pa)			0,04082	0,03954	0,03834
			1,031208	1,031646	1,03200
P=0,08 atm (8106 Pa)				0,05271	0,05112
				1,031842	1,03200
P=0,10 atm (10132 Pa)				0,06596	0,06394
				1,030708	1,03154

Figura 2.1: Factor de compresibilidad Z del agua.

Aire seco	T(°C) =	1,85	26,85	51,85	76,85	101,85
P=1 atm (101325 Pa)	ρ (kg/m³) =	1,284	1,177	1,086	1,009	0,9413
	Z =	1,000338	1,000338	1,000764	1,000197	1,000657

Figura 2.2: Factor de compresibilidad Z del aire seco.

A las presiones habituales ambos componentes se pueden considerar gases perfectos y por lo tanto, se cumple:

$$\begin{aligned}
 P_{as}V &= \frac{m_{as}}{M_{as}}RT_s \\
 P_vV &= \frac{m_v}{M_w}RT_s \\
 R &= 8,3144 \text{ [kJ/K/kmol]}
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

La figura 2.1 y la figura 2.2 demuestran que realmente es así, pues su factor de compresibilidad es cercano a uno.

Tabla 2.1: Coeficientes de la Ecuación 2.5

Rango	$-100 \text{ [}^\circ\text{C]} < T_{v,sat} \leq -0,06 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$-0,06 \text{ [}^\circ\text{C]} < T_{v,sat} \leq 200 \text{ [}^\circ\text{C]}$
C_1	$-5,674359 \cdot 10^3$	$-5,800220610 \cdot 10^3$
C_2	6,3925247	1,3914993
C_3	$-9,677843 \cdot 10^{-3}$	$-4,8640239 \cdot 10^{-2}$
C_4	$6,2215701 \cdot 10^{-7}$	$4,1764768 \cdot 10^{-5}$
C_5	$2,0747825 \cdot 10^{-9}$	$-1,4452093 \cdot 10^{-8}$
C_6	$-9,4840240 \cdot 10^{-13}$	0,0
C_7	4,1635019	6,54596763

Existen diferentes ecuaciones, más o menos aproximadas, que relacionan la temperatura del agua y su presión de cambio de estado. Una sencilla de usar es:

$$\begin{aligned}
 \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{v,sat}}{35,859 - T_{v,sat}} \quad , 0,04 \text{ [}^\circ\text{C]} < T_{v,sat} < 50 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \log P_{v,sat} &= \frac{2606,317506 - 12,24931797 \cdot T_{v,sat}}{7,659 - T_{v,sat}} \quad , -40 \text{ [}^\circ\text{C]} < T_{v,sat} \leq 0,04 \text{ [}^\circ\text{C]}
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Otra un poco más compleja:

$$\ln P_{v,sat} = \frac{C_1}{T_{v,sat}} + C_2 + C_3 \cdot T_{v,sat} + C_4 \cdot T_{v,sat}^2 + C_5 \cdot T_{v,sat}^3 + C_6 \cdot T_{v,sat}^4 + C_7 \cdot \ln T_{v,sat} \quad (2.5)$$

En la Ecuación 2.4 y Ecuación 2.5 la presión se obtiene en $[Pa]$ y la temperatura $T_{v,sat}$ debe estar en $[K]$. La tabla 2.1 muestra el valor de los coeficientes de la Ecuación 2.5.

A continuación se hace un listado de las variables psicrométricas y su definición:

$P_T [Pa]$ Presión total de la mezcla de aire seco y humedad. Su dependencia con la altura sobre el nivel del mar se puede expresar como $P_T = 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2561}$ donde z se mide en metros sobre el nivel del mar.

$T_s [^\circ C]$ Temperatura seca de la mezcla.

$T_r [^\circ C]$ Temperatura de rocío. Es la temperatura a la que empieza a aparecer condensación. Se obtiene a partir de la presión de vapor $P_v [Pa]$ del agua en el aire húmedo, que se puede estimar como

$$P_v = \frac{P_T \cdot W}{0,62198 + W}$$

y despejando de la Ecuación 2.4 se obtiene la temperatura de rocío:

$$T_r [K] = \frac{35,859 \cdot \log P_v - 2148,496}{\log P_v - 10,2858}, \quad 0,04^\circ C \leq T_r < 50^\circ C$$

$$T_r [K] = \frac{7,659 \cdot \log P_v - 2606,317506}{\log P_v - 12,24931797}, \quad -40^\circ C < T_r < 0,04^\circ C \quad (2.6)$$

$T_h [^\circ C]$ Temperatura húmeda. Es la temperatura del agua líquida en equilibrio con el aire. Se obtiene con una aproximación experimental o práctica a la temperatura de saturación adiabática T_{sa} .

T_{sa} [°C] Se obtiene de resolver la ecuación:

$$T_{sa} = \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W^*}$$

donde T_{sa} y T_s están en °C y W^* se obtiene de un aire totalmente saturado a T_{sa} , esto es existe una dependencia que se puede expresar como $W^* = f(P_{v,sat}(T_{sa}))$.

ϕ [%] Humedad relativa se obtiene como:

$$\phi = 100 \left(\frac{P_v}{P_{v,sat}(T_s)} \right)$$

W [kg_{H₂O}/kg_{gas}] Humedad específica, se puede obtener como

$$W = 0,62198 \frac{P_v}{P_T - P_v}$$

h [kJ/kg_{gas}] Para el cálculo de la entalpía se toma como referencia ($h = 0$ [kJ/per(kgK)]) el aire seco a 0 °C y el agua líquida a 0 °C. De este modo, la expresión para la entalpía, que se puede calcular con T_s [°C]:

$$h = 1,006 \cdot T_s + W \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_s) \quad (2.7)$$

v_e [m³/kg_{gas}] El volumen específico se puede calcular como:

$$v_e = 287 \frac{T_s[K]}{P_T - P_v}$$

con T_s [K], P_T [Pa], P_v [Pa].

2.3 Transformaciones psicrométricas

Por transformaciones psicrométricas nos referimos a los cambios de las condiciones del aire húmedo. Dichos cambios permiten ajustar la temperatura y la humedad del aire para proporcionar un servicio de climatización y/o de calidad del aire interior (ventilación).

2.3.1 Concepto de calor sensible y latente

Estos conceptos se aplican a cualquier volumen que contenga aire húmedo. Por ejemplo: un recinto, una batería de frío o calor, un lavador de agua, etcétera.

La física nos dice que sobre dicho volumen deberíamos aplicar tres balances.

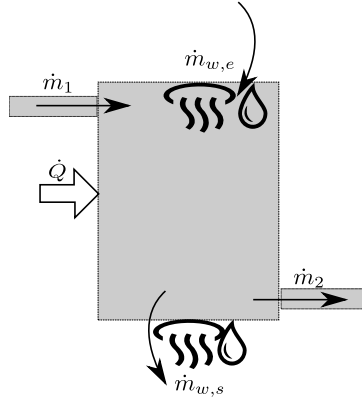


Figura 2.3: Proceso genérico con transferencia de calor \dot{Q} y masa de aire húmedo \dot{m} y de agua (líquida o vapor) \dot{m}_w .

En condiciones estacionarias, sin tener en cuenta transitorios o acumulaciones, serían:

- energía

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{w,e} h_{w,e} + \dot{Q} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{w,s} h_{w,s}$$

que se puede reescribir (teniendo en cuenta el balance de masa de aire seco):

$$\dot{Q}_T = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{w,e} h_{w,e} - \dot{m}_{w,s} h_{w,s} + \dot{Q} \quad (2.8)$$

Observe que \dot{Q}_T es el calor total implicado en el cambio de las condiciones del aire húmedo, y no coincide con \dot{Q} , energía recibida externamente y que adicionalmente tiene en cuenta el diferente contenido energético del agua entre su salida y entrada del volumen.

- Masa de agua

$$\dot{m}_1 W_1 + \dot{m}_{w,e} = \dot{m}_2 W_2 + \dot{m}_{w,s}$$

- Masa de aire seco: es el más sencillo ya que todo el que entra debe salir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

Así, fundamentalmente deberíamos conocer los aportes/pérdidas de energía y agua al volumen. Sin embargo hablar de agua y energía, no es práctico para el día a día y el problema se reformula para que sólo se necesite hablar de energía. Si en la Ecuación 2.8 se substituye la Entalpía Ecuación 2.7 y se reordenan los términos se puede escribir:

- Calor total

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \quad (2.9)$$

- Calor sensible $[kW]$, $\dot{m}[\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}]$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}(T_{s,2} - T_{s,1})(1,006 + 1,86W_1) \quad (2.10)$$

- Calor latente $[kW]$, $\dot{m}[\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}]$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}(W_2 - W_1)(2501 + 1,86T_{s,2}) \quad (2.11)$$

El valor \dot{Q}_s está relacionado con cambios de temperatura, mientras que \dot{Q}_l lo está con cambios de humedad específica del aire. Sin embargo, son dos procesos *inventados*, sólo un truco. Para \dot{Q}_s se ha imaginado un proceso que primero calienta el aire a la humedad W de entrada. Luego para \dot{Q}_l se aumenta la humedad hasta su valor de salida manteniendo la temperatura de salida. Si la secuencia se invierte, primero se aumenta la humedad y luego se calienta, los valores \dot{Q}_s y \dot{Q}_l serán diferentes. Lo único cierto es \dot{Q}_T . Por lo tanto, hay que ser coherente en su uso para no obtener desequilibrios *misteriosos* de \dot{Q}_s y \dot{Q}_l al completar varias transformaciones. En este libro se ha optado por calcular el calor sensible, \dot{Q}_s , utilizando como referencia el punto con menor humedad

específica de la transformación, tal como muestra la figura 2.4. En dicha figura se desglosa la trayectoria seguida desde el punto "1" hasta cualquier otro punto en la dirección que sea "21", "22", "23" ó "24".

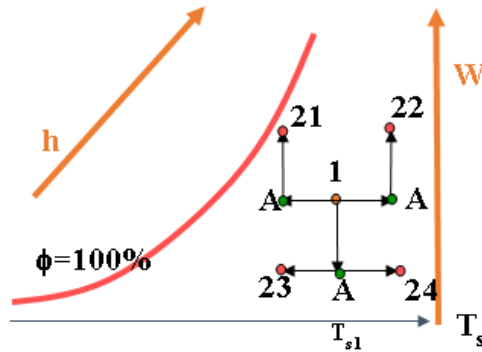


Figura 2.4: Representación del punto A

2.3.2 Concepto de Factor de calor sensible FS y recta de maniobra RM

La recta de maniobra RM se define como:

$$RM = \frac{\text{Calor total transferido al aire}}{\text{Agua transferida al aire}}$$

mientras que el factor de calor sensible FCS se define como:

$$FCS = \frac{\text{Calor sensible transferido al aire}}{\text{Calor total transferido}}$$

Usando los balances de energía y masa de la subsección 2.3.1 RM se escribe:

$$RM = \frac{\dot{m}_{w,e}h_{w,e} + \dot{Q} - \dot{m}_{w,s}h_{w,s}}{\dot{m}_{w,e} - \dot{m}_{w,s}} = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1}$$

La recta RM , en el diagrama h-w, muestra cómo se puede alcanzar las condiciones de salida 2 desde diversas condiciones de entrada 1. En cualquiera de los casos el cambio energético y del contenido de agua de la corriente de aire será la misma. Se usa para hallar el lugar geométrico de las condiciones de impulsión que compensarían las cargas sensibles y latentes de un recinto o zona.

Si en lugar de usar energía y masa de agua, se usa el *truco* de calor sensible y latente, aparece el FCS cuya expresión es:

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{sen}}{\dot{Q}_T} = 1 - \frac{(W_2 - W_1)(2501 + 1,86T_{s,1})}{h_2 - h_1}$$

La relación entre RM y FCS es por lo tanto:

$$RM = \frac{2501 + 1,86T_{s,1}}{1 - FCS}$$

Se puede ver que no es una relación bi-unívoca, pues tiene una dependencia de la $T_{s,1}$.

2.3.3 Mezcla de corrientes de aire húmedo

Corresponde al caso en que $\dot{Q} = 0$. Si adicionalmente $\dot{m}_{w,e} = \dot{m}_{w,s} = 0$ tenemos:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (2.12)$$

$$W_3 = \frac{\dot{m}_1 W_1 + \dot{m}_2 W_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (2.13)$$

de forma más aproximada se puede escribir el balance de energía de forma que:

$$T_{s,3} \approx \frac{\dot{m}_1 T_{s,1} + \dot{m}_2 T_{s,2}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \approx \frac{\dot{V}_1 T_{s,1} + \dot{V}_2 T_{s,2}}{\dot{V}_1 + \dot{V}_2}$$

En el caso de mezclar una corriente húmeda y caliente con otra fría, puede ocurrir que el agua condense y salga en forma líquida, en cuyo caso $\dot{m}_{w,s} \neq 0$. En este caso la Ecuación 2.13 se modifica como sigue:

$$h_T = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (2.14)$$

$$h_T = h_3^{sat} + h_w = 1,006 \cdot T_{s,3} + W_3^{sat}(2501 + 1,86T_{s,3}) + 4,186T_{s,3}(W_T - W_3^{sat}) \quad (2.15)$$

$$W_T = \frac{\dot{m}_1 W_1 + \dot{m}_2 W_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = W_3^{sat} + W_g \quad (2.16)$$

La cantidad de agua en forma de gotitas líquidas a $T_{s,3}$ es $\dot{m}_w = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot W_g$.

2.3.4 Calentamiento por efecto Joule

Un calentamiento por efecto Joule o por un elemento de potencia conocida y predefinida es sencillamente

$$\dot{Q}_T = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}(T_{s,2} - T_{s,1})(1,006 + 1,86T_{s,1}) \quad (2.17)$$

2.3.5 Batería de calentamiento

*En ésta y las siguientes secciones los problemas de intercambio de calor y masa se simplifican utilizando lo que se conoce como **factor de bypass** para las baterías y **eficiencia** para lavadores de agua y recuperadores. Esta simplificación permite crear modelos muy sencillos de estos elementos, para estudiar fácilmente las transformaciones del aire húmedo. Finalmente, en una aplicación real, debería aplicarse estos modelos a otros más cercanos a la realidad y para poder hacer una selección de catálogo.*

Otra característica de estos modelos simples es la llamada T_{adp} (adp, del inglés apparatus dew point), o temperatura de rocío del aparato. Su significado es el de una temperatura "media" de la superficie del mismo.

Una batería (intercambiador) será de calentamiento, siempre que se cumple:

$$T_{adp} > T_{s,1}$$

Para estimar las condiciones de salida del elemento se supone que una fracción de la corriente fue totalmente "tratada" por la batería y por lo tanto sale a T_{adp} . El resto de la corriente pasó por la batería sin saber que la atravesó y por lo tanto a las condiciones de la entrada. El resultado a la salida es un *proceso de mezcla* de ambas corrientes. A la relación entre el gasto másico de aire seco "no tratado" y el gasto másico de aire seco total, se llama **factor de bypass** FB .

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.18)$$

$$W_1 = W_2 = W \quad (2.19)$$

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}FBh_1 + \dot{m}(1 - FB)h_b \quad (2.20)$$

Despejando el valor de FB :

$$FB = \frac{h_2 - h_b}{h_1 - h_b} = \frac{T_{s,2} - T_b}{T_{s,1} - T_b} \quad (2.21)$$

2.3.6 Batería de enfriamiento sin condensación

Este caso se da cuando se cumple que:

$$T_{rocio,1} < T_{adp} < T_{s,1}$$

Este caso es parecido al anterior:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.22)$$

$$W_1 = W_2 = W \quad (2.23)$$

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}FBh_1 + \dot{m}(1 - FB)h_b \quad (2.24)$$

Despejando el valor de FB :

$$FB = \frac{h_2 - h_b}{h_1 - h_b} = \frac{T_{s,2} - T_b}{T_{s,1} - T_b} \quad (2.25)$$

2.3.7 Batería de enfriamiento con condensación

En este caso se cumple que:

$$T_{adp} < T_{rocio,1}$$

y por lo tanto hay condensación de agua sobre la superficie de la batería. Los balances de aire seco, agua y energía son respectivamente:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m} \\ \dot{m}W_1 &= \dot{m}W_2 + \dot{m}_{w,s} \\ \dot{m}h_1 + \dot{Q}_b &= \dot{m}h_2 + \dot{m}_{w,s} \cdot 4,186 \cdot T_{adp} \end{aligned}$$

Siendo \dot{Q}_b el calor eliminado en la batería.

Las condiciones de salida se pueden obtener usando FB .

$$\begin{aligned} \dot{m}h_2 &= \dot{m} \cdot FB \cdot h_1 + \dot{m}(1 - FB) \cdot h_b \\ \dot{m}W_2 &= \dot{m} \cdot FB \cdot W_1 + \dot{m}(1 - FB) \cdot W_b \end{aligned}$$

que da lugar a las dos prácticas ecuaciones:

$$FB = \frac{h_2 - h_b}{h_1 - h_b} \approx \frac{T_{s,2} - T_{adp}}{T_{s,1} - T_{adp}} \quad (2.26)$$

$$FB = \frac{W_2 - W_b}{W_1 - W_b} \quad (2.27)$$

2.3.8 Lavador de agua

En los lavadores se usa en lugar de FB , la EFI eficiencia, que es la razón entre la masa de aire seco "tratada" y la total multiplicada por cien. Ahora el concepto de T_{adp} se cambia por el de T_w , la temperatura media del agua líquida que gotea por el lavador.

Las ecuaciones de balance de aire seco, masa de agua y energía son:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m} \\ \dot{m}W_1\dot{m}_{w,e} &= \dot{m}W_2 + \dot{m}_{w,s} \\ \dot{m}h_1 + \dot{m}_{w,e} \cdot 4,186 \cdot T_w &= \dot{m}h_2 + \dot{m}_{w,s} \cdot 4,186 \cdot T_w\end{aligned}$$

Al usar el concepto de eficiencia EFI se puede escribir la salida como la mezcla siguiente:

$$\begin{aligned}h_2 &= \left(1 - \frac{EFI}{100}\right)h_1 + \frac{EFI}{100} \cdot h_w \\ W_2 &= \left(1 - \frac{EFI}{100}\right)W_1 + \frac{EFI}{100} \cdot W_w\end{aligned}$$

o las siguientes fórmulas prácticas (*Observe el lector que, a pesar del parecido, no son iguales que las anteriores - las baterías con el FB -*):

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_2 - h_1}{h_w - h_1} \approx \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{T_w - T_{s,1}} \quad (2.28)$$

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_2 - W_1}{W_w - W_1} \quad (2.29)$$

Dependiendo de las condiciones del agua del lavador (T_W) se puede calentar y humectar el aire, humectarlo y enfriarlo o incluso enfriarlo y deshumectarlo. En el caso de usar un lavador con agua recirculada, la temperatura del agua no es forzada con algún sistema externo (calentador o enfriador de agua) a permanecer a T_W , y en ese caso el agua tiende a $T_W = T_{sa} \approx T_h$, la temperatura de saturación adiabática o en la práctica a la temperatura húmeda del aire de entrada. Se les llama entonces **humectadores adiabáticos**. *NOTA: Observe*

que la temperatura del agua depende de las condiciones del aire húmedo a la entrada.

2.3.9 Humectador de vapor

Este elemento se caracteriza por la temperatura a la cual se encuentra el vapor T_v y la velocidad a la cual se añade \dot{m}_v . Las ecuaciones son:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m} \\ \dot{m}W_1 + \dot{m}_v &= \dot{m}W_2 \\ \dot{m}h_1 + \dot{m}_v \cdot h_v &= \dot{m} \cdot h_2\end{aligned}$$

con $h_v = 2501 + 1,86 \cdot T_v$.

Las ecuaciones prácticas para obtener las condiciones de salida son:

$$h_2 = h_1 + (2501 + 1,86 \cdot T_v) \left(\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \right) \quad (2.30)$$

$$W_2 = W_1 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (2.31)$$

2.3.10 Recuperador de calor sensible

En este caso se usa el valor de la *EFI* eficiencia, tal como se define en transmisión de calor para los intercambiadores de calor. Se asume que no hay condensaciones en el interior de los intercambiadores o se ponen precalentadores para evitar tanto eso como incluso la congelación del agua (figura 2.5).

El modelo es sencillamente el que sigue:

Si $\dot{m}_1(1,006 + 1,86 \cdot W_1) < \dot{m}_3(1,006 + 1,86 \cdot W_3)$ - capacidad menor en la corriente (1-2) -:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{T_{s,3} - T_{s,1}} \quad (2.32)$$

$$T_{s,2} = T_{s,1} + \frac{EFI}{100} \cdot (T_{s,3} - T_{s,1}) \quad (2.33)$$

en caso contrario - capacidad menor en la corriente (3-4) - entonces:

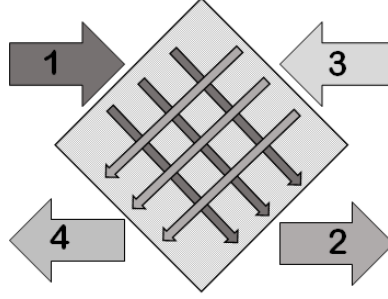


Figura 2.5: Intercambiador de calor.

$$\frac{EFI}{100} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{s,3} - T_{s,4}}{T_{s,3} - T_{s,1}} \quad (2.34)$$

$$T_{s,4} = T_{s,3} + \frac{EFI}{100} \cdot (T_{s,3} - T_{s,1}) \quad (2.35)$$

Las condiciones de la otra corriente se obtienen de un balance de energía y suponiendo que su humedad específica W no cambia.

La norma UNE-EN-308 define la eficiencia considerando que la corriente de aire de retorno es mayor o igual que la corriente de aire que entra del exterior. En este caso, si consideramos la corriente exterior la de los puntos "1" y "2" de figura 2.5, tenemos la definición según la norma:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{T_{s,3} - T_{s,1}} \quad (2.36)$$

2.3.11 Recuperador entálpico

Los recuperadores entálpicos permiten intercambiar calor y masa de agua. Son difíciles de modelizar. Aquí, siguiendo la filosofía de establecer modelos sencillos, se usarán dos parámetros; la eficiencia térmica EFI_T y la eficiencia a la transferencia de masa de agua EFI_W .

Si $\dot{m}_1 < \dot{m}_3$ - corriente (1-2) tiene menor gasto de aire seco:-

$$\frac{EFI_T}{100} = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{T_{s,3} - T_{s,1}} \quad (2.37)$$

$$\frac{EFI_w}{100} = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} \quad (2.38)$$

en caso contrario - corriente (3-4) tiene menor gasto de aire seco-

$$\frac{EFI_T}{100} = \frac{T_{s,3} - T_{s,4}}{T_{s,3} - T_{s,1}} \quad (2.39)$$

$$\frac{EFI_w}{100} = \frac{W_3 - W_4}{W_3 - W_1} \quad (2.40)$$

Igual que en el caso anterior, la norma UNE-EN-308 define la eficiencia considerando que la corriente de aire de retorno es mayor o igual que la corriente de aire que entra del exterior. En este caso, si consideramos la corriente exterior la de los puntos "1" y "2" de figura 2.5, tenemos la definición según la norma:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{T_{s,3} - T_{s,1}} \quad (2.41)$$

$$\frac{EFI_w}{100} = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} \quad (2.42)$$

2.4 Ecuaciones simplificadas

Las ecuaciones anteriores para los diferentes elementos, aun siendo exactas, suelen ser poco prácticas. Esta sección recoge la forma de simplificar dichas fórmulas y las aplica a una presión total de $P_T = 101\,325$ [Pa]. En la práctica, hablar de gasto másico de aire seco no es lo habitual, es más común trabajar con caudales de aire. Dado que $\dot{m} = \dot{V}/ve$, si fijamos ve o la densidad $\rho = 1/ve$, podemos usar \dot{V} .

Los valores fijados para algunas propiedades son los siguientes:

- Constante universal de los gases ideales: $R = 8,314\,472$ [kJ/(kmolK)]
- Calor específico del aire seco: $Cp_{as} = 1,006$ [kJ/(kgK)]
- Calor específico del vapor: $Cp_v = 1,86$ [kJ/(kgK)]

- Calor cambio fase agua: $Cf_{T_{ref}=0} [^{\circ}\text{C}] = 2501 \text{ [kJ/kg]}$
- Calor específico del agua: $Cp_{agua} = 4,186 \text{ [kJ/(kgK)]}$

A presión a nivel del mar y en condiciones estandar (25 $^{\circ}\text{C}$) y $\phi = 50 \%$) $ve \approx 0,833 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$. En general otras aproximaciones son:

$$Cp_{as} + W \cdot Cp_v \approx 1 \text{ [kJ/(kmolK)]}$$

$$\Delta h_{fg} + Cp_v \cdot T_s \approx \Delta h_{fg} = 2501 \text{ [kJ/kg]}$$

Con todo esto se obtiene el siguiente listado de ecuaciones simplificadas con $\dot{V}[\text{m}^3/\text{s}]$, $\dot{Q}[\text{W}]$, $T_s[^{\circ}\text{C}]$, $W[\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$, $h[\text{kJ/kg}_a]$:

\dot{Q}_{sen}	$= 1200 \cdot \dot{V} \cdot (T_{s,2} - T_{s,1})$
\dot{Q}_{lat}	$= 3002400 \cdot \dot{V} (W_2 - W_1)$
\dot{Q}_T	$= 1200 \cdot \dot{V} (h_2 - h_1)$
mezcla	$T_{s,3} = (\dot{V}_1 T_{s,1} + \dot{V}_2 T_{s,2}) / (\dot{V}_1 + \dot{V}_2)$
Calentamiento Joule	$\dot{Q}_T = 1200 \dot{V} (T_{s,2} - T_{s,1})$
Calentamiento batería	$\dot{Q}_T = 1200 \dot{V} (1 - FB) (T_{adp} - T_{s,1})$
Enfriamiento batería (sin condensación)	$\dot{Q}_T = 1200 \dot{V} (1 - FB) (h_b - h_1)$
Enfriamiento batería (con condensación)	$\dot{Q}_T = 1200 \dot{V} (1 - FB) (h_b - h_1)$ $\dot{Q}_{sen} = 1200 \dot{V} (1 - FB) (T_{adp} - T_{s,1})$ $\dot{Q}_{lat} = 3002400 \dot{V} (1 - FB) (W_b - W_1)$
Lavador de agua	$\dot{Q}_T = 1200 \dot{V} \cdot \frac{EFL_w}{100} \cdot (h_w - h_1)$ $\dot{Q}_{sen} = 1200 \dot{V} \cdot \frac{EFL_w}{100} \cdot (T_w - T_{s,1})$ $\dot{Q}_{lat} = 3002400 \dot{V} \cdot \frac{EFL_w}{100} \cdot (W_w - W_1)$

Capítulo 3

Problemas de transformaciones básicas

3.1 Problema 1

Ejercicio de aplicación de las ecuaciones psicrométricas para analizar un proceso de humectación no habitual.

3.1.1 Enunciado

En un ambiente determinado situado a una altura de 200 [m] respecto al nivel del mar, la temperatura seca del aire se encuentra a 25 [°C] y la temperatura de rocío es de 15 [°C]. Dicho aire atraviesa un humectador de agua a 30 [°C] con una eficiencia del 80 %.

Se pide:

- Determinar las condiciones del aire a la salida: temperatura seca, humedad relativa, humedad específica y entalpía.
- Determinar la cantidad de calor sensible y latente que se le comunica al fluido si circulan 2000 [m³/h].

Nota: No se permite ninguna aproximación, y por tanto no es utilizable el diagrama psicrométrico.

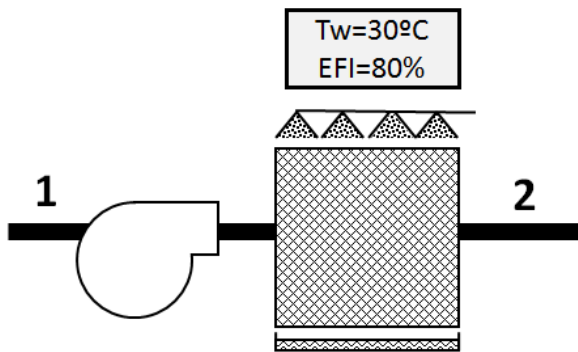


Figura 3.1: Esquema de componentes del proceso.

3.1.2 Solución

Determinamos en primer lugar la presión total correspondiente a la altura de 200 [m] que indica el enunciado:

$$\begin{aligned} P_T &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2561} \\ &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot 200)^{5,2561} = 98\,945 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Al no ser utilizable el diagrama psicrométrico deberemos utilizar directamente las ecuaciones que definen los estados del aire húmedo.

Debemos, en primer lugar, determinar todas las propiedades del aire a la entrada del humectador. De dicho aire conocemos su $P_T = 98\,945 \text{ [Pa]}$, su $T_{s,1} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y su $T_{r,1} = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

Las condiciones de este aire, en cuanto a su humedad específica, serán las mismas que las de un aire a $15 \text{ [}^\circ\text{C]}$ de temperatura seca y con una humedad relativa del 100 [%]. En dichas condiciones la $P_{v,1} = P_{v,satT=15 \text{ [}^\circ\text{C]}}$ es:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],1}}{35,859 - T_{s[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 15)}{35,859 - (273,159 + 15)} = 3,501 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=15 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 1705 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,1} = P_{v,satT=15 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 1705 \text{ [Pa]}$$

$$W_1 = 0,62198 \frac{P_{v,1}}{P_T - P_{v,1}} = 0,62198 \frac{1705}{98945 - 1705} = 0,0109 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,006 \cdot T_{s,1} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1}) \\ &= 1,006 \cdot 25 + 0,0109 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 25) = 52,93 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$v_{e,1} = 287 \frac{T_{s[K],1}}{P_T - P_{v,1}} = 287 \frac{273,159 + 25}{98945 - 1705} = 0,8801 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

La masa de aire de entrada será:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_{e,1}} = 0,6312 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s]}$$

A continuación atraviesa un humectador de agua a 30 [°C], con una eficiencia del 80[%]. Para calcular la salida real de dicho equipo deberemos estimar en primer lugar las condiciones ideales de salida y posteriormente aplicar el concepto de eficiencia.

Las condiciones ideales de salida serían:

$$\begin{aligned} T_{s,2b} &= 30 \text{ [°C]} \\ \phi_{2b} &= 100 \text{ [%]} \end{aligned}$$

el resto de variables son:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],2b}}{35,859 - T_{s[K],2b}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 30)}{35,859 - (273,159 + 30)} = 3,628 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

$$P_{v,2b} = P_{v,satT=30 \text{ [°C]}} = 4246 \text{ [Pa]}$$

$$W_{2b} = 0,62198 \frac{P_{v,2b}}{P_T - P_{v,2b}} = 0,62198 \frac{4246}{98945 - 4246} = 0,0279 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

$$\begin{aligned} h_{2b} &= 1,006 \cdot T_{s,2b} + W_{2b} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,2b}) \\ &= 1,006 \cdot 30 + 0,0279 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 30) = 101,5 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]} \end{aligned}$$

Las condiciones reales de salida se obtendrán por la definición de eficiencia de un humectador:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2b} - h_1} = \frac{W_2 - W_1}{W_{2b} - W_1}$$

Despejando y sustituyendo:

$$h_2 = h_1 + \frac{EFI}{100}(h_{2b} - h_1) = 52,93 + 0,8 \cdot (101,5 - 52,93) = 91,8 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} W_2 &= W_1 + \frac{EFI}{100}(W_{2b} - W_1) \\ &= 0,0279 + 0,8 \cdot (0,0279 - 0,0109) = 0,0245 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Pudiendo obtener las restantes propiedades psicrométricas mediante las ecuaciones:

$$T_{s,2} = \frac{h_2 - 2501W_2}{1,006 + 1,86W_2} = \frac{91,8 - 2501 \cdot 0,0245}{1,006 + 1,86 \cdot 0,0245} = 29 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{v,satT=29 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 4008 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,2} = \frac{P_T \cdot W_2}{0,62198 + W_2} = 3749 \text{ [Pa]}$$

$$\phi_2 = 100 \frac{P_{v,2}}{P_{v,satT=29 \text{ [}^\circ\text{C]}}} = 100 \frac{3749}{4007} = 93,4 \text{ [%]}$$

Para discernir qué cantidad de calor ha sido transferido como calor latente y como calor sensible, nos debemos ayudar de un tercer punto que tenga la misma humedad específica que las condiciones de entrada y la misma temperatura que el aire a la salida, punto "A". Ver proceso "1"->"21" en figura 2.4.

$$T_{s,A} = 29 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_A = 0,0109 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Por lo que,

$$\begin{aligned} h_A &= T_{s,A} + W_A(2501 + 1,86T_{s,A}) \\ &= 29 + 0,0109 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 29) = 57,23 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

luego:

- Calor sensible:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_1 \cdot (h_A - h_1) = 0,7355 \cdot (57,23 - 52,93) = 3,163[kW]$$

- Calor latente:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_A) = 0,7355 \cdot (91,8 - 57,23) = 25,426[kW]$$

Tanto el \dot{Q}_s como el \dot{Q}_l son calores añadidos al aire.

En el diagrama psicrométrico de la figura 3.2 se representa la transformación.

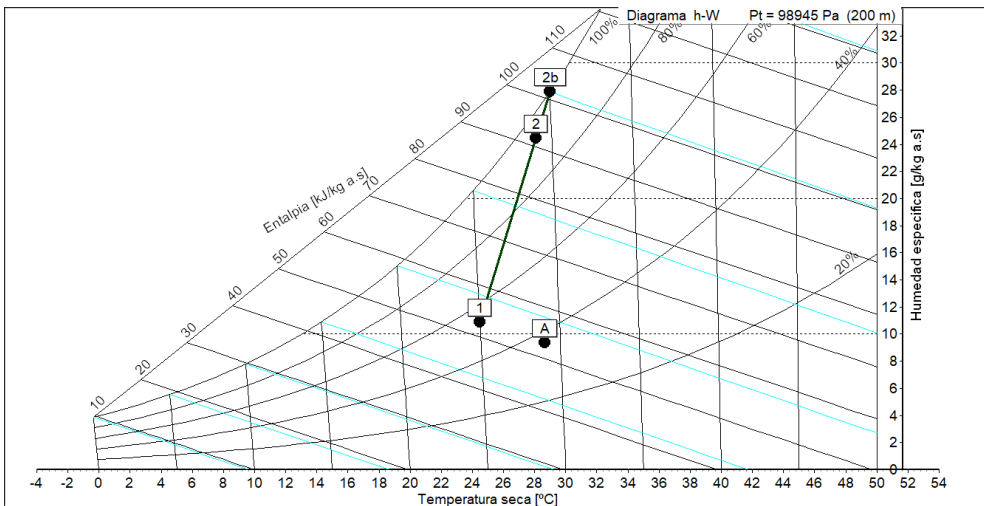


Figura 3.2: Representación del proceso en el diagrama psicrométrico.

3.2 Problema 2

En este ejercicio se pretende iniciar la utilización de los procesos psicrométricos básicos, combinando el uso del diagrama con las expresiones matemáticas exactas, viendo, finalmente, la repercusión de la altitud (presión total) en los resultados.

3.2.1 Enunciado

Se desea tratar un caudal de aire de $1000 \text{ [m}^3/\text{h]}$ a $32 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y 45 [%] de humedad relativa, mediante una batería fría con un $T_{adp} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y un factor de bypass de $0,2$. A continuación se somete a una batería de calentamiento en la que se le comunican 4 [kW] , y finalmente se introduce en un lavador de agua que posee una eficiencia del 70 [%] , siendo la temperatura del agua de $24 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

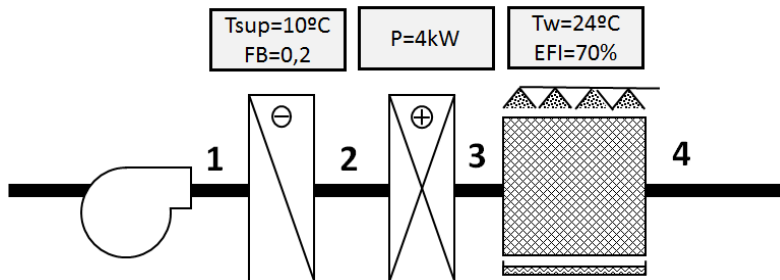


Figura 3.3: Esquema de componentes del proceso.

Determinar la potencia suministrada y las condiciones de T_s , ϕ , h , W , v_e antes y después de cada equipo.

1. Realizar el problema a una presión total de $101\,325 \text{ [Pa]}$ utilizando el diagrama psicrométrico.
2. Realizar el problema con una presión total de $90\,000 \text{ [Pa]}$ de forma exacta, mediante ecuaciones.

3.2.2 Solución

punto 1

En primer lugar, resolveremos el problema suponiendo una presión total de 101 325 [Pa]. Para ello es válido utilizar el diagrama psicrométrico, ya que corresponde a dicha presión de 1 [atm]. Las condiciones de entrada, punto "1", se pueden obtener del diagrama mediante su temperatura seca y humedad relativa, así :

$$T_{s,1} = 32 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi_1 = 45 [\%]$$

Al ubicar el punto "1" en el diagrama (ver figura 3.4) podemos leer el res-

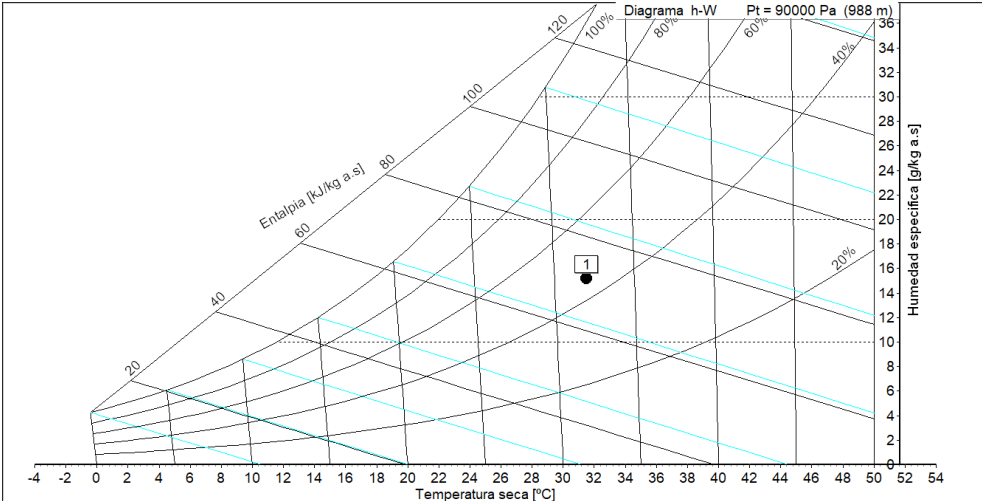


Figura 3.4: Punto "1" en el diagrama psicrométrico.

to de variables: $W_1 = 0,01343 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$, $v_{e,1} = 0,8831 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$ y $h_1 = 66,57 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$.

La masa de aire seco tratada es:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_{e,1}} = \frac{1000}{0,8831} = 1132 [\text{kg}_{\text{as}}/\text{h}] = 0,3145 [\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

Analizamos ahora la primera transformación, el paso del aire por la batería fría. En primer lugar obtendremos el punto que representa las condiciones ideales de salida de la batería fría:

$$T_{s,2b} = 10 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi_{2b} = 100 [\%]$$

Ubicando el punto sobre el diagrama (figura 3.5) podemos leer el resto de variables necesarias: $W_{2b} = 0,00763 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$ y $h_{2b} = 29,28 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$. Las

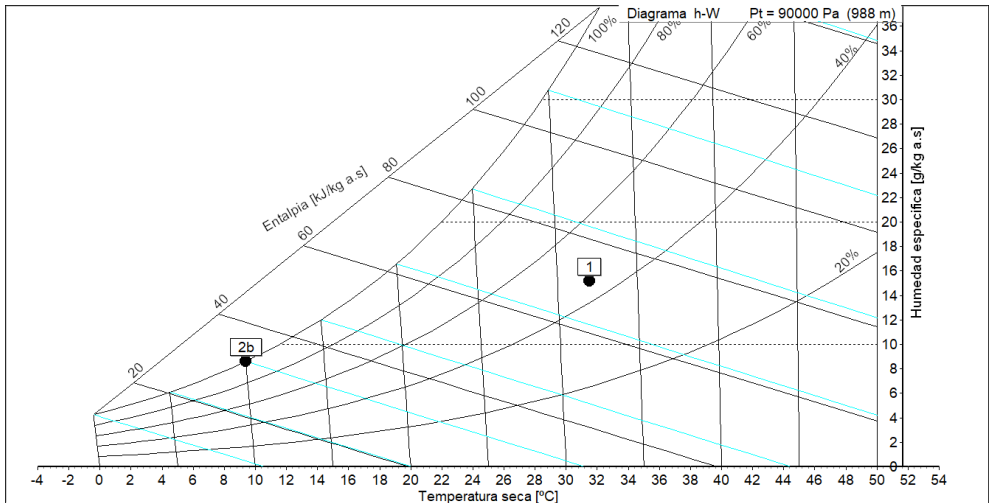


Figura 3.5: Punto "1" y "2b" en el diagrama psicrométrico.

condiciones reales de salida las obtendremos mediante la definición del factor de bypass:

$$FB = \frac{h_2 - h_{2b}}{h_1 - h_{2b}} = \frac{W_2 - W_{2b}}{W_1 - W_{2b}} \approx \frac{T_2 - T_{2b}}{T_1 - T_{2b}}$$

Substituyendo valores tenemos:

$$0,2 = \frac{h_2 - 29,28}{66,57 - 29,28} = \frac{W_2 - 0,00763}{0,01343 - 0,00763} \approx \frac{T_2 - 10}{32 - 10}$$

Despejando obtenemos:

$$W_2 = 0,0088 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$h_2 = 36,74 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

Utilizando la aproximación del factor de bypass con temperaturas obtenemos la temperatura seca como $T_{s,2} = 14,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Que es un valor bastante aproximado al que se puede leer en la figura 3.6.

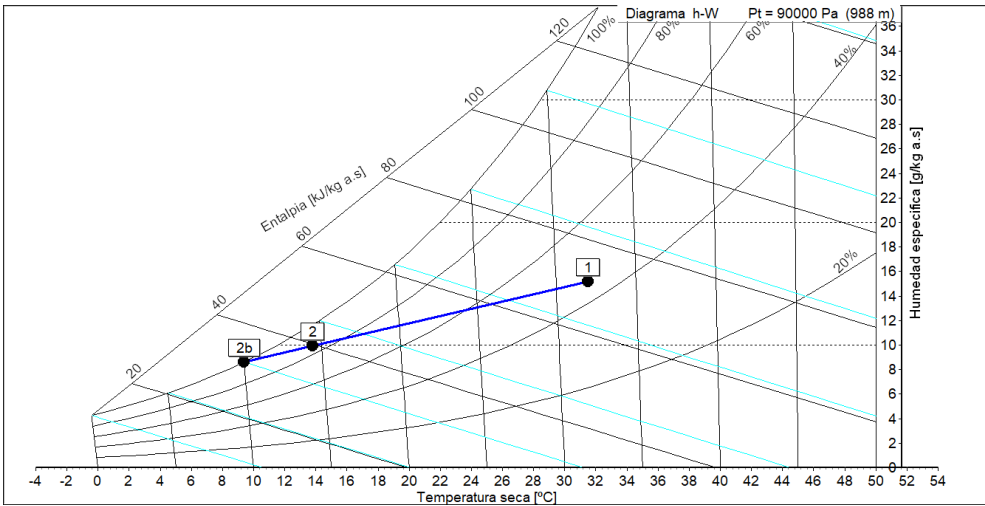


Figura 3.6: Proceso de enfriamiento representado en el diagrama psicrométrico.

Analizamos ahora el proceso de calentamiento de la corriente partiendo del punto "3". Podemos hallar el valor de la entalpía de "3" realizando un balance de energía con respecto al flujo de calor desprendido por la batería:

$$P = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

$$4 = \frac{1132}{3600}(h_3 - 36,74)$$

$$h_3 = 49,46 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

Por otro lado, el punto de salida de la batería caliente "3" tendrá la misma humedad específica que el punto "2" (entrada). $W_3 = W_2 = 0,0088 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$.

Ubicando en el diagrama psicrométrico (figura 3.7) estas dos variables podemos leer el resto de variables a la salida del proceso de calentamiento. De esta forma $T_{s,3} = 26,88 [^{\circ}\text{C}]$.

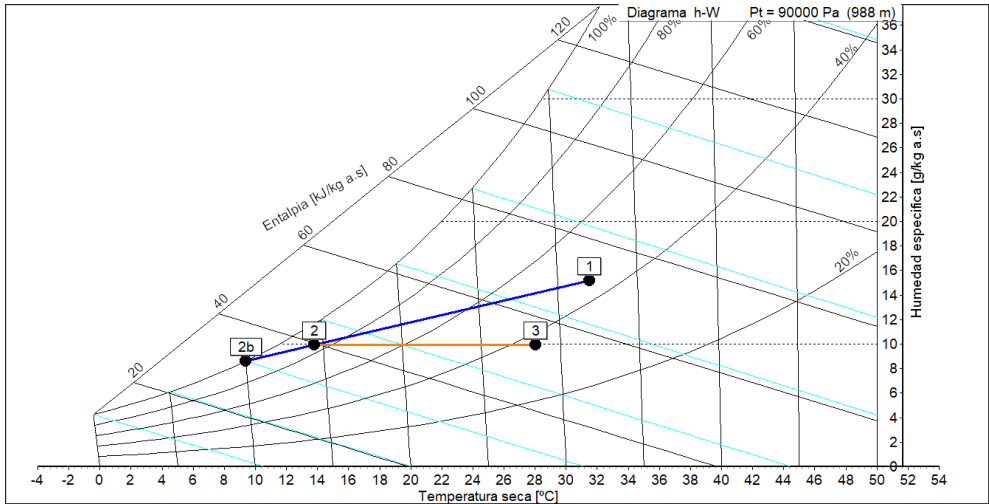


Figura 3.7: Proceso de calentamiento representado en el diagrama psicrométrico.

Finalmente, analizamos el último proceso, la humectación. Las condiciones ideales de salida de la humectación son:

$$T_{s,4b} = 24 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi_{4b} = 100 [\%]$$

Se puede leer en el diagrama dónde queda ubicado el punto (figura 3.8) y el valor del resto de variables: $W_{4b} = 0,01888 [\text{kg}/\text{kg}_{\text{as}}]$ y $h_{4b} = 72,20 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$.

Las condiciones reales de salida del humectador las obtendremos mediante la definición de la eficiencia del mismo:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4b} - h_3} = \frac{W_4 - W_3}{W_{4b} - W_3} \approx \frac{T_4 - T_3}{T_{4b} - T_3}$$

Substituyendo valores tenemos:

$$0,7 = \frac{h_4 - 49,46}{72,20 - 49,46} = \frac{W_4 - 0,0088}{0,01888 - 0,0088} \approx \frac{T_4 - 26,88}{24 - 26,88}$$

Y despejando tenemos la humedad específica y la entalpía del punto de salida "4" (figura 3.8).

$$W_4 = 0,01586 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

$$h_4 = 65,38 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

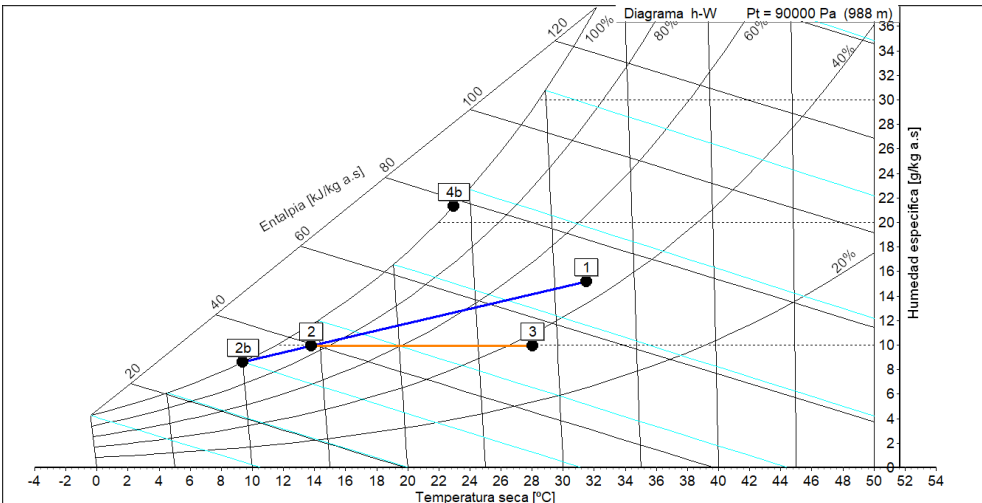


Figura 3.8: Representación del punto "4b" en el diagrama psicrométrico.

El punto "4" se representa en el diagrama psicrométrico en la figura 3.9. Se puede leer el valor de $T_{s,4} = 24,85 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Las potencias intercambiadas en las baterías son:

- Batería de frío

Para calcular la potencia intercambiada en la batería fría nos basaremos en un punto ficticio "A" de igual temperatura que el aire a la entrada e igual humedad que el aire a la salida. Ver proceso "1"->"23" en figura 2.4.

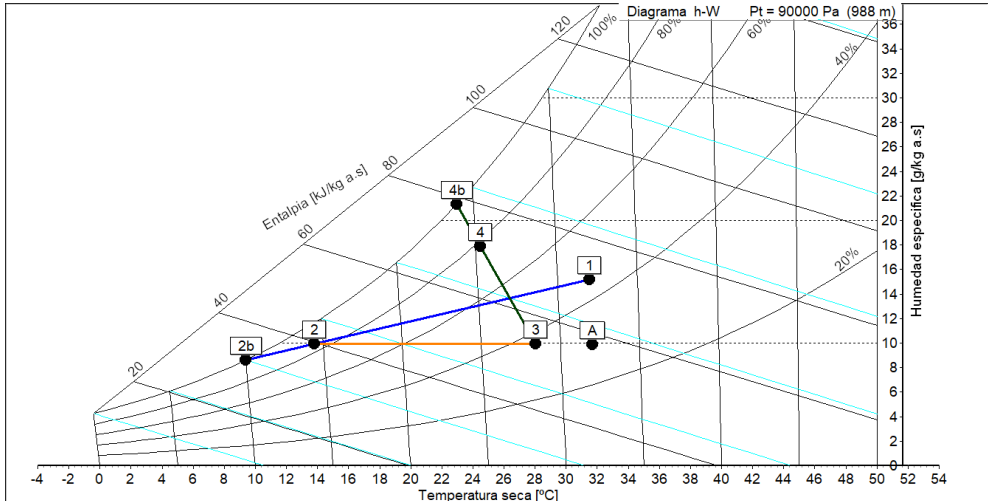


Figura 3.9: Proceso final de humectación representado en el diagrama psicrométrico.

$$T_{s,A} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_A = 0,0088 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

En figura 3.9 se puede leer $h_A = 54,72 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$.

Por tanto, el valor de potencia sensible, latente y total intercambiada en la batería resulta:

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}(h_2 - h_A) = \frac{1132}{3600}(36,74 - 54,72) = -5,654 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}(h_A - h_1) = \frac{1132}{3600}(54,72 - 66,57) = -3,726 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente} = -9,380 \text{ [kW]}$$

- Batería de calor

Su valor viene impuesto en el enunciado, de manera que:

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}(h_3 - h_2) = 4 \text{ [kW]}$$

punto 2

La segunda parte del problema nos indica que volvamos a calcular la instalación, pero a una presión total de $P_T = 90\,000$ [Pa], de forma exacta (mediante las ecuaciones). Análogamente al caso anterior, deberemos, en primer lugar, evaluar las condiciones psicrométricas del aire a la entrada del equipo. La ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango $0,04$ [°C] y 50 [°C] es:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],1}}{35,859 - T_{s[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 32)}{35,859 - (273,159 + 32)} = 3,677 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

$$P_{vs,T=32\text{ [°C]}} = 4757 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,1} = \frac{\phi}{100} P_{vs,T=32\text{ [°C]}} = \frac{45}{100} 4757 = 2141 \text{ [Pa]}$$

$$W_1 = 0,62198 \frac{P_{v,1}}{P_T - P_{v,1}} = 0,62198 \frac{2141}{90000 - 2141} = 0,015\,15 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} T_{r,1} &= \frac{35,859 \cdot \log P_{v,1} - 2148,496}{\log P_{v,1} - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(2141) - 2148,496}{\log(2141) - 10,2858} = 291,73 \text{ [K]} = 18,57 \text{ [°C]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,006 \cdot T_{s,1} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1}) \\ &= 1,006 \cdot 32 + 0,00936 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 32) = 70,996 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$v_{e,1} = 287 \frac{T_{s[K],1}}{P_T - P_{v,1}} = 287 \frac{273,159 + 32}{90000 - 2141} = 0,997 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

El cálculo de la temperatura húmeda no es inmediato, y debe estimarse de la relación:

$$T_{sa} = \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W_s^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W_s^*} = T_h$$

Donde W_s^* representa la humedad específica de un aire a una $T_s = T_h$ y humedad relativa 100[%]. El problema reside en que el método "típico" de iteración no funciona (la solución diverge).

Lo vemos sobre el ejemplo: la temperatura húmeda del aire estará entre la temperatura seca y la temperatura de rocío, así como una primera aproximación tomamos la media:

$$T_h = \frac{(T_s + T_r)}{2} = \frac{(32 + 18,57)}{2} = 25,28 \text{ [}^\circ\text{C]} = T_{s,i1}$$

La ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango 0,04 [°C] y 50 [°C] es:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],i1}}{35,859 - T_{s[K],i1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 25,28)}{35,859 - (273,159 + 25,28)} = 3,603 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=25,28 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 3224 \text{ [Pa]}$$

$$W_s^* = 0,62198 \frac{P_{vs,1}}{P_T - P_{vs,1}} = 0,62198 \frac{3224}{90000 - 3224} = 0,0231 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

$$\begin{aligned} T_h &= \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W_s^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W_s^*} \\ &= \frac{32(1,006 + 1,86 \cdot 0,01515) + 2501(0,01515 - 0,0231)}{1,006 + 4,186 \cdot 0,01515 - 2,326 \cdot 0,0231} = 12,999 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

Como vemos, la nueva T_h es menor que la temperatura de rocío, lo cuál es imposible. Si se continúa la iteración con la nueva $T_h = 12,999 \text{ [}^\circ\text{C]}$ obtenemos $T_h = 42,735 \text{ [}^\circ\text{C]}$, lo cuál también resulta imposible por ser mayor que la temperatura seca (y así sucesivamente). Es decir, con la metodología típica de iteración no podemos encontrar la solución.

Tabla 3.1: Iteración para el cálculo de la T_h

	datos iniciales	inicio	iter. 1	iter. 2	iter. 3	iter. 4	iter. 5	iter. 6
T_h [°C]		25,29	21,93	22,71	22,32	22,35	22,33	22,34
P_{vs} [Pa]		3223,9	2634,0	2762,0	2697,3	2702,3	2699,8	2700,0
W_s [kg _v /kg _{as}]		0,0231	0,0188	0,0197	0,0192	0,0193	0,0192	0,0192
T_h salida [°C]		12,999	23,490	21,244	22,381	22,293	22,337	22,334
Max	32	25,286	23,490	22,710	22,381	22,350	22,337	22,336
Min	18,5727	18,573	21,930	21,930	22,320	22,320	22,335	22,335
Media	25,2864	21,930	22,710	22,320	22,350	22,335	22,336	22,335
Dif	13,4273	6,7136	1,5601	0,7800	0,0610	0,0305	0,0018	0,0009

La búsqueda de la solución puede realizarse reduciendo el intervalo donde se puede encontrar la solución y del caso iterativo observamos que el resultado de cada iteración es un valor exagerado, pero en la dirección donde se encuentra la solución, es decir, si partimos de una supuesta Temperatura húmeda superior (25,28) a la Temperatura húmeda real (22,335) nos produce una Temperatura solución (12,999), menor que la temperatura húmeda real (y viceversa).

Aplicando esta filosofía al ejemplo tenemos: partimos de un intervalo inicial ($T_r = 18,57$ [°C], $T_s = 32$ [°C]), tomamos la media como valor inicial 25,28 [°C] y calculamos la solución 12,999 [°C]. Con ello podemos afirmar que la solución está en el intervalo ($T_r = 18,57$ [°C], $T_s = 25,28$ [°C]). Seguimos con este intervalo y tomamos la media como valor inicial 21,92 [°C] y calculamos la nueva solución que es 13,489 [°C]. Con ello podemos afirmar que la solución está en el nuevo intervalo ($T_r = 21,92$ [°C], $T_s = 23,489$ [°C]). El proceso continúa hasta que los límites del intervalo tengan una diferencia que sea la precisión con la que queremos estimar la temperatura húmeda.

En la tabla 3.1 se efectúa el cálculo obteniendo finalmente como temperatura húmeda $T_h = 22,335$ [°C].

Finalmente, $T_h = 22,335$ [°C] y $W_s^* = 0,019236$ [kg_{H₂O}/kg_{as}].

El caudal másico de aire seco trasegado (constante en todo el proceso) es:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_{e,1}} = \frac{1000}{0,997} = 1003 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{h}] = 0,2787 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

Análogamente, podemos estimar las condiciones ideales de salida de la batería fría. Para ello, la ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación (trabajando en el rango de 0,04 [°C] y 50 [°C]) es:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],2b}}{35,859 - T_{s[K],2b}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 10)}{35,859 - (273,159 + 10)} = 3,089 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

$$P_{vs,T=10[^\circ\text{C}]} = 1229 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,2b} = \frac{\phi}{100} P_{vs,T=10[^\circ\text{C}]} = \frac{100}{100} 1229 = 1229 \text{ [Pa]}$$

$$W_{2b} = 0,62198 \frac{P_{v,2b}}{P_T - P_{v,2b}} = 0,62198 \frac{1229}{90000 - 1229} = 0,0086 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} h_{2b} &= 1,006 \cdot T_{s,2b} + W_{2b} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,2b}) \\ &= 1,006 \cdot 10 + 0,0086 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 10) = 31,75 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$T_{r,2b} = T_{h,2b} = 10 \text{ [}^\circ\text{C}]$$

$$v_{e,2b} = 287 \frac{T_{s[K],2b}}{P_T - P_{v,2b}} = 287 \frac{273,159 + 10}{90000 - 1229} = 0,915 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Como en el caso anterior, y utilizando la definición del factor de bypass:

$$FB = \frac{h_2 - h_{2b}}{h_1 - h_{2b}} = \frac{W_2 - W_{2b}}{W_1 - W_{2b}}$$

luego, substituyendo valores:

$$0,2 = \frac{h_2 - 31,75}{70,996 - 31,75} = \frac{W_2 - 0,0086}{0,01515 - 0,0086}$$

de donde obtenemos:

$$\begin{aligned} W_2 &= 0,0099 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_2 &= 39,599 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Procediendo al cálculo de las demás variables mediante las ecuaciones:

$$T_{s,2} = \frac{h_2 - 2501W_2}{1,006 + 1,86W_2} = \frac{39,599 - 2501 \cdot 0,0099}{1,006 + 1,86 \cdot 0,0099} = 14,43 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{v,2} = \frac{P_T \cdot W_2}{0,62198 + W_2} = \frac{90000 \cdot 0,0099}{0,62198 + 0,0099} = 1410 \text{ [Pa]}$$

La ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango 0,04 [°C] y 50 [°C] es:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],2}}{35,859 - T_{s[K],2}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 14,43)}{35,859 - (273,159 + 14,43)} = 3,2161 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=14,43 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 1645 \text{ [Pa]}$$

$$\phi_2 = 100 \frac{P_{v,2}}{P_{v,satT=14,43 \text{ [}^\circ\text{C]}}} = 100 \frac{1410}{1645} = 85,7 \text{ [%]}$$

$$\begin{aligned} T_{r,2} &= \frac{35,859 \cdot \log P_{v,2} - 2148,496}{\log P_{v,2} - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(1410) - 2148,496}{\log(1410) - 10,2858} = 285,22 \text{ [K]} = 12,07 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

Aplicando el procedimiento iterativo anterior calculamos la temperatura húmeda:

$$T_{h,2} = 12,961 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$v_{e,2} = 287 \frac{T_{s[K],2}}{P_T - P_{v,2}} = 287 \frac{273,159 + 14,43}{90000 - 1410} = 0,932 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

El punto "3" de salida de la batería de calentamiento se encontrará a la misma humedad específica que el punto "2" (entrada), y con una entalpía que debe cumplir:

$$\begin{aligned}
 P &= \dot{m}(h_3 - h_2) \\
 4 &= \frac{1003}{3600}(h_3 - 39,599) \\
 h_3 &= 53,929 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

Como $W_3 = W_2 = 0,0099 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$, la presión parcial de vapor también se mantendrá constante: $P_{v,3} = P_{v,2} = 1410 \text{ [Pa]}$.

$$T_{s,3} = \frac{h_3 - 2501W_3}{1,006 + 1,86W_3} = \frac{53,929 - 2501 \cdot 0,0099}{1,006 + 1,86 \cdot 0,0099} = 28,47 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Aplicamos nuevamente la ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango $0,04 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $50 \text{ [}^\circ\text{C]}$:

$$\begin{aligned}
 \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[\text{K}],3}}{35,859 - T_{s[\text{K}],3}} \\
 &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 28,47)}{35,859 - (273,159 + 28,47)} = 3,589
 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=28,47 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 3886 \text{ [Pa]}$$

$$\phi_3 = 100 \frac{P_{v,3}}{P_{v,satT=28,47 \text{ [}^\circ\text{C]}}} = 100 \frac{1410}{3886} = 36,3 \text{ [%]}$$

$$T_{r,3} = T_{r,2} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Aplicando el procedimiento iterativo anterior calculamos la temperatura húmeda:

$$T_{h,3} = 17,747 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$v_{e,3} = 287 \frac{T_{s[\text{K}],3}}{P_T - P_{v,3}} = 287 \frac{273,159 + 28,47}{90000 - 1410} = 0,977 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Por último, y pasando al humectador tenemos que las condiciones ideales de salida de la humectación serían $T_{s,4b} = 24 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{4b} = 100 \text{ [%]}$.

Para obtener el resto de propiedades del punto "4b" aplicamos en primer lugar la ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango 0,04 [°C] y 50 [°C]:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],4b}}{35,859 - T_{s[K],4b}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 24)}{35,859 - (273,159 + 24)} = 3,475 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=24\text{ [°C]}} = 2985 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,4b} = 100 \frac{\phi_{4b}}{100} P_{v,satT=24\text{ [°C]}} = 100 \frac{100}{100} P_{v,satT=24\text{ [°C]}} = 2985 \text{ [Pa]}$$

$$W_{4b} = 0,62198 \frac{P_{v,4b}}{P_T - P_{v,4b}} = 0,62198 \frac{2985}{90000 - 2985} = 0,02134 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$\begin{aligned} h_{4b} &= 1,006 \cdot T_{s,4b} + W_{4b} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,4b}) \\ &= 1,006 \cdot 24 + 0,00936 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24) = 78,47 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

$$T_{r,4b} = T_{h,4b} = 24 \text{ [°C]}$$

$$v_{e,4b} = 287 \frac{T_{s[K],4b}}{P_T - P_{v,4b}} = 287 \frac{273,159 + 24}{90000 - 2985} = 0,98 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Las condiciones reales de salida del humectador las obtendremos aplicando la definición de la eficiencia del mismo:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4b} - h_3} = \frac{W_4 - W_3}{W_{4b} - W_3} \approx \frac{T_4 - T_3}{T_{4b} - T_3}$$

Substituyendo valores:

$$0,7 = \frac{h_4 - 53,929}{78,47 - 53,929} = \frac{W_4 - 0,0099}{0,02134 - 0,0099} \approx \frac{T_4 - 28,47}{24 - 28,47}$$

Despejando obtenemos los valores de humedad y entalpía del punto "4":

$$W_4 = 0,01791 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$h_4 = 71,11 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Para obtener la temperatura seca y la presión parcial aplicamos las mismas ecuaciones que antes:

$$T_{s,4} = \frac{h_2 - 2501W_4}{1,006 + 1,86W_4} = \frac{71,11 - 2501 \cdot 0,01791}{1,006 + 1,86 \cdot 0,01791} = 25,32 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{v,4} = \frac{P_T \cdot W_4}{0,62198 + W_4} = \frac{90000 \cdot 0,01791}{0,62198 + 0,01791} = 2519 \text{ [Pa]}$$

La ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango 0,04 [°C] y 50 [°C] es:

$$\log P_{v,sat} = \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],4}}{35,859 - T_{s[K],4}}$$

$$= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 25,32)}{35,859 - (273,159 + 25,32)} = 3,509$$

$$P_{v,satT=25,32 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 3230 \text{ [Pa]}$$

$$\phi_4 = 100 \frac{P_{v,4}}{P_{v,satT=25,32 \text{ [}^\circ\text{C]}}} = 100 \frac{2519}{3230} = 78 \text{ [%]}$$

$$T_{r,4} = \frac{35,859 \cdot \log P_{v,4} - 2148,496}{\log P_{v,4} - 10,2858}$$

$$= \frac{35,859 \cdot \log(2519) - 2148,496}{\log(2519) - 10,2858} = 294,36 \text{ [K]} = 21,20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Aplicando el procedimiento iterativo anterior calculamos la temperatura húmeda:

$$T_{h,4} = 22,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$v_{e,4} = 287 \frac{T_{s[K],4}}{P_T - P_{v,4}} = 287 \frac{273,159 + 25,32}{90000 - 2519} = 0,979 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Las potencias intercambiadas en las baterías son:

- Batería de frío

Para calcular la potencia intercambiada en la batería fría nos basaremos en un punto ficticio "A" de igual temperatura que el aire a la entrada e igual humedad que el aire a la salida. Ver proceso "1"-23" en figura 2.4.

$$T_{s,A} = T_{s,1} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_A = W_2 = 0,0099 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

El valor de la entalpía del punto "A" lo podemos hallar aplicando:

$$h_A = 1,006 \cdot T_{s,A} + W_A \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,A})$$

$$= 1,006 \cdot 32 + 0,0099 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 32) = 57,41 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Por tanto, el valor de potencia sensible, latente y total intercambiada en la batería resulta:

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}(h_2 - h_A) = \frac{1003}{3600}(39,572 - 57,541) = -5,006 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}(h_A - h_1) = \frac{1003}{3600}(57,541 - 70,996) = -3,749 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente} = -8,755 \text{ [kW]}$$

- Batería de calor

Su valor viene impuesto en el enunciado, de manera que:

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}(h_3 - h_2) = 4 \text{ [kW]}$$

3.3 Problema 3

Se trabajan los conceptos de cálculo de baterías frías con temperatura de evaporación $>0^{\circ}\text{C}$ y balances en enfriamiento de productos.

3.3.1 Enunciado

En un túnel de refrigeración se enfrían 2340 [kg/h] de un producto desde $40\text{ [}^{\circ}\text{C]}$ a $30\text{ [}^{\circ}\text{C]}$. Para ello se dispone de un serpentín con agua fría a $5\text{ [}^{\circ}\text{C]}$, que posee un factor de bypass de $0,1$. Si el ventilador mueve $2200\text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{h}]$ se desea conocer las condiciones psicrométricas del aire antes y después del serpentín, cuando se pierden 3 [kg/h] de agua del producto en el proceso.

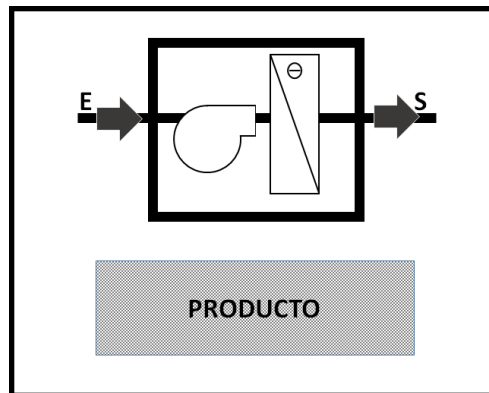


Figura 3.10: Elementos del túnel de enfriamiento.

Datos:

- $C_{p_{\text{producto}}} = 0,814\text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{C]}$
- Densidad del aire $\rho_{\text{aire}} = 1,2\text{ [kg/m}^3\text{]}$
- Presión atmosférica $P_T = 1\text{ [atm]}$
- Utilizar la expresión simplificada $\dot{Q}_{\text{sensible}} = 1200V_{\text{imp}}(T_{\text{local}} - T_{\text{imp}})$

3.3.2 Solución

En primer lugar calculamos el caudal másico de aire que se está tratando:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_{e,1}} = \rho \dot{V}_1 = 1,2 \cdot 2200 = 2640 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{h}]$$

La cantidad de agua condensada en la batería coincidirá con la disipada por el producto, que es un dato del enunciado, luego: $\dot{m}_b = 3 \text{ [kg/h]}$

El calor sensible a extraer es el eliminado al producto (se suponen despreciables los demás aportes caloríficos: ventiladores, paredes, luces, etc.).

$$\dot{Q}_{\text{sensible}} = \dot{m}_p C_p \Delta T_{\text{producto}} = 650 \cdot 0,814(30 - 40) = -5290 \text{ [W]}$$

Debiendo ser el mismo calor sensible que el trasegado por el aire, desde el producto al serpentín, por tanto:

$$\dot{Q}_{\text{sensible}} = 1200 \dot{V}_1 (T_2 - T_1)$$

Substituyendo los valores en la expresión:

$$-5290 = 1200 \frac{2200}{3600} (T_2 - T_1)$$

Lo que podemos expresar como:

$$T_2 - T_1 = 7,2136 \tag{3.1}$$

Como no conocemos el valor de ninguna de las dos temperaturas, no podemos hallar la otra. Buscamos otra ecuación que relacione ambas temperaturas. Utilizamos para ello la definición del factor de bypass:

$$FB \approx \frac{T_2 - T_{2b}}{T_1 - T_{2b}}$$

Substituimos los valores que conocemos y obtenemos la segunda expresión necesaria para hallar las temperaturas:

$$T_2 = T_{2b} + FB(T_1 - T_{2b}) = 5 + 0,1(T_1 - 5) \tag{3.2}$$

Con la Ecuación 3.1 y la Ecuación 3.2 hallamos el valor de las temperaturas, de manera que:

$$T_1 = 13,05 [^{\circ}\text{C}]; T_2 = 5,801 [^{\circ}\text{C}]$$

Planteamos ahora cómo hallar las humedades específicas en los puntos "1" y "2". En primer lugar hay que tener en cuenta que la cantidad de agua condensada en la batería coincidirá con la disipada por el producto, de esta manera se puede plantear la ecuación:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_1(W_1 - W_2)$$

Substituyendo valores tenemos la expresión:

$$W_1 - W_2 = \frac{3}{2640} = 0,00114 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \quad (3.3)$$

Por otro lado, igual que antes, con la ecuación de la definición de bypass obtenemos otra relación entre las humedades específicas:

$$FB = \frac{W_2 - W_{2b}}{W_1 - W_{2b}}$$

Teniendo en cuenta que la humedad específica ideal, W_{2b} , se obtendrá leyendo en el diagrama psicrométrico (figura 3.11) a partir de la temperatura de la batería $T_{adp} = 5 [^{\circ}\text{C}]$ y la humedad relativa $\phi_{2b} = 100\%$. Se lee un valor de humedad específica $W_{2b} = 0,0054 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$.

Substituyendo y despejando de la definición del factor de bypass nos queda:

$$W_2 = W_{2b} + FB(W_1 - W_{2b}) = 0,0054 + 0,1(W_1 - 0,0054) \quad (3.4)$$

Utilizando la Ecuación 3.3 y Ecuación 3.4 obtenemos los valores de humedad específica en la entrada y salida del tratamiento:

$$W_1 = 0,00666 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]; W_2 = 0,005526 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

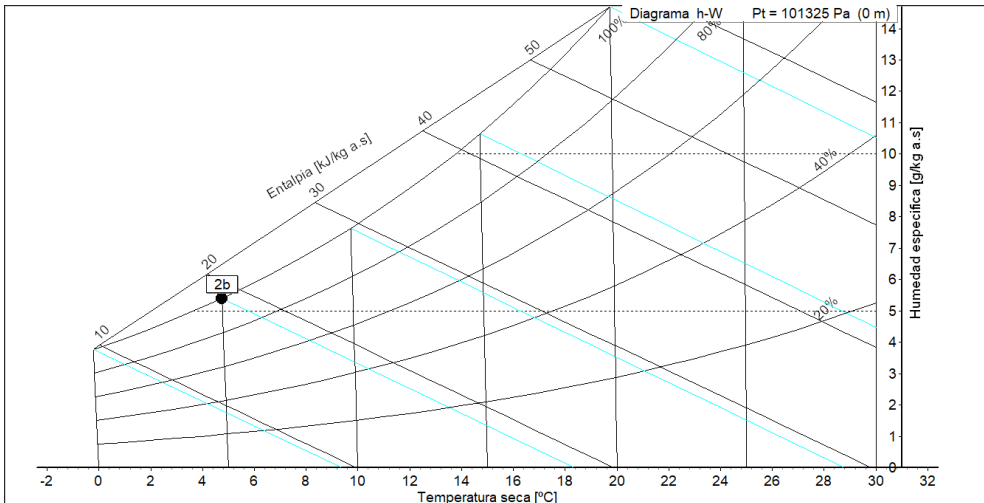


Figura 3.11: Representación del punto "2b" en el diagrama psicrométrico.

Una vez establecidas las condiciones de entrada y salida podemos leer en el diagrama las demás propiedades psicrométricas:

- Entrada:

$$T_{s,1} = 13,015 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_1 = 0,00666 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

$$T_{r,1} = 8,01 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,1} = 10,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_1 = 71,6 \text{ [%]}$$

$$h_1 = 29,91 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]}$$

- Salida:

$$\begin{aligned}
 T_{s,2} &= 5,801 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 W_2 &= 0,005\,526 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]} \\
 T_{r,2} &= 5,32 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,2} &= 5,57 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_2 &= 96,7 \text{ [%]} \\
 h_2 &= 19,72 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]}
 \end{aligned}$$

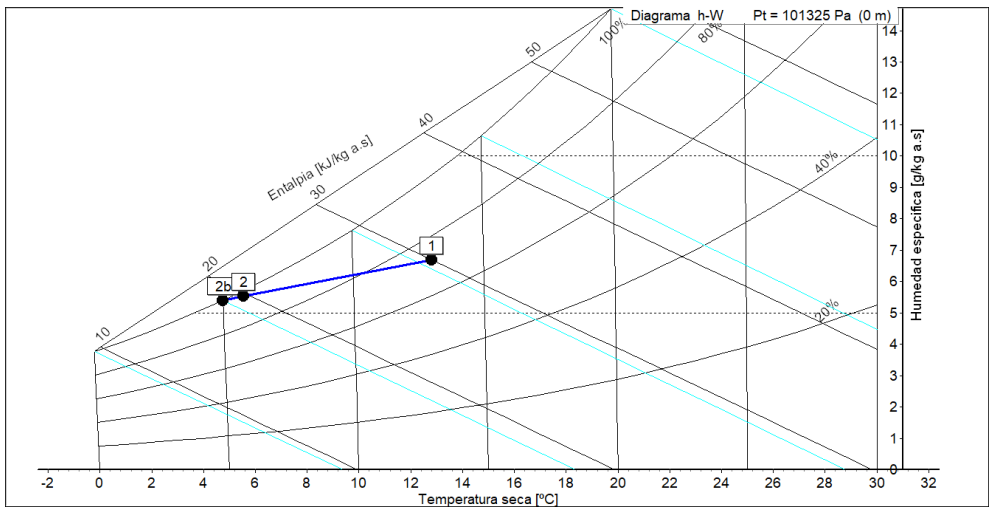


Figura 3.12: Representación del proceso en el diagrama psicrométrico.

Por otro lado, el calor total eliminado por la batería se puede calcular de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \frac{2640}{3600}(19,72 - 29,91) = -7473 \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{Q}_T - \dot{Q}_{sensible} = -7473 - (-5290) = -2183 \text{ [W]}$$

3.4 Problema 4

Sistema de climatización de doble conducto (prohibido en la legislación española si existen mezclas posteriores de aire caliente y frío).

3.4.1 Enunciado

Se tratan 1000 [m³/h] de aire a una 10 [°C] y $\phi = 50\%$ mediante una instalación de doble conducto, tal y como se recoge en la figura. La presión total es de $P_T = 101\,325$ [Pa].

Se desea conocer las condiciones del aire en la entrada y salida de cada equipo (puntos representados en la figura 3.13). Determinar también el factor de by-pass de la batería de frío, así como la potencia térmica intercambiada en cada elemento.

Nota: Se pueden leer las propiedades del aire húmedo en el diagrama psicrométrico.

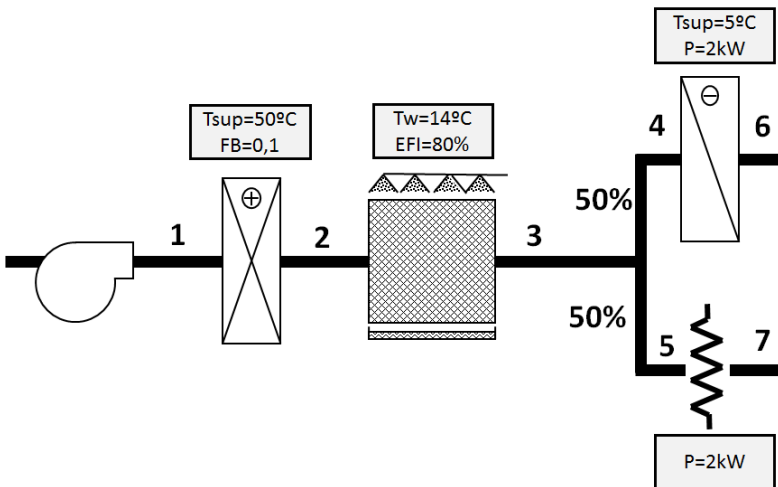


Figura 3.13: Esquema de la instalación de clima.

3.4.2 Solución

En primer lugar situaremos en el diagrama las condiciones psicrométricas del aire a la entrada del equipo, punto "1" (figura 3.14) utilizando los datos del enunciado.

$$T_{s,1} = 10 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi_1 = 50 \%$$

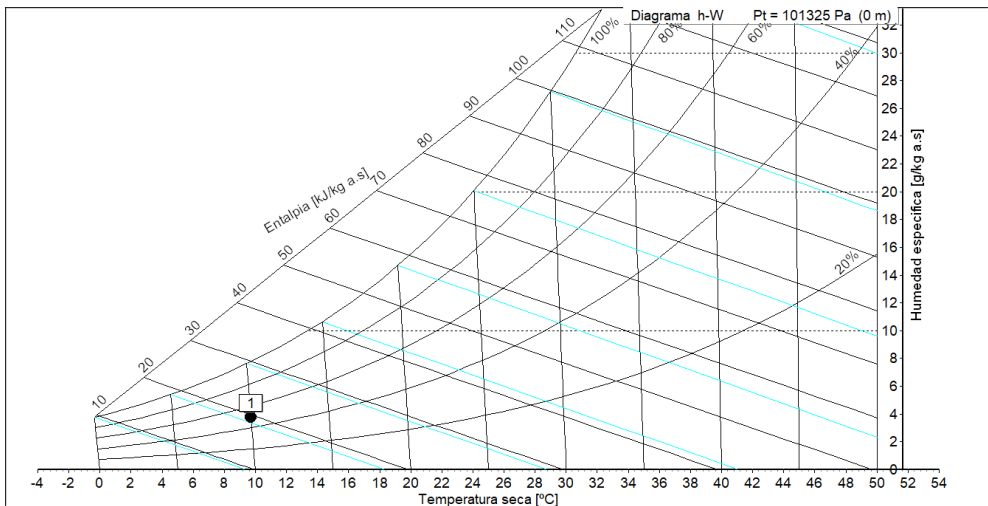


Figura 3.14: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

Leyendo en el diagrama podemos conocer el valor del resto de variables del punto "1".

$$T_{r,1} = 0,06 [^{\circ}\text{C}]$$

$$W_1 = 0,00379 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{h,1} = 5,54 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi_1 = 71,6 [\%]$$

$$h_1 = 19,61 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$v_{e,1} = 0,807 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Calculamos la masa de aire que se está tratando:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_{e,1}} = \frac{1000/3600}{0,807} = 0,3442 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

El primer proceso que aparece en el sistema es una batería de calefacción. Las condiciones de salida de la batería caliente estarán en función de sus condiciones ideales. Recordemos que el proceso de calefacción se realiza con una humedad específica constante.

$$W_{2b} = W_1 = 0,00379 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]}$$

Leemos el punto en el diagrama de la figura 3.15.

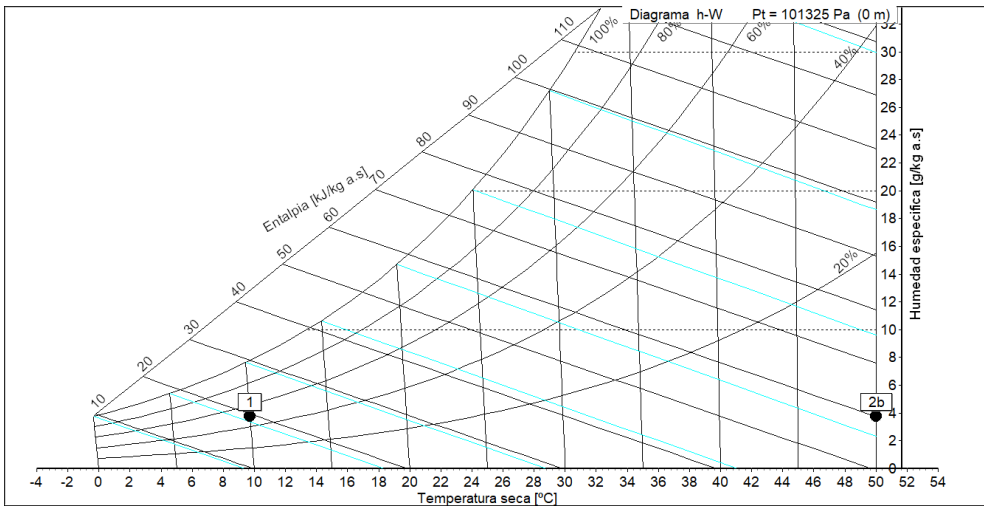


Figura 3.15: Representación del punto "2b" en el diagrama psicrométrico.

El cálculo de las condiciones reales de salida lo obtendremos mediante la definición del factor de bypass:

$$FB = \frac{h_2 - h_{2b}}{h_1 - h_{2b}}$$

Substituyendo los valores conocidos en la expresión podemos obtener el punto "2" de salida de la batería de calor.

$$h_2 = h_{2b} + FB(h_1 - h_{2b}) = 60,13 + 0,1(60,13 - 19,61) = 56,08 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$W_2 = W_1 = 0,00379 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

La temperatura real de salida podemos hallarla de dos formas diferentes. En primer lugar la calculamos en función de la humedad específica y la entalpía del punto:

$$T_{s,2} = \frac{h_2 - 2501W_2}{1,006 + 1,86W_2} = \frac{56,08 - 2501 \cdot 0,00379}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00379} = 46,0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Se puede comprobar que resulta igual que si se calcula aplicando la definición del factor de bypass directamente sobre las temperaturas (recordar que se cumple de forma estricta con baterías de calor):

$$FB = \frac{T_{2b} - T_2}{T_{2b} - T_1}$$

Despejando obtenemos:

$$T_2 = T_{2b} - FB(T_{2b} - T_1) = 50 - 0,1(50 - 10) = 46,0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Podemos leer en el diagrama psicrométrico el valor del resto de variables del punto "2" (figura 3.16).

$$T_{r,2} = 0,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,2} = 19,87 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_2 = 6,1 \text{ [%]}$$

Para calcular las condiciones reales de salida del humectador, punto "3", nos basaremos en las condiciones ideales de salida del mismo, que corresponderían a una temperatura seca de $T_{3b} = 14 \text{ [}^\circ\text{C]}$ (temperatura del agua) y una humedad relativa del $\phi_{3b} = 100 \text{ [%]}$. El punto queda representado en la figura 3.17.

En el diagrama se pueden leer el resto de variables correspondientes al punto "3b".

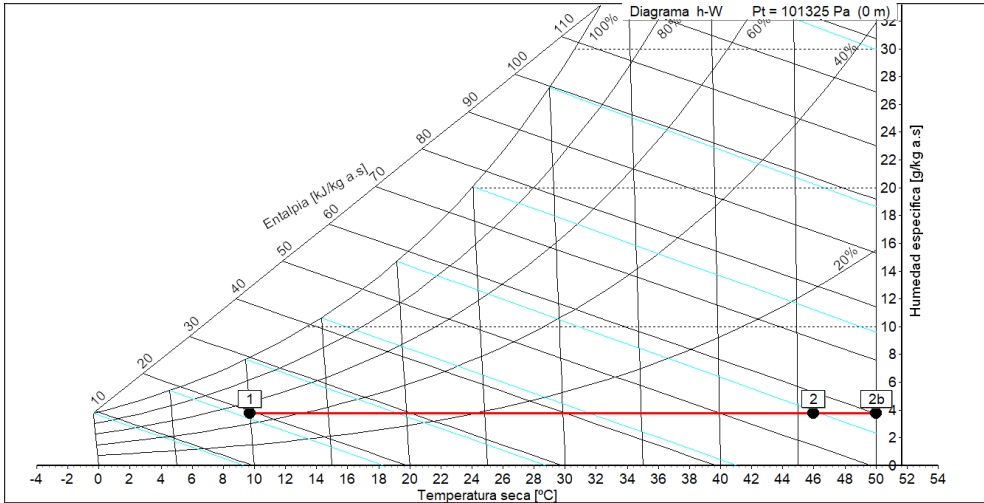


Figura 3.16: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

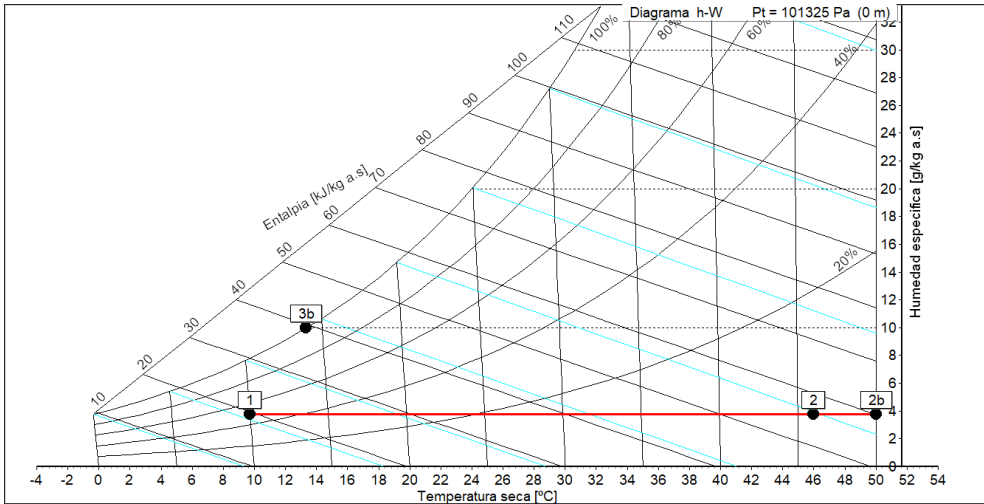


Figura 3.17: Representación del punto "3b" en el diagrama psicrométrico.

$$h_{r,3b} = 39,28 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$W_{h,3b} = 0,00997 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Las condiciones reales las obtendremos mediante la definición de eficiencia de una humectación:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_3 - h_2}{h_{3b} - h_2} = \frac{W_3 - W_2}{W_{3b} - W_2}$$

Despejando y substituyendo por los valores conocidos podemos hallar el valor de la entalpía y la humedad específica a la salida del humectador:

$$h_3 = h_2 + \frac{EFI}{100}(h_{3b} - h_2) = 56,08 + 0,8 \cdot (39,28 - 56,08) = 42,64 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$W_3 = W_2 + \frac{EFI}{100}(W_{3b} - W_2)$$

$$= 0,00379 + 0,8 \cdot (0,00997 - 0,00379) = 0,00873 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Con estas dos variables podemos representar el punto "3" en el diagrama (figura 3.18) y leer el resto de variables.

$$T_{s,3} = 20,34 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,3} = 11,99 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,3} = 15,26 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_3 = 58,7 \text{ [%]}$$

Posteriormente, el aire se divide en dos corrientes al 50 %, manteniendo las mismas condiciones psicrométricas en cada una de ellas. De esta manera, los puntos "3", "4", y "5" son el mismo en el diagrama psicrométrico. La masa de cada corriente es la mitad, por lo que:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \frac{\dot{m}}{2} = 0,1721 \text{ [kg}_{\text{gas}}\text{/s]}$$

Una de las dos corrientes generadas atraviesa una batería de calentamiento, en la que se cede una potencia de 2 [kW]. Analizando esta corriente calculamos el

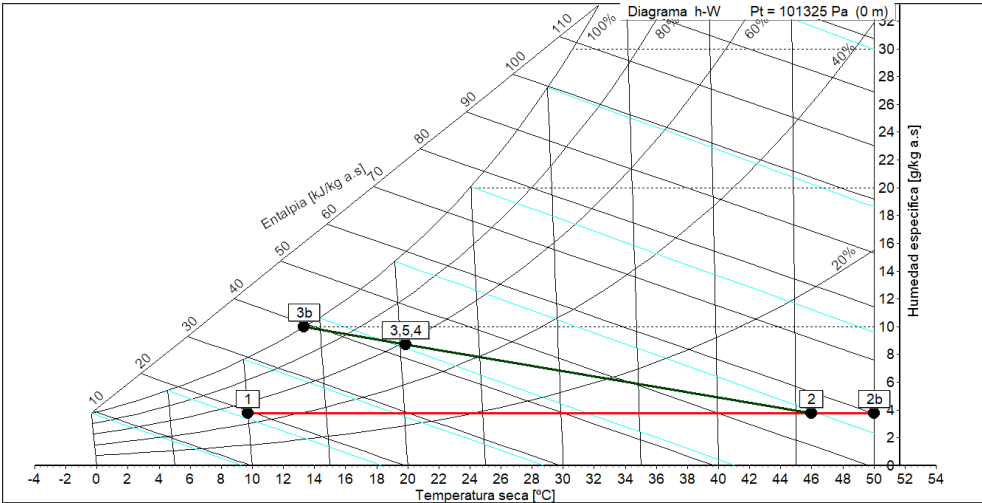


Figura 3.18: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

punto "7", que se corresponde con la salida de la misma. El calentamiento del aire a través de la batería de calor no modifica la humedad específica del mismo, por lo que $W_7 = W_5 = W_3 = 0,00873 \text{ [kg/kg}_{\text{as}}]$. Por otro lado, la entalpía del punto "7" la calculamos utilizando la expresión de la potencia cedida por la batería:

$$P_{cedida} = \dot{m}_5(h_7 - h_5)$$

Despejando y substituyendo obtenemos el valor de la entalpía en "7":

$$h_7 = h_5 + \frac{P_{cedida}}{\dot{m}_5} = 42,64 + \frac{2}{0,1721} = 54,26 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

Con la humedad específica y la entalpía situamos el punto "7" en el diagrama y leemos el resto de propiedades (ver figura 3.19).

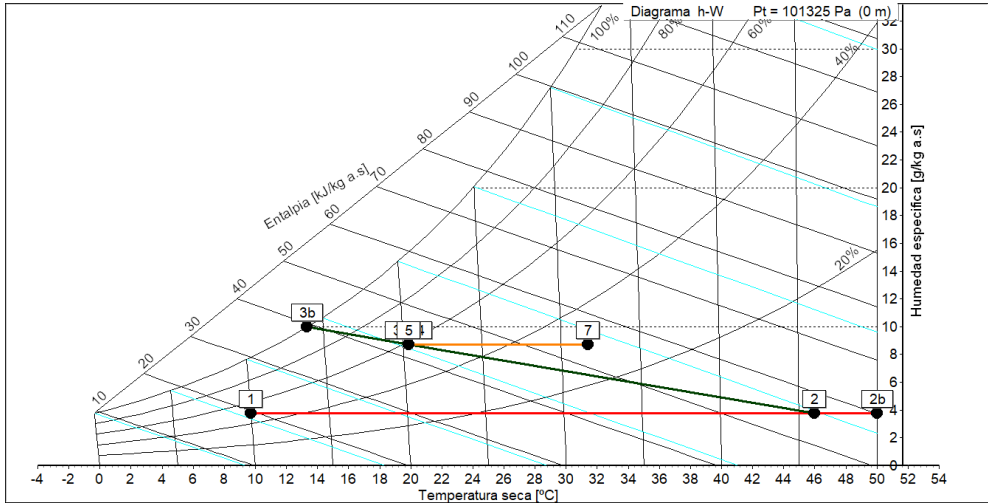


Figura 3.19: Representación del punto "7" en el diagrama psicrométrico.

$$T_{s,7} = 31,72 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,7} = 12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,7} = 19,18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_7 = 29,9 \text{ [%]}$$

Analizamos ahora la segunda corriente, representada por los puntos "4" y "6", en la que existe una batería de refrigeración.

Las condiciones ideales del punto de salida de la batería de frío corresponden a $T_{6b} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{6b} = 100 \text{ [%]}$. Podemos ver el punto representado en figura 3.21.

Los valores del resto de variables para el punto ideal de salida de la batería son:

$$T_{s,6b} = T_{r,6b} = T_{h,6b} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_{6b} = 18,59 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

$$W_{6b} = 0,0054 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

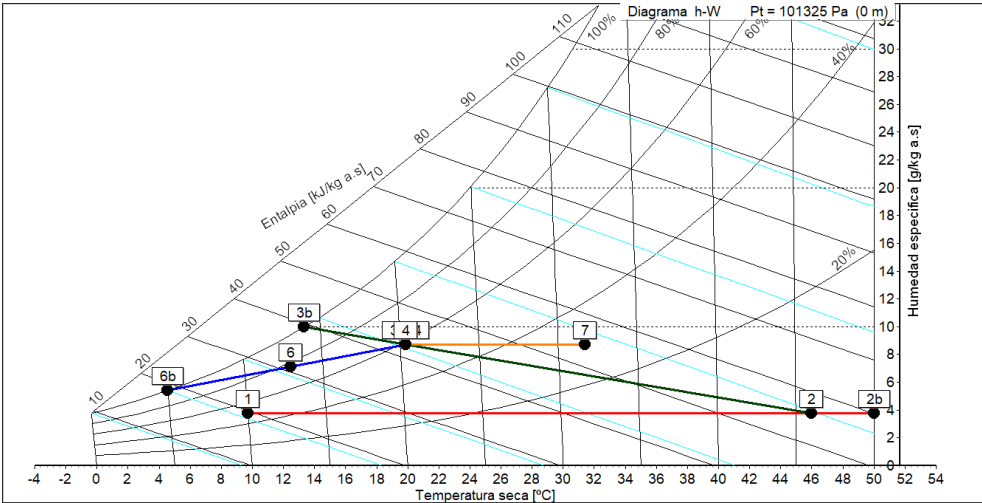


Figura 3.20: Representación del punto "6b" en el diagrama psicrométrico.

Para obtener las condiciones reales de salida utilizaremos el factor de bypass, y aplicaremos la potencia total intercambiada al cambio de entalpías del aire, así:

$$FB = \frac{h_{6b} - h_6}{h_{6b} - h_4} = \frac{W_2 - W_{2b}}{W_1 - W_{2b}} \approx \frac{T_2 - T_{2b}}{T_1 - T_{2b}}$$

Despejando la entalpía en "6" tenemos:

$$h_6 = h_{6b} + FB(h_{6b} - h_4) \tag{3.5}$$

Como no conocemos el valor del factor de bypass de la batería, no podemos hallar el valor de la entalpía. Utilizamos, por tanto, otra expresión que nos permita hallar la variable. El otro dato que conocemos de la batería es la potencia total de la misma, por tanto:

$$P_{cedida} = \dot{m}_4(h_6 - h_4)$$

Apliando la Ecuación 3.5 obtenemos:

$$P_{cedida} = \dot{m}_4(h_{6b} + FB(h_{6b} - h_4) - h_4)$$

Despejamos para hallar el factor de bypass, de modo que:

$$FB = 1 - \frac{P_{cedida}}{\dot{m}_4(h_{6b} - h_4)} = 1 - \frac{2}{0,172(18,59 - 42,64)} = 0,5165$$

Ahora sí que podemos obtener las condiciones de salida de la batería utilizando la Ecuación 3.5:

Aplicamos la definición del factor de bypass con las humedades específicas y obtenemos:

$$\begin{aligned} W_6 &= W_{6b} + FB(W_4 - W_{6b}) \\ &= 0,0054 + 0,5165(0,00873 - 0,0054) = 0,00711 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

El punto queda representado en el diagrama mostrado en la figura 3.21.

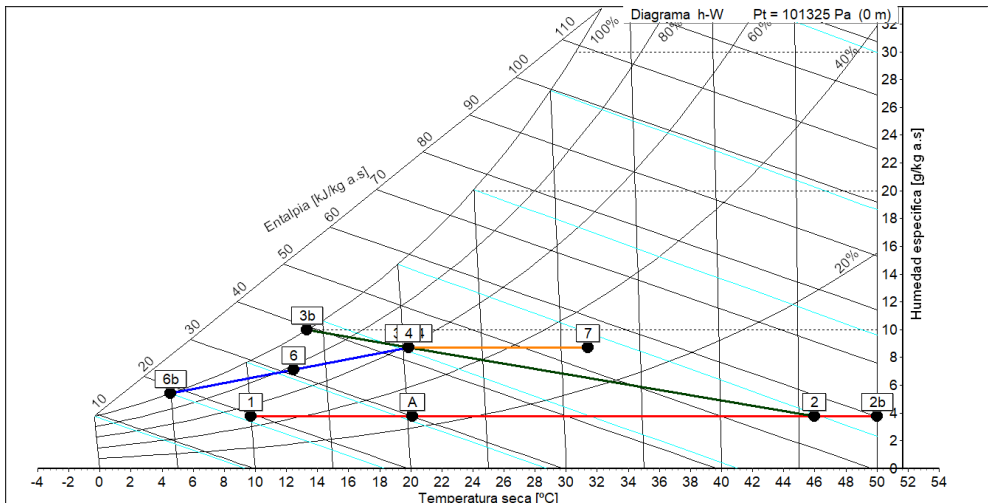


Figura 3.21: Representación del punto "6" y "6b" en el diagrama psicrométrico.

El resto de variables valen:

$$\begin{aligned} T_{s,6} &= 12,95 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,6} &= 8,98 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,6} &= 10,75 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_6 &= 76,8 \text{ [\%]} \end{aligned}$$

Calculamos ahora las potencias de cada elemento:

- Batería de calor

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{sensible} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 0,1721(56,08 - 19,61) = 12,553 \text{ [kW]}$$

- Humectador

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_1(h_3 - h_2) = 0,1721(42,65 - 56,08) = -4,627 \text{ [kW]}$$

En el proceso de humectación el aire pierde calor. Para obtener el calor sensible y latente traspasado en el humectador, utilizamos un punto ficticio "A", que tenga la misma temperatura seca que las condiciones de salida y la misma humedad específica que las condiciones de entrada (proceso "1"->"2" ver figura 2.4). De este modo, consideramos $T_{s,A} = T_{s,3} = 20,34 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_A = W_2 = 0,00379 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$. Se representa en el diagrama psicrométrico de la figura 3.22 el punto "A".

De este modo, calculamos el calor sensible y latente en el humectador:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s &= \dot{m}_1(h_A - h_1) = 0,3442(30,08 - 56,08) = -8,947 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_l &= \dot{m}_1(h_2 - h_A) = 0,3442(42,65 - 30,08) = 4,319 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

- Segunda batería de calor. La potencia es un dato del problema y son 2 [kW] transferidos como potencia sensible.
- Batería de frío. El enunciado nos indica que la potencia total de la batería es de 2 [kW].

Para discernir el calor sensible y latente eliminado en la batería fría, podemos ayudarnos de un punto ficticio "B", que tenga la misma temperatura seca que las condiciones de entrada y la misma humedad específica que las condiciones de salida, (ver figura 3.22) así:

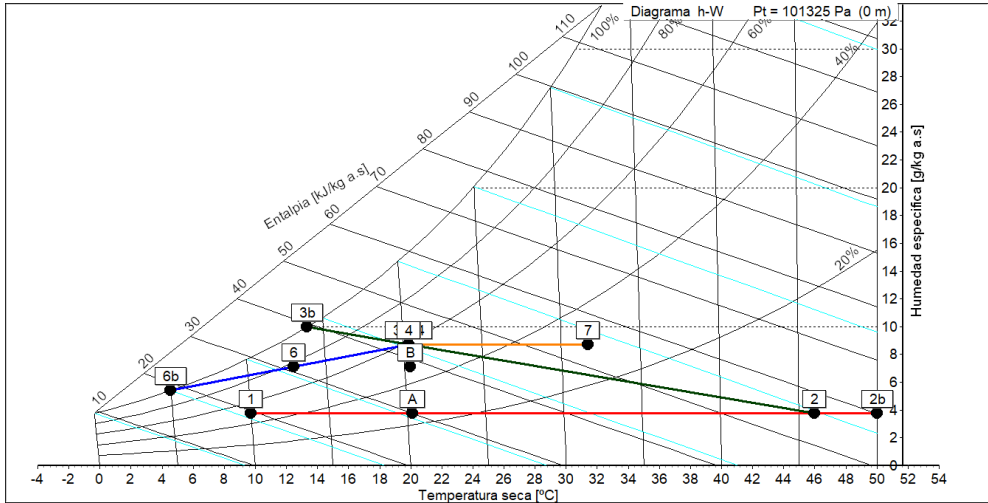


Figura 3.22: Representación de los puntos "A" y "B" en el diagrama psicrométrico.

$$T_{s,B} = T_{s,4} = 20,34 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_B = W_6 = 0,00712 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]}$$

Por tanto, la entalpía en el punto "B" viene de la expresión:

$$h_B = 1,006 \cdot T_{s,B} + W_B \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,B})$$

$$= 1,006 \cdot 20,34 + 0,00712 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 20,34) = 38,54 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]}$$

Calculamos el calor sensible y latente de la forma siguiente:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_4(h_4 - h_B) = 0,1721(31,01 - 38,54) = -1,27 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_4(h_B - h_6) = 0,1721(38,54 - 42,64) = -0,727 \text{ [kW]}$$

3.5 Problema 5

Ejercicio teórico para utilizar un proceso de humectación con vapor a una presión diferente a 1 atm.

3.5.1 Enunciado

En una localidad determinada que se encuentra a 1000 [m] está trabajando el equipo de la figura el cual maneja un caudal de aire de 2000 [m³/h] que se encuentra a 10 [°C] y una temperatura de rocío de 5 [°C] (punto "1"). Si se sabe que en la impulsión el aire está a 25 [°C] y tiene una humedad relativa del 50[%] (punto "3"). Determina:

1. ¿Qué cantidad de vapor hay que aportar por hora?
2. ¿Qué potencia tiene la batería de calor y las resistencias eléctricas?

Nota: No se permite ninguna aproximación y, por tanto, no es utilizable el diagrama psicrométrico.

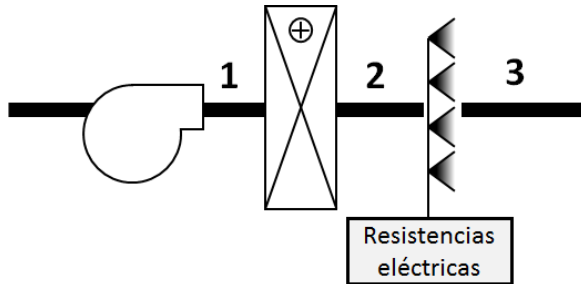


Figura 3.23: Esquema de la instalación de clima.

3.5.2 Solución

En primer lugar, calculamos la presión total del sistema, que depende de la altura sobre el nivel del mar por la relación:

$$\begin{aligned} P_T &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2561} \\ &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot 1000)^{5,2561} = 89\,874 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Al no ser utilizable el diagrama psicrométrico deberemos utilizar directamente las ecuaciones que definen los estados del aire húmedo.

Debemos, en primer lugar, determinar todas las propiedades del aire a la entrada del humidificador. De dicho aire conocemos su $P_T = 89\,874 \text{ [Pa]}$, su $T_{s,1} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y su $T_{r,1} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

La ecuación que relaciona para el agua la temperatura y la presión de saturación para una temperatura en el rango $0,04 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $50 \text{ [}^\circ\text{C]}$:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],1}}{35,859 - T_{s[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 10)}{35,859 - (273,159 + 10)} = 3,089 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,sat T=10 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 1229 \text{ [Pa]}$$

La presión parcial del vapor de agua la determinaremos mediante su temperatura de rocío de la forma:

$$\begin{aligned} \log P_{v,1} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{r[K],1}}{35,859 - T_{r[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 5)}{35,859 - (273,159 + 5)} = 2,941 \end{aligned}$$

$$P_{v,1} = 873 \text{ [Pa]}$$

La humedad específica será:

$$W_1 = 0,62198 \frac{P_{v,1}}{P_T - P_{v,1}} = 0,62198 \frac{873}{89874 - 873} = 0,00610 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

La humedad relativa se obtendrá mediante:

$$\phi_1 = 100 \frac{P_{v,1}}{P_{v,satT=10} [^\circ\text{C}]} = 100 \frac{873}{1229} = 71,03 [\%]$$

Calculamos la entalpía en función de la temperatura seca del aire y la humedad específica:

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,006 \cdot T_{s,1} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1}) \\ &= 1,006 \cdot 10 + 0,00610 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 10) = 25,4 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Calculamos el volumen específico:

$$v_{e,1} = 287 \frac{T_{s[K],1}}{P_T - P_{v,1}} = 287 \frac{273,159 + 10}{89874 - 873} = 0,9131 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Ahora podemos hallar el caudal másico que se está tratando en el equipo:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_{e,1}} = \frac{2000/3600}{0,9131} = 0,6094 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

El enunciado también nos indica las condiciones de salida del aire de impulsión (punto "3"): $T_{s,3} = 25 [^\circ\text{C}]$ y $\phi_3 = 50 [\%]$. Calculamos ahora el resto de variables del punto de impulsión:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],3}}{35,859 - T_{s[K],3}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 25)}{35,859 - (273,159 + 25)} = 3,501 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=25} [^\circ\text{C}] = 3169 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v3} = \frac{\phi_3}{100} P_{v,satT=25\text{ [}^\circ\text{C]}} = 1585 \text{ [Pa]}$$

$$W_3 = 0,62198 \frac{P_{v,3}}{P_T - P_{v,3}} = 0,62198 \frac{1585}{89874 - 1585} = 0,011166 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Conocida la humedad específica y la temperatura seca, podemos hallar el valor de la entalpía en dicho punto:

$$\begin{aligned} h_3 &= 1,006 \cdot T_{s,3} + W_3 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,3}) \\ &= 1,006 \cdot 25 + 0,011166 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 25) = 53,59 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

La diferencia de humedad específica entre los puntos "1" y "3" se debe únicamente al humectador, ya que la batería de calor no aporta vapor a la corriente de aire. Podemos calcular la masa de vapor aportado del siguiente modo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v &= \dot{m}_1 (W_3 - W_1) = 0,6084(0,011166 - 0,00610) \\ &= 0,00308 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{s}] = 11,096 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}] \end{aligned}$$

Como la presión total no es de 1[atm] (101325 [Pa]) la temperatura a la que se produce el vapor no son 100 [°C].

Las ecuaciones simples están fuera del rango de temperatura que queremos determinar, por lo tanto tendremos que utilizar la ecuación más ajustada dada por ASHRAE Ecuación 2.5, con los coeficientes correspondientes de la tabla 2.1. Imponemos el valor de $P_{vs} = 89874$ [Pa] e iterando en la Ecuación 2.5 obtenemos un valor de $T_{vapor} = 369,799$ [K] = 96,64 [°C].

El valor de la entalpía del vapor a 96,64 [°C] es:

$$h_v = 2501 + 1,86T_v = 2501 + 1,86 \cdot 96,64 = 2680,7 \text{ [kJ/kg]}$$

Realizando un balance de energía entre el punto "2" y "3" podemos determinar la entalpía del punto "2", así:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_v h_v &= \dot{m}_1 h_3 \\ h_2 &= h_3 - \frac{\dot{m}_v h_v}{\dot{m}_1} = 53,59 - \frac{0,00308 \cdot 2680,7}{0,6084} = 40,02 \text{ [kJ/kg]} \end{aligned}$$

El punto "2" tiene la misma humedad específica que la entrada (punto "1"), por lo tanto: $W_2 = W_1 = 0,00610$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}]. Entonces, conocidas la humedad específica y la entalpía, podemos hallar el valor de la temperatura seca en "2":

$$T_{s,2} = \frac{h_2 - 2501W_2}{1,006 + 1,86W_2} = \frac{40,02 - 2501 \cdot 0,00610}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00610} = 24,34 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Ahora que conocemos las condiciones del punto "2", podemos calcular la potencia intercambiada en cada equipo.

- Bateria caliente

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T = \dot{Q}_s &= \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 0,6084(40,02 - 25,4) = 8,895 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

- Humectador

Calor comunicado en el humectador de vapor, en este caso el proceso se desplaza del "1" al "22" en la figura 2.4. Por lo tanto, el punto "A" queda determinado por la humedad específica del punto "2" entrada y por la temperatura del punto "3" salida: $T_{s,A} = T_{s,3} = 25$ [°C] y $W_A = W_2 = 0,00610$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}]

Con estos datos podemos hallar el valor de la entalpía del punto "A".

$$\begin{aligned} h_A &= 1,006 \cdot T_{s,A} + W_A \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,A}) \\ &= 1,006 \cdot 25 + 0,00610 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 25) = 40,69 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Por lo tanto el calor intercambiado con la corriente es:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \dot{m}_1(h_3 - h_2) = 0,6084(53,59 - 40,276) = 8,256 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_s &= \dot{m}_1(h_A - h_2) = 0,6084(40,69 - 40,02) = 0,408 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_l &= \dot{m}_1(h_3 - h_A) = 0,6084(53,59 - 40,69) = 7,848 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

Como observamos el proceso para el aire es "casi" isoterma. Igualmente, el punto "2" se podría haber obtenido teniendo en cuenta la recta de maniobra igual a la entalpía de vapor $RM = h_v = 2680,7$ [kJ/kg] con la intersección de la humedad específica constante del punto "1".

Mediante el programa Sicro tenemos representado el proceso, lo podemos observar en la figura 3.24.

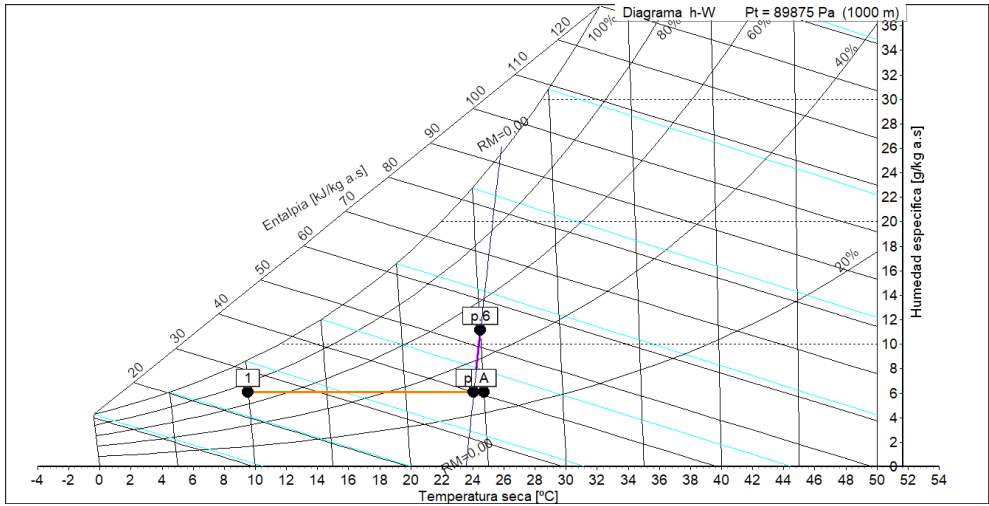


Figura 3.24: Representación del proceso en el diagrama psicrométrico.

3.6 Problema 6

Ejercicio teórico para observar que el orden en que se colocan los equipos en un climatizador es importante.

3.6.1 Enunciado

Un local en invierno se debe mantener a $20\text{ [}^\circ\text{C]}$ con una humedad relativa del 60 [\%] (punto "1"). Para ello se deben impulsar $1000\text{ [m}^3\text{/h]}$ a $28\text{ [}^\circ\text{C]}$ y con una humedad del 50 [\%] (punto "3"). Estas condiciones de impulsión se obtienen después de hacer el cálculo de cargas sensibles y latentes que hay que contrarrestar en el local.

Se proponen dos tipos de esquemas de instalación, representados en la figura 3.25.

Determinar:

1. Condiciones de los puntos en la solución "A" y "B" que satisfacen los requerimientos.
2. Para esos mismos casos, eficiencia del humectador y temperatura de la batería caliente.
3. Potencia sensible y latente puesta en juego en cada equipo.
4. Cantidad de agua (kg/h) que hay que aportar al equipo de humectación.

Nota:

- Presión total $101\,325\text{ [Pa]}$. Se permite el uso y lectura en el diagrama psicrométrico.
- Factor de bypass de la batería caliente $0,1$.
- Eficiencia del humectador de recirculación a determinar.

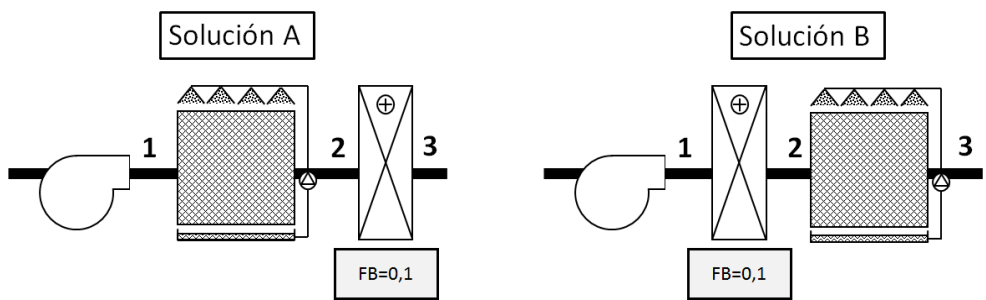


Figura 3.25: Esquemas de las instalaciones propuestas.

3.6.2 Solución

punto 1

Como datos del enunciado nos han facilitado las condiciones de entrada y de salida en ambos equipos, podemos representar los puntos en el diagrama y obtener las demás propiedades figura 3.26.

Punto "1":

Conocemos $T_{s,1} = 20 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_1 = 60 [\%]$. Leemos en el diagrama:

$$W_1 = 0,008\,734 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$h_1 = 42,29 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$v_{e,1} = 0,8421 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{r,1} = 12,01 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{h,1} = 15,14 [^{\circ}\text{C}]$$

$$P_{v,1} = 1403 [\text{Pa}]$$

Punto "3":

Conocemos $T_{s,3} = 28 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_3 = 50 [\%]$. Leemos en el diagrama:

$$W_3 = 0,011\,829 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$h_3 = 58,37 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$v_{e,3} = 0,8693 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{r,3} = 16,62 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{h,3} = 20,36 [^{\circ}\text{C}]$$

$$P_{v,3} = 1891 [\text{Pa}]$$

Como se deben impulsar $1000 [\text{m}^3/\text{h}]$ a la salida, el caudal másico que circula por el equipo es:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_{e,1}} = \frac{1000/3600}{0,9131} = 0,319\,56 [\text{kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

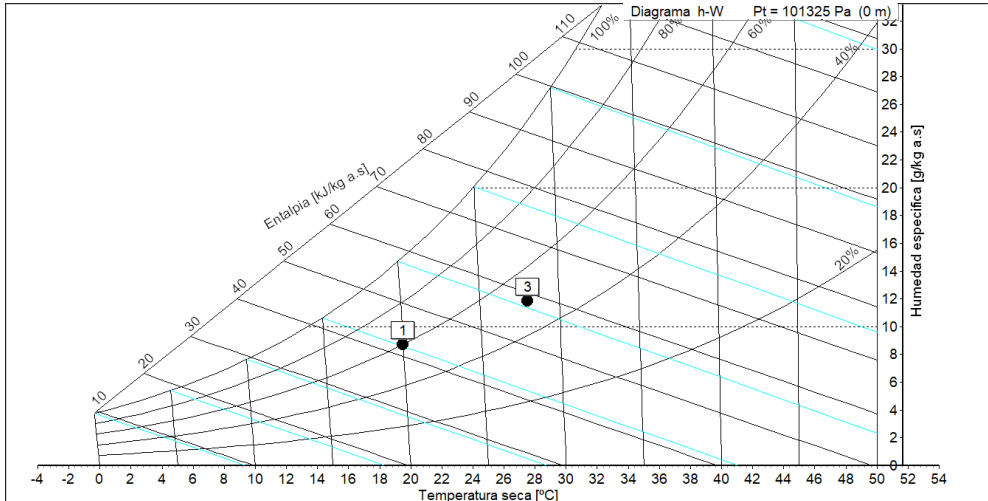


Figura 3.26: Representación en el diagrama psicrometrico de los puntos "1" y "3".

■ Solución "A"

Con esta solución a la salida del humectador deberíamos tener la humedad específica del aire a la salida, ya que la posterior batería de calor no aporta humedad.

Si observamos en el diagrama con una temperatura húmeda del punto "1" y con una humedad específica del 100[%] (máxima condición de salida del humectador), aún no obtenemos la humedad específica de salida. Por lo tanto, con esta disposición no podríamos obtener nunca la solución. Todo esto se ha representado en el diagrama (figura 3.27).

■ Solución "B"

Con esta solución, la salida de la batería de calor, punto "2" deberá tener la temperatura húmeda del punto "3", ya que después existe un humectador con recirculación y la misma humedad específica que el punto "1". Se representa en la figura 3.28.

Del punto "2" conocemos, por tanto, $W_2 = 0,008734$ [kg_{H₂O}/kg_{as}] y $T_{h,2} = 20,36$ [°C]. Leyendo en el diagrama podemos ver el resto de propiedades.

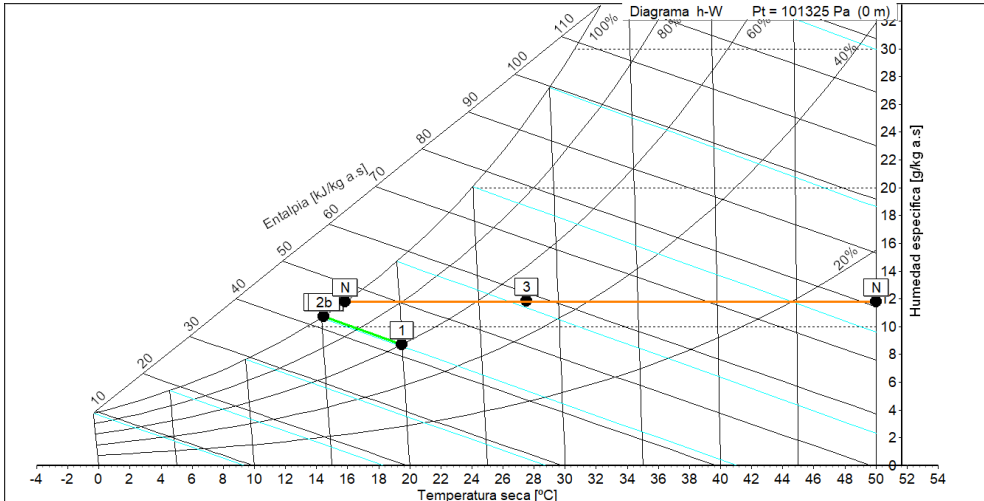


Figura 3.27: Representación del proceso de la solución "A".

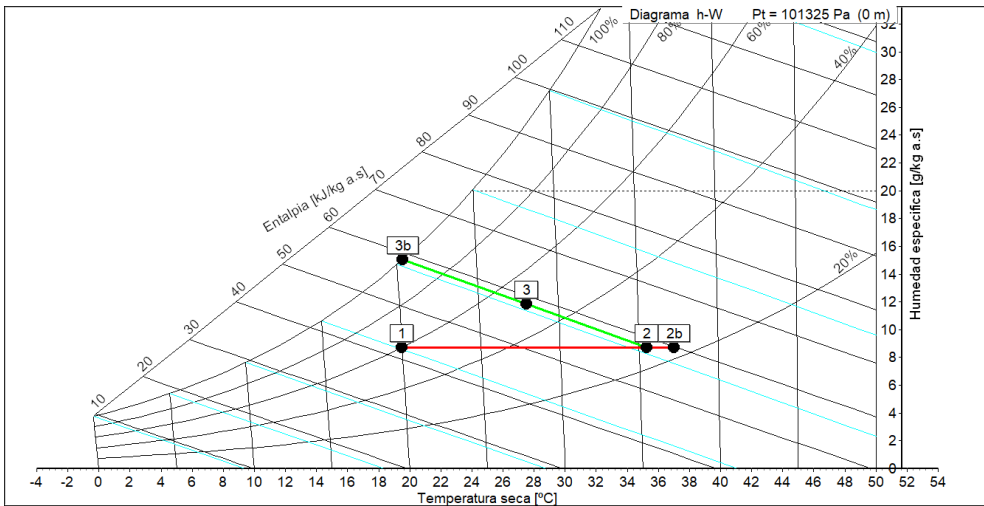


Figura 3.28: Representación del proceso de la solución "B".

$$\begin{aligned}
 T_{s,2} &= 35,48 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,2} &= 12,01 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 h_2 &= 58,11 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]} \\
 \phi_2 &= 24,3 \text{ [%]} \\
 P_{v,2} &= 1403 \text{ [Pa]} \\
 v_{e,2} &= 0,8866 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}
 \end{aligned}$$

punto 2

Como el factor de bypass de la batería caliente es 0,1 obtenemos la temperatura superficial de la batería mediante:

$$FB = \frac{T_{2b} - T_2}{T_{2b} - T_1}$$

Despejando y substituyendo los valores conocidos obtenemos la temperatura de la batería de calor.

$$T_{2b} = \frac{T_{s,2} - FB \cdot T_{s,1}}{1 - FB} = \frac{35,48 - 0,1 \cdot 20}{1 - 0,1} = 37,2 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Por otro lado, la eficiencia del humidificador se obtendrá de:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_3 - W_2}{W_{3b} - W_2}$$

El punto "3b" lo obtendremos con una temperatura seca igual a la temperatura húmeda del punto "3", 20,36 [°C], y con una humedad relativa del 100 [%]. Por lo que $W_{3b} = 0,015034 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$.

Substituyendo valores, la eficiencia es:

$$EFI = 100 \frac{0,011829 - 0,008734}{0,015034 - 0,008734} = 49,13 \text{ [%]}$$

punto 3

La potencia puesta en juego en la batería caliente será:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_T = \dot{Q}_s = \dot{m}_1(h_2 - h_1) &= 0,31956(58,11 - 42,29) = 5,05 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [W]}\end{aligned}$$

La potencia puesta en juego en el humectador, en este caso el proceso se desplaza del "1" al "21" de acuerdo con la figura 2.4. Por lo tanto, el punto "A" queda determinado por la humedad específica del punto "2" (entrada) y por la temperatura del punto "3" (salida). Se puede leer en el diagrama de la figura 3.28.

$$\begin{aligned}T_{s,A} = T_{s,3} &= 28 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ W_A = W_2 &= 0,008734 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

Podemos calcular la entalpía del punto "A" como:

$$\begin{aligned}h_A &= 1,006 \cdot T_{s,A} + W_A \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,A}) \\ &= 1,006 \cdot 28 + 0,008734 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 28) = 40,69 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

Con ello, podemos calcular ahora la potencia total, sensible y latente:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_T &= \dot{m}_1(h_3 - h_2) = 0,31956(58,37 - 58,11) = 0,083 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_s &= \dot{m}_1(h_A - h_2) = 0,31956(58,37 - 50,47) = 2,524 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_l &= \dot{m}_1(h_3 - h_A) = 0,31956(50,47 - 58,11) = -2,441 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

punto 4

La cantidad de agua aportada por el humectador se obtendrá de:

$$\begin{aligned}\dot{m}_w &= \dot{m}_1(W_3 - W_2) = 0,31956(0,011829 - 0,008734) \\ &= 0,000989 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{s]} = 3,56 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}]\end{aligned}$$

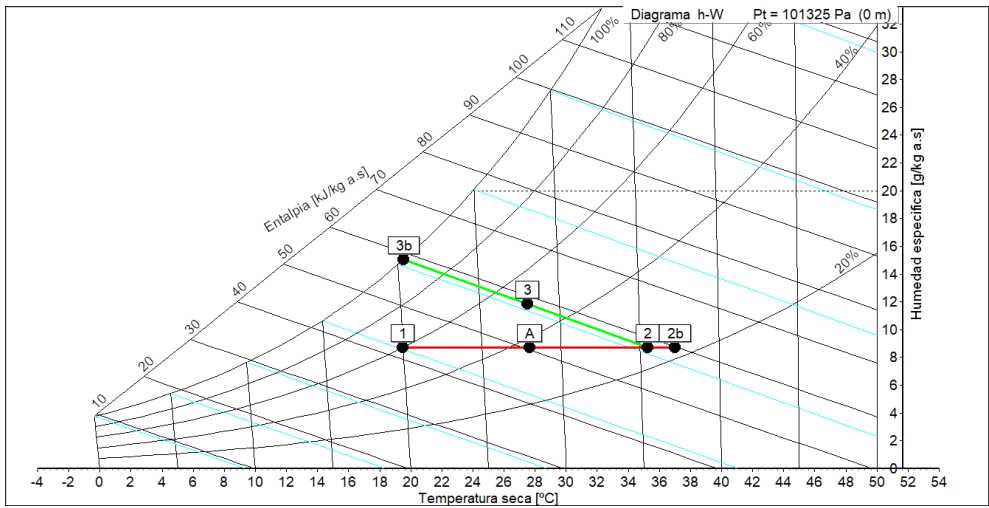


Figura 3.29: Representación del punto "A" en el diagrama psicrométrico.

Capítulo 4

Problemas de unidades de tratamiento de aire

4.1 Problema 7

Importancia del uso conjunto de un humidificador y un recuperador de calor sensible.

4.1.1 Enunciado

Se han dispuesto un conjunto de lavadores de agua con recirculación (eficiencia 75[%]) y recuperadores de calor sensible del tipo rotativos, tal y como se muestra en la figura 4.1. Las masas de aire que circulan son: aire exterior $m_1 = m_4 = 10\,000$ [kg/h] y en la derivación $m_9 = m_6 = 5000$ [kg/h]. Si las condiciones exteriores son de 32 [°C] de temperatura seca y 30[%] de humedad relativa y el local lo queremos mantener a 25 [°C] de temperatura seca y 60[%] de humedad relativa.

Se pide:

1. ¿Qué potencia sensible y latente es capaz de compensar el sistema en el local?
2. ¿Cuál es el caudal de agua evaporada?
3. ¿La temperatura seca de impulsión puede ser inferior a la temperatura húmeda del exterior?

Nota:

- No se permite ninguna aproximación.
- Se permite el uso del diagrama psicrométrico.
- Los caudales de aire seco se especifican en el esquema.

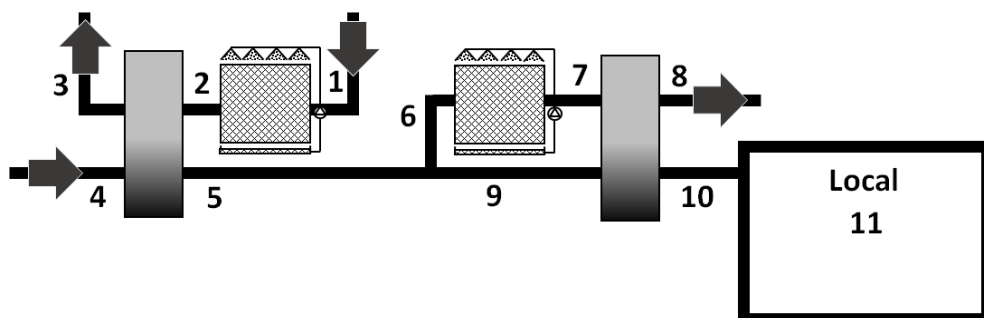


Figura 4.1: Esquema de la instalación.

4.1.2 Solución

punto 1

En primer lugar, podemos situar en el diagrama psicrométrico (figura 4.2) las condiciones exteriores (puntos "1" y "4") y las del local (punto "11"). La presión total es de $1[atm](101\,325\text{ [Pa]})$ por estar a nivel del mar.

Las condiciones del local son: $T_{s,11} = 25\text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{11} = 60[\%]$. Por lo que se puede leer:

$$\begin{aligned}T_{r,11} &= 16,70\text{ [}^\circ\text{C]} \\T_{h,11} &= 19,47\text{ [}^\circ\text{C]} \\W_{11} &= 0,011\,895\text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]} \\h_{11} &= 55,45\text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]}\end{aligned}$$

En lo que respecta a las condiciones exteriores, $T_{s,1} = 32\text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_1 = 30[\%]$. Por lo que se puede leer:

$$\begin{aligned}T_{r,1} &= 12,27\text{ [}^\circ\text{C]} \\T_{h,1} &= 19,39\text{ [}^\circ\text{C]} \\W_1 &= 0,008\,888\text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]} \\h_1 &= 54,95\text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]} \\v_{e,1} &= 0,8768\text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]}\end{aligned}$$

Conocida la masa de aire circulante ($m_1 = m_4 = 10\,000\text{ [kg/h]} = 2,7778\text{ [kg/s]}$), el caudal volumétrico es:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_1 \cdot v_{e,1} = 10000 \cdot 0,8768 = 8768\text{ [m}^3/\text{h]}$$

En primer lugar, debemos estimar las condiciones ideales de salida del lavador, las cuales las encontraremos en base a la temperatura húmeda del aire con una humedad relativa del $100[\%]$. De este modo: $T_{h,2b} = 19,39\text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{2b} = 100[\%]$. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{s,2b} &= T_{r,2b} = 19,39\text{ [}^\circ\text{C]} \\W_{2b} &= 0,014\,137\text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]}\end{aligned}$$

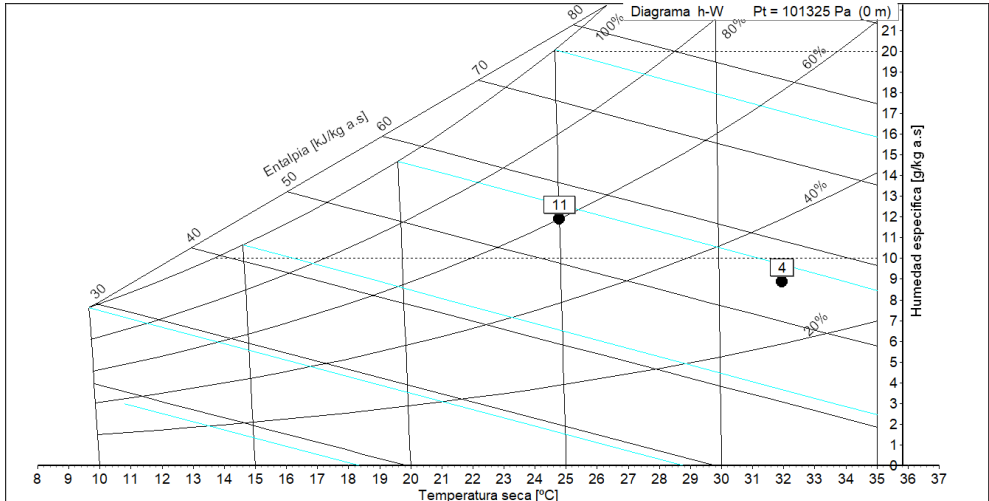


Figura 4.2: Representación de las condiciones exteriores e interiores del local en el diagrama psicrométrico.

El punto "2", salida del primer recirculador de agua, lo encontramos en base a la eficiencia del 75 [%] que nos indican, así:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_2 - W_1}{W_{2b} - W_1}$$

De donde,

$$\begin{aligned} W_2 &= W_1 + \frac{EFI}{100} (W_{2b} - W_1) \\ &= 0,008888 + 0,75 \cdot (0,014137 - 0,008888) = 0,012825 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Y con su temperatura húmeda (igual a la de entrada por ser un recirculador) $T_{h,2} = 19,39 \text{ [}^\circ\text{C]}$ obtenemos las demás propiedades y representamos el proceso en el diagrama (figura 4.4).

$$\begin{aligned}
 T_{r,2} &= 17,87 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{s,2} &= 22,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 h_2 &= 55,27 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]} \\
 \phi_2 &= 75 \text{ [\%]}
 \end{aligned}$$

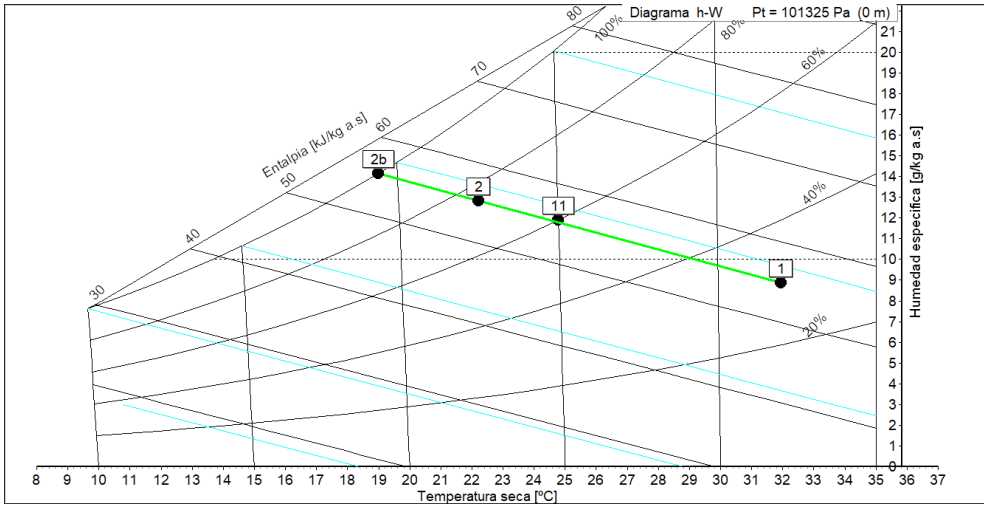


Figura 4.3: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

Ahora podemos analizar el intercambiador sensible que viene a continuación. Como los caudales de aire son los mismos, el mínimo $m \cdot Cp_{min}$ será el de la corriente que tenga menor Cp , es decir, menor contenido de vapor (recordar que $Cp = Cp_{as} + Cp_v \cdot W$), que en nuestro caso es la corriente del punto "4". La diferencia es mínima y podía haberse supuesto el caso contrario, los valores serían prácticamente los mismos. Por tanto, las condiciones de salida las podemos obtener como:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,4} - T_{s,5}}{T_{s,4} - T_{s,2}}$$

De donde, despejando y substituyendo tenemos:

$$\begin{aligned} T_{s,5} &= T_{s,4} + \frac{EFI}{100}(T_{s,4} - T_{s,2}) \\ &= 32 + 0,75 \cdot (32 - 22,52) = 24,89 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

El punto "5" mantendrá la humedad específica del punto "4" ($W_5 = W_4 = 0,008888 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$) ya que la temperatura de salida es superior a la de rocío del punto de entrada (punto "4" $T_{r,4} = 12,27 \text{ [}^\circ\text{C]}$).

Con estos valores, podemos determinar todas las demás condiciones del punto "5".

$$\begin{aligned} T_{r,5} &= 12,27 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,5} &= 17,03 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_5 &= 47,68 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \\ \phi_5 &= 45 \text{ [%]} \end{aligned}$$

Las condiciones del punto "3" (salida del recuperador de la corriente que se expulsa) se puede determinar haciendo un balance de energía en el recuperador, así:

$$\dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_5)$$

Teniendo en cuenta que las masas son las mismas, obtenemos:

$$h_3 = h_2 + (h_4 - h_5) = 55,27 + (54,95 - 47,68) = 62,54 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

Finalmente, con esta entalpía y sabiendo que la humedad específica del punto "3" es la misma que la del punto "2", es decir $W_3 = W_2 = 0,012825 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$, podemos obtener todas las demás propiedades y situar el proceso completo en el diagrama (figura 4.4).

$$\begin{aligned} T_{s,3} &= 29,58 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,3} &= 17,87 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,3} &= 21,55 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_3 &= 49 \text{ [%]} \end{aligned}$$

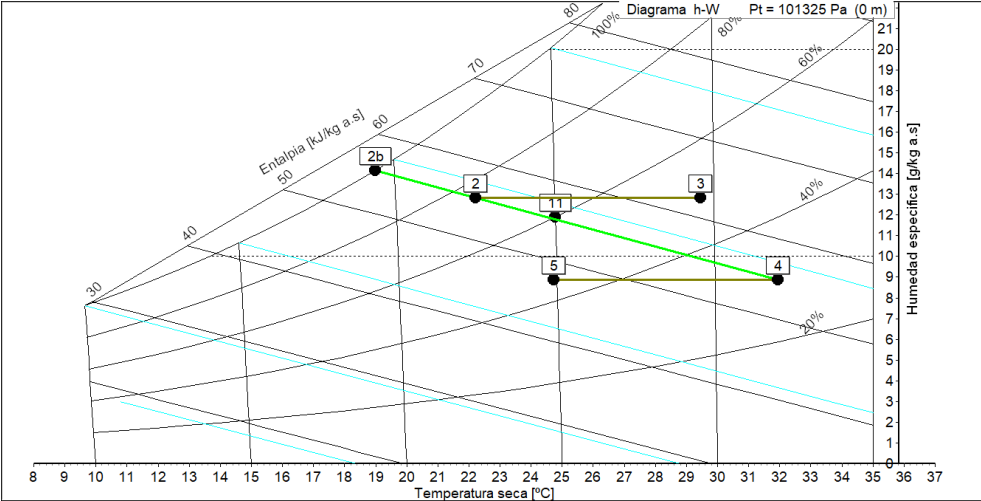


Figura 4.4: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

Si siguiendo el proceso, debemos estimar las condiciones ideales de salida del siguiente lavador (punto "7b"), las cuales, las encontraremos en base a la temperatura húmeda del aire ($T_{h,7b} = 17 [^{\circ}\text{C}]$) con una humedad relativa del $\phi_{7b} = 100 [\%]$. Del diagrama de la figura 4.5 leemos:

$$T_{s,7b} = T_{r,7b} = 17 [^{\circ}\text{C}]$$

$$W_{7b} = 0,012153 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

El punto "7", salida del segundo recirculador de agua, lo encontramos en base a la eficiencia del 75 [%] que nos indican (recordemos pto "6"="5"), así:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_7 - W_6}{W_{7b} - W_6} = \frac{W_7 - W_5}{W_{7b} - W_5}$$

De donde obtenemos:

$$W_7 = W_5 + \frac{EFI}{100} (W_{7b} - W_5)$$

$$= 0,008888 + 0,75 \cdot (0,012153 - 0,008888) = 0,011336 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Y con su temperatura húmeda, igual a la de entrada por ser un recirculador, $T_{h,7} = 17,03$ [°C], obtenemos las demás propiedades y representamos el proceso en el diagrama (figura 4.5).

$$\begin{aligned} T_{s,7} &= 18,99 \text{ [°C]} \\ T_{r,7} &= 15,96 \text{ [°C]} \\ h_7 &= 47,85 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \\ \phi_7 &= 83 \text{ [%]} \end{aligned}$$

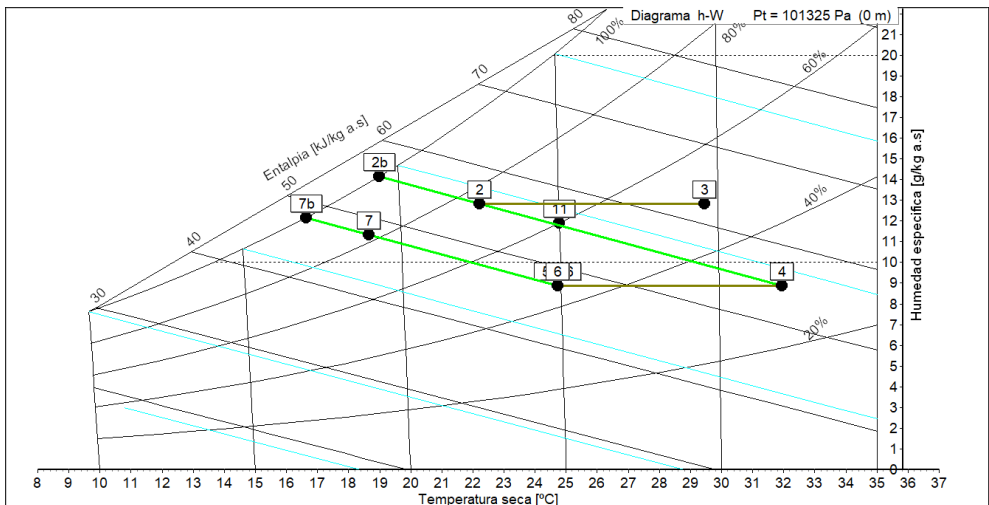


Figura 4.5: Representación del punto "7b" en el diagrama psicrométrico.

Finalmente, analizaremos el segundo intercambiador sensible que viene a continuación. Como en el caso anterior, los caudales de aire son los mismos (aunque un 50[%] de los iniciales). El mínimo $m \cdot Cp_{min}$ será el de la corriente que tenga menor Cp , es decir, menor contenido de vapor (recordar que $Cp = Cp_{as} + Cp_v \cdot W$). En nuestro caso se trata de la corriente del punto "9". La diferencia es mínima y podía haberse supuesto el caso contrario, y los valores serían prácticamente los mismos. Por tanto, las condiciones de salida las podemos obtener como:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,9} - T_{s,10}}{T_{s,9} - T_{s,7}}$$

De donde, despejando y substituyendo tenemos:

$$\begin{aligned} T_{s,10} &= T_{s,9} + \frac{EFI}{100}(T_{s,9} - T_{s,7}) \\ &= 24,89 + 0,75 \cdot (24,89 - 18,99) = 20,46 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

El punto "10" mantendrá la humedad específica del punto "9" ($W_{10} = W_9 = 0,008\ 888 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$) ya que la temperatura de salida es superior a la de rocío del punto de entrada (punto "9" $T_{r,9} = 12,27 \text{ [}^\circ\text{C]}$).

Con estos valores podemos determinar todas las demás condiciones del punto "10":

$$\begin{aligned} T_{r,10} &= 12,27 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,10} &= 15,45 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{10} &= 43,15 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \\ \phi_{10} &= 59 \text{ [%]} \end{aligned}$$

Las condiciones del punto "8" (salida del recuperador de la corriente que se expulsa) se pueden determinar haciendo un balance de energía en el recuperador, así:

$$\dot{m}_6(h_8 - h_7) = \dot{m}_9(h_9 - h_{10})$$

Teniendo en cuenta que las masas son las mismas, obtenemos:

$$h_8 = h_7 + (h_9 - h_{10}) = 47,85 + (47,68 - 43,15) = 52,38 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

Finalmente, con esta entalpía y sabiendo que la humedad específica del punto "8" es la misma que la del punto "7", es decir, $W_8 = W_7 = 0,011\ 336 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$, podemos obtener todas las demás propiedades y situar el proceso completo en el diagrama (figura 4.6).

$$\begin{aligned} T_{s,8} &= 23,40 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,8} &= 15,96 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,8} &= 18,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_8 &= 63 \text{ [%]} \end{aligned}$$

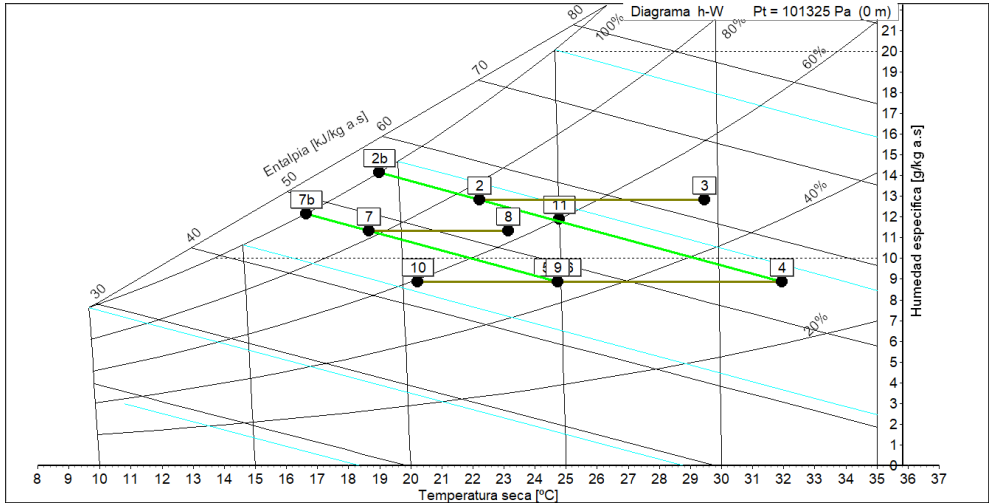


Figura 4.6: Representación del proceso completo sobre el diagrama psicrométrico.

El caudal de aire que circula por el punto "10" es la mitad del inicial, por tanto:

$$\dot{m}_{10} = 5000 \text{ [kg/h]} = 1,3889 \text{ [kg/s]}$$

El aire, finalmente, alcanza el local siguiéndose el proceso desde la impulsión al local. Este proceso es el representado como ("1"-22") en la figura 2.4, y por tanto el punto "A" se localizará con la humedad de impulsión (punto "10") y la temperatura del local (punto "11").

$$\begin{aligned} h_A &= 1,006 \cdot T_{s,11} + W_{10} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,11}) \\ &= 1,006 \cdot 25 + 0,008888 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 25) = 47,79 \text{ [kJ/kg}_{as}] \end{aligned}$$

De esta manera:

- $\dot{Q}_s = \dot{m}_{10}(h_A - h_{10}) = 1,3889(47,79 - 43,15) = 6,44 \text{ [kW]}$
- $\dot{Q}_l = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_A) = 1,3889(55,45 - 47,79) = 10,63 \text{ [kW]}$

punto 2

La cantidad de agua evaporada se puede estimar como la cantidad de agua que el aire absorbe en los lavadores, es decir, de "1" a "2" y de "5" a "6". Por tanto:

$$\begin{aligned} \dot{m}_w &= \dot{m}_1(W_2 - W_1) + \dot{m}_6(W_7 - W_6) \\ &= 2,7778(0,012825 - 0,008888) + 1,011336(0,011336 - 0,008888) \\ &= 0,1437 \text{ [kg}_w\text{/s]} = 51,73 \text{ [kg}_w\text{/h]} \end{aligned}$$

punto 3

Observando la temperatura seca del punto "10", punto de impulsión ($T_{s,10} = 20,46 \text{ [}^\circ\text{C]}$) y la temperatura húmeda de las condiciones exteriores ($T_{h,1} = 19,47 \text{ [}^\circ\text{C]}$) podemos apreciar que en estos momentos $T_{s,10} > T_{h,1}$.

Si seguimos y realizamos una vez más una división del caudal y lo sometemos a una humectación y a un intercambiador sensible, el proceso se puede representar gráficamente como se observa en la figura 4.7.

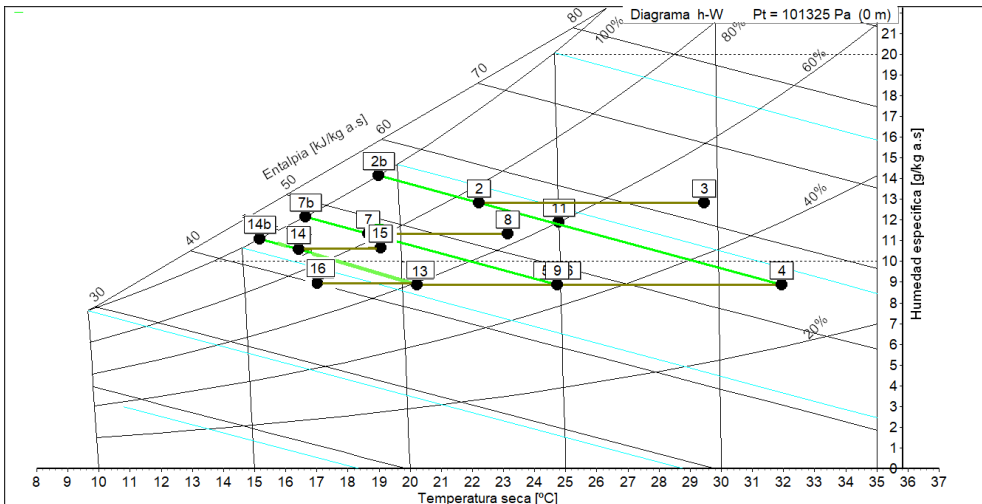


Figura 4.7: Representación del proceso ampliado en el diagrama psicrométrico.

En este último caso, las condiciones de salida finales (punto "16") en temperatura seca sería $T_{s,16} = 17,64 [^{\circ}\text{C}]$ y, por lo tanto, sería inferior a la temperatura húmeda del aire a la entrada ($T_{h,1} = 19,47 [^{\circ}\text{C}]$). Como podemos observar, el proceso repetido podría llegar a alcanzar la temperatura de rocío del aire a la entrada.

4.2 Problema 8

En este ejercicio se plantea de conocer como funciona básicamente una unidad de tratamiento de aire primario en invierno.

4.2.1 Enunciado

Se desea calcular las condiciones de impulsión de la UTA representada en la figura 4.8, que está trabajando en invierno en un instante dado con las siguientes características:

- Altura de la localidad 600 [m]
- Condiciones del local: $T_s = 22$ [°C] y $\phi = 40$ [%]
- Condiciones exteriores: $T_s = 0$ [°C] y $\phi = 90$ [%]
- Caudal del ventilador de retorno (aire extraído) 10 000 [m³/h]
- El caudal de aire exterior es de 3000 [m³/h]
- Se sitúan las compuertas de mezcla de forma que el caudal de aire descargado es el 20 [%] del extraído
- Eficiencia del recuperador sensible del 35 [%] (según norma UNE-EN-308)
- Batería de agua caliente con un $FB = 0,2$ y $T_{adp} = 45$ [°C]
- Humectador adiabático trabajando con una eficiencia del 40 [%]
- En modo invierno la batería de frío está desconectada.

Determinar:

1. ¿Cuáles son las condiciones de impulsión de la UTA?
2. ¿Qué hubiera sucedido si el recuperador trabajara con una eficiencia del 50 [%] permaneciendo los demás parámetros iguales?
3. ¿En qué condiciones saldrían los puntos "4" y "3" en caso de ser un recuperador de placas o rotativo?

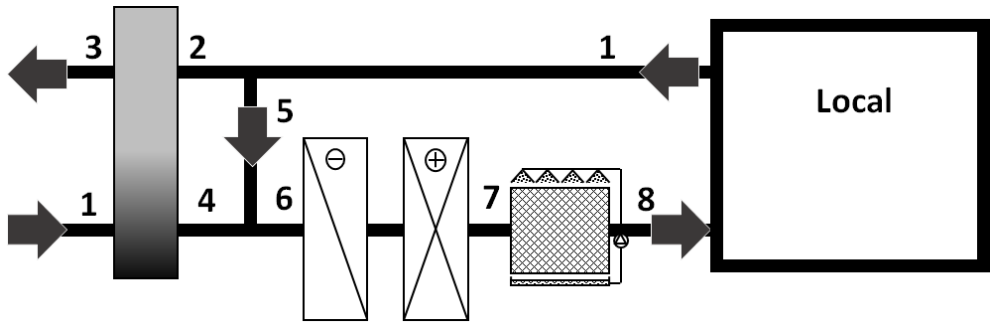


Figura 4.8: Esquema de la UTA.

4.2.2 Solución

punto 1

En primer lugar calculamos la presión total del sistema que depende de la altura sobre el nivel del mar por la relación:

$$\begin{aligned} P_T &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2561} \\ &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot 600)^{5,2561} = 94\,322 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Calculamos ahora las condiciones del local sabiendo que la temperatura del mismo es $T_s = 22 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y la humedad relativa $\phi = 40 \text{ [%]}$.

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],9}}{35,859 - T_{s[K],9}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 22)}{35,859 - (273,159 + 22)} = 3,422 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=22\text{ [}^\circ\text{C]}} = 2645 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,9} = \frac{\phi_9}{100} P_{v,satT=22\text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{40}{100} 2646 = 1058 \text{ [Pa]}$$

$$W_9 = 0,62198 \frac{P_{v,9}}{P_T - P_{v,9}} = 0,62198 \frac{1058}{94322 - 1058} = 0,007\,055 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$\begin{aligned} h_9 &= 1,006 \cdot T_{s,9} + W_9 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,9}) \\ &= 1,006 \cdot 22 + 0,00936 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 22) = 40,06 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

$$v_{e,9} = 287 \frac{T_{s[K],9}}{P_T - P_{v,9}} = 287 \frac{273,159 + 22}{94322 - 1058} = 0,9084 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Calculamos el caudal másico de la corriente "9":

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_9}{v_{e,9}} = \frac{10000}{0,9084} = 11\,008 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{h}] = 3,0579 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

Como hacia el recuperador se desvía el 20[%], las condiciones del punto "2" son las mismas que las del punto "9" excepto su masa, que en este caso es:

$$\dot{m}_2 = 0,2\dot{m}_9 = 0,2 \cdot 3,0579 = 0,6116 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

Por lo tanto, se desvía el 80[%] a la corriente principal, las condiciones del punto "5" son las mismas que las del punto "9" excepto su masa, que en este caso es:

$$\dot{m}_5 = 0,8\dot{m}_9 = 0,8 \cdot 3,0579 = 2,4463 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

A continuación, en base a los datos del enunciado, calculamos las condiciones del exterior, que serán las del punto "1". Sabemos que la temperatura seca es $T_s = 0 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y la humedad relativa $\phi = 90 \text{ [%]}$, por tanto:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],1}}{35,859 - T_{s[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 0)}{35,859 - (273,159 + 0)} = 2,786 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=0 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 611 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,1} = \frac{\phi_1}{100} P_{v,satT=0 \text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{90}{100} 611 = 550 \text{ [Pa]}$$

$$W_1 = 0,62198 \frac{P_{v,1}}{P_T - P_{v,1}} = 0,62198 \frac{550}{94322 - 550} = 0,003649 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,006 \cdot T_{s,1} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1}) \\ &= 1,006 \cdot 0 + 0,00936 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 0) = 9,12 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$v_{e,1} = 287 \frac{T_{s[K],1}}{P_T - P_{v,1}} = 287 \frac{273,159 + 0}{94322 - 550} = 0,8361 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Calculamos el caudal másico de la corriente "1":

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_{e,1}} = \frac{3000}{0,8361} = 3588 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{h}] = 0,9966 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

La eficiencia del recuperador se ha definido según la norma UNE-EN-308. Por lo tanto, la eficiencia es el salto de temperaturas en la corriente de aire exterior respecto al salto de temperaturas máximo en el recuperador.

$$\frac{EFI_T}{100} = \frac{T_{s,4} - T_{s,1}}{T_{s,2} - T_{s,1}}$$

Despejando y substituyendo tenemos:

$$T_{s,4} = T_{s,1} + \frac{EFI}{100}(T_{s,2} - T_{s,1}) = 0 + 0,35 \cdot (22 - 0) = 7,7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Por otro lado, al ser un recuperador sensible, la humedad específica de la corriente de aire exterior será constante. De este modo $W_4 = W_1$. Por lo que podemos calcular la entalpía en "4":

$$\begin{aligned} h_4 &= 1,006 \cdot T_{s,4} + W_4 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,4}) \\ &= 1,006 \cdot 7,7 + 0,003949 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 7,7) = 16,92 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Las condiciones de salida del aire descargado (punto "3") se obtendrán haciendo un balance de energía en el recuperador, es decir:

$$\dot{m}_2(h_2 - h_3) = \dot{m}_1(h_4 - h_1)$$

De donde podemos hallar la entalpía en "3":

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}(h_4 - h_1) = 40,06 - \frac{0,9966}{0,6116}(16,92 - 9,121) = 27,36 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

Y la humedad específica del punto "3" será la del punto "2" ($W_3 = W_2$). En esas condiciones debemos volver a estimar las demás propiedades, así:

$$T_{s,3} = \frac{h_3 - 2501W_3}{1,006 + 1,86W_3} = \frac{27,36 - 2501 \cdot 0,007055}{1,006 + 1,86 \cdot 0,007055} = 9,53 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Debemos determinar la temperatura de rocío, para comprobar que no existen condensaciones en el aire de descarga.

$$P_{v,3} = \frac{P_T \cdot W_3}{0,62198 + W_3} = \frac{94322 \cdot 0,007055}{0,62198 + 0,007055} = 1058 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} T_{r[\text{K}],3} &= \frac{35,859 \cdot \log P_{v,3} - 2148,496}{\log P_{v,3} - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(1058) - 2148,496}{\log(1058) - 10,2858} = 280,9 \text{ [K]} = 7,79 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

Como $T_{r,3} < T_{s,3}$ la corriente en el punto "3" no condensa.

Siguiendo el proceso en la UTA tenemos una mezcla entre las condiciones del punto "4" con el punto "5". El punto "5" tiene las mismas condiciones psicrométricas que el punto "9", pero con un caudal del 80[%] para formar el punto "6". Calculamos por tanto las condiciones de mezcla del punto "6":

$$\begin{aligned} W_6 &= \frac{\dot{m}_5 \cdot W_5 + \dot{m}_4 \cdot W_4}{\dot{m}_4 + \dot{m}_5} \\ &= \frac{2,4463 \cdot 0,007055 + 0,9966 \cdot 0,003649}{2,4463 + 0,9966} = 0,006069 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_6 &= \frac{\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_4 + \dot{m}_5} \\ &= \frac{2,4463 \cdot 40,06 + 0,9966 \cdot 16,92}{2,4463 + 0,9966} = 33,37 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

La masa en la corriente "6" será la suma de las dos corrientes de mezcla:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 3,4430 \text{ [kg/s]}$$

A continuación, pasamos por una batería de calor, con un $T_{adp} = 45 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y un $FB = 0,2$. Por tanto, la temperatura de salida la podemos calcular aplicando la definición del factor de bypass:

$$FB = \frac{T_{s,7b} - T_{s,7}}{T_{s,7b} - T_{s,6}}$$

$$T_{s,7} = T_{s,7b} + FB(T_{s,7b} - T_{s,6}) = 45 + 0,2(45 - 17,88) = 39,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

La humedad específica es la misma que a la entrada de la batería, $W_7 = W_6$ y la entalpía es:

$$\begin{aligned} h_7 &= 1,006 \cdot T_{s,7} + W_7 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,7}) \\ &= 1,006 \cdot 39,58 + 0,006069 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 39,58) = 55,44 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Siendo el calor sensible cedido por la batería:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_6(h_7 - h_6) = 3,4430(55,44 - 33,37) = 75,993 \text{ [W]}$$

El siguiente proceso es una humectación adiabática, por lo que es necesario determinar la temperatura húmeda del aire a la entrada, es decir del punto "7". Para hallar la temperatura húmeda, hay que iterar utilizando la metodología explicada en problemas anteriores. Recordemos la filosofía de reducir el intervalo para localizar la temperatura húmeda ya que la simple sustitución no da el resultado correcto.

Partimos de un intervalo inicial formado por la temperatura de rocío y la temperatura seca.

$$P_{v,7} = \frac{P_T \cdot W_7}{0,62198 + W_7} = \frac{94322 \cdot 0,006069}{0,62198 + 0,006069} = 911 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} T_{r[\text{K}],7} &= \frac{35,859 \cdot \log P_{v,7} - 2148,496}{\log P_{v,7} - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(911) - 2148,496}{\log(911) - 10,2858} = 278,79 \text{ [K]} = 5,63 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el intervalo inicial es ($T_{min} = 5,63 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $T_{max} = 39,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$) y tomamos la media como valor inicial de iteración $T = 22,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Obtenemos una solución de $T = 8,95 \text{ [}^\circ\text{C]}$, con lo que podemos afirmar que la solución estará en el intervalo ($T_{min} = 8,95 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $T_{max} = 22,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$). Nuevamente tomamos la media como valor inicial $T = 15,77 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y calculamos la nueva solución $T = 25,18 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Por lo tanto la solución estará en el intervalo ($T_{min} = 15,77 \text{ [}^\circ\text{C]}$,

Tabla 4.1: Proceso de iteración para el cálculo de la temperatura húmeda.

	inicio	entrada	iter 1	iter 2	iter 3	iter 4	iter 5	iter 6
Th [°C]		22,601	15,772	19,186	18,562	18,874	18,771	18,823
Pvs [Pa]		2743,8	1793,0	2224,3	2139,2	2181,4	2167,4	2174,4
Ws [kg v/kg as]		0,0186	0,0121	0,0150	0,0144	0,0147	0,0146	0,0147
Th salida [°C]		8,943	25,214	17,937	19,386	18,668	18,906	18,787
Max [°C]	39,580	22,601	22,601	19,186	19,186	18,874	18,874	18,823
Min [°C]	5,621	8,943	15,772	17,937	18,562	18,668	18,771	18,787
Media [°C]	22,601	15,772	19,186	18,562	18,874	18,771	18,823	18,805
Dif [°C]	33,959	13,658	6,829	1,250	0,625	0,205	0,103	0,035

$T_{max} = 22,58$ [°C]). Y así sucesivamente hasta que los límites del intervalo tengan una diferencia que sea la precisión con la que queremos estimar la temperatura húmeda.

En la tabla 4.1 se muestran los valores del cálculo iterativo hasta obtener una solución dentro del rango establecido. El valor así calculado es de $T_{h,7} = 18,81$ [°C].

Así, el proceso ideal de humectación lo obtendríamos con esa temperatura húmeda y una humedad relativa igual al 100%. Por lo tanto, la temperatura seca será igual a la temperatura húmeda.

El punto "8b" se determina del siguiente modo:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],8b}}{35,859 - T_{s[K],8b}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 18,81)}{35,859 - (273,159 + 18,81)} = 3,337 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,sat T=18,81 [°C]} = 2173 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,8b} = \frac{\phi_{8b}}{100} P_{v,sat T=18,81 [°C]} = \frac{100}{100} 21736 = 2173 \text{ [Pa]}$$

$$W_{8b} = 0,62198 \frac{P_{v,8b}}{P_T - P_{v,8b}} = 0,62198 \frac{2173}{94322 - 2173} = 0,01466 \text{ [kg}_{H_2O}\text{/kg}_{as}]$$

$$\begin{aligned} h_{8b} &= 1,006 \cdot T_{s,8b} + W_{8b} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,8b}) \\ &= 1,006 \cdot 18,81 + 0,01466 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 18,81) = 56,11 \text{ [kJ/kg}_{as}] \end{aligned}$$

Y la salida real la obtenemos aplicando el concepto de eficiencia sobre la humectación, así:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_8 - W_7}{W_{8B} - W_7} = \frac{W_8 - W_7}{W_{sb} - W_7}$$

Despejando y substituyendo:

$$\begin{aligned} W_8 &= W_7 + \frac{EFI}{100}(W_{sb} - W_7) \\ &= 0,006069 + 0,48 \cdot (0,01466 - 0,006069) = 0,009507 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Con la definición de temperatura húmeda obtendremos la temperatura seca del aire, así:

$$T_h = \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W_s^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W_s^*}$$

Substituimos los valores para el punto "8" y teniendo en cuenta que W_s^* representa la humedad específica de un aire saturado ($\phi = 100[\%]$) que ya ha sido calculado en el proceso iterativo.

$$\begin{aligned} T_{s,8} &= \frac{T_{h,8}(1,006 + 4,186W_8 - 2,326W_s^*) - 2501(W_8 - W_s^*)}{1,006 + 1,86W_8} \\ &= \frac{17,66(1,006 + 4,186 \cdot 0,009507 - 2,326 \cdot 0,01466) - 2501(0,009507 - 0,1466)}{1,006 + 1,86 \cdot 0,009507} \\ &= 31,19 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

La entalpía del punto es por tanto:

$$\begin{aligned} h_8 &= 1,006 \cdot T_{s,8} + W_8 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,8}) \\ &= 1,006 \cdot 31,19 + 0,009507 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 31,19) = 55,71 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Con la ayuda del programa Sicro tenemos toda la evolución en el diagrama (figura 4.9).

punto 2

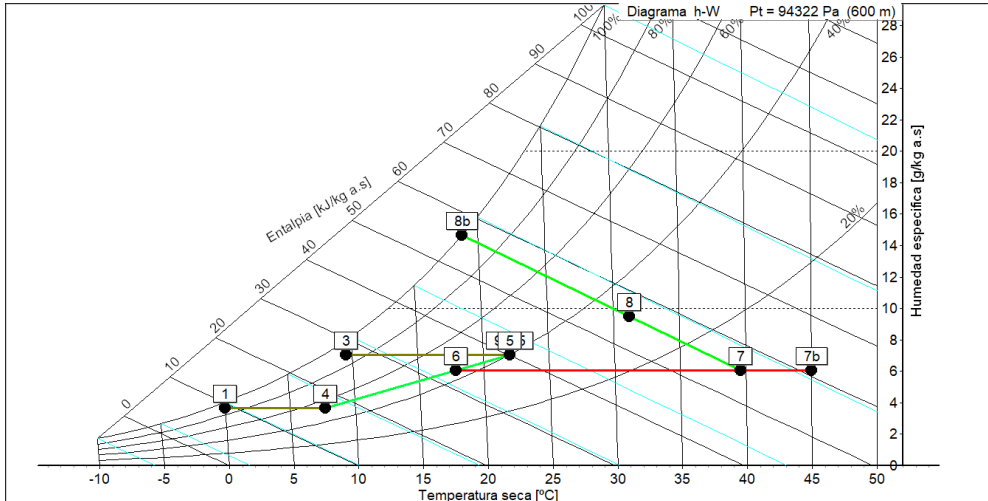


Figura 4.9: Representación en el diagrama psicrométrico del proceso del punto 1.

Si el recuperador tuviera una eficiencia del 50[%], las condiciones del punto "3" (aire descargado) estarían en saturación, siendo en este caso la evolución en el diagrama la mostrada en la figura 4.10.

En el recuperador se estaría formando agua líquida en el aire descargado, y podríamos tener dos situaciones (ver el siguiente apartado: punto 3):

punto 3

- Recuperador rotativo(figura 4.11).

En este caso también se intercambiaría algo de humedad a la corriente exterior. Una suposición aceptable será que el agua formada en la corriente de extracción se evaporará en la corriente de aire exterior, con esa suposición tendríamos podríamos plantear el siguiente esquema de cálculo:

- La eficiencia sensible del recuperador se mantiene, con lo que la temperatura de salida, punto "4" es:

$$T_{s,4} = T_{s,1} + \frac{EFI_T}{100}(T_{s,2} - T_{s,1}) = 0 + 0,5 \cdot (22 - 0) = 11 [^{\circ}\text{C}]$$

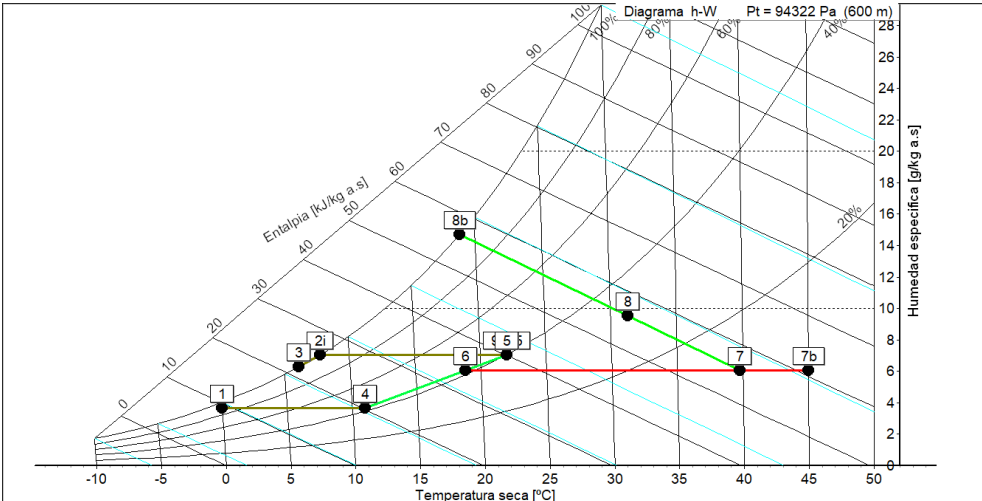


Figura 4.10: Proceso con un recuperador de eficiencia 50[%]

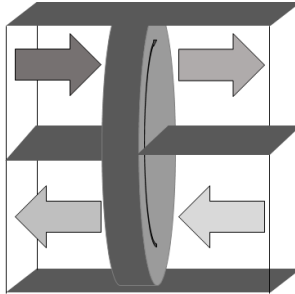


Figura 4.11: Recuperador rotativo.

- El aire descargado, punto "3" saldrá saturado . Se debe establecer una temperatura inicial que en todo caso será inferior a la de rocío del aire en el punto "2": $T_{s,3} < T_{r,2} = 7,79 [^{\circ}\text{C}]$.

$$T_{s[K],3} = T_{s,3} + 273,159$$

$$\log P_{v,sat} = \frac{2606,317506 - 12,24931797 \cdot T_{s[K],3}}{7,659 - T_{s[K],3}}$$

$$W_3 = 0,62198 \frac{P_{v,3}}{P_T - P_{v,3}} = 0,62198 \frac{P_{v,3}}{94322 - P_{v,3}}$$

Conocida la temperatura del punto y la humedad específica, la entalpía de "3" se obtendrá de:

$$h_3 = 1,006 \cdot T_{s,3} + W_3 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,3})$$

- La cantidad de agua cedida por la corriente de descarga será incorporada a la corriente de aire exterior

$$\dot{m}_2(W_2 - W_3) = \dot{m}_1(W_4 - W_1)$$

Despejando la humedad específica en "4":

$$W_4 = W_1 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}(W_2 - W_3) = 0,003649 + \frac{0,6116}{0,9966}(0,007055 - W_3)$$

La entalpía de "4" la obtenemos:

$$\begin{aligned} h_4 &= 1,006 \cdot T_{s,4} + W_4 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,4}) \\ &= 1,006 \cdot 11 + W_4 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 11) \end{aligned}$$

- La variación de energía de una corriente coincide con la otra corriente

$$\dot{m}_2(h_2 - h_3) = \dot{m}_1(h_4 - h_1)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}(h_4 - h_1) = 40,06 + \frac{0,9966}{0,6116}(h_4 - 9,12)$$

- Finalmente, con esa entalpía y la humedad específica se vuelve a determinar la temperatura de la corriente de extracción a la salida.

$$T_s = \frac{h_3 - 2501 \cdot W_3}{1,006 + 1,86 \cdot W}$$

Iterando sobre este valor se llega a la solución:

$$\begin{aligned} T_{s,3} &= 4,1549 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ W_3 &= 4,1549 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\ h_3 &= 18,45 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]} \\ T_{s,4} &= 11 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ W_4 &= 0,004\,488 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\ h_4 &= 22,382 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]} \end{aligned}$$

Por tanto en ese recuperador "también se podría definir una eficiencia de humectación" dado por:

$$\frac{EFI_W}{100} = \frac{W_4 - W_3}{W_{4b} - W_3} = \frac{0,004488 - 0,003649}{0,007055 - 0,003649} = 0,246$$

$$EFI_W = 24,6[\%]$$

- Recuperador de placas(figura 4.12).

No se intercambiaría humedad entre ambas corrientes (no es posible) y deberíamos extraer el agua formada en la corriente de descarga.

La corriente exterior saldría con la misma humedad específica que a su entrada, y con una temperatura definida por la eficiencia del recuperador

$$T_{s,4} = T_{s,1} + \frac{EFI_T}{100} (T_{s,2} - T_{s,1}) = 0 + 0,5 \cdot (22 - 0) = 11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_4 = W_1 = 0,003\,649 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

La entalpía del punto "4" se obtendrá mediante

$$\begin{aligned} h_4 &= 1,006 \cdot T_{s,4} + W_4 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,4}) \\ &= 1,006 \cdot 11 + 0,003649 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 11) = 20,267 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]} \end{aligned}$$

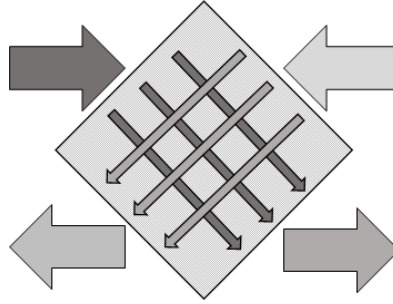


Figura 4.12: Recuperador de placas.

Las condiciones de salida del punto "3" serán de aire saturado (humedad relativa 100[%]) y existirá una cantidad de masa de agua condensada.

La entalpía total (suma del aire saturado y el agua condensada) se obtendrá mediante un balance en el intercambiador

$$\dot{m}_2(h_2 - h_3) + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_1(h_4 - h_1)$$

Donde la masa de agua condensada se obtendrá por diferencia de humedades específicas a la entrada y salida del aire en la corriente de descarga y la entalpía del agua a la temperatura formada (la misma que la salida del aire) se obtendrá por:

$$\dot{m}_w h_w = \dot{m}_2(W_2 - W_3)4,186T_{s,3}$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} &0,6116(40,06 - (1,006T_{s,3} + W_3(2501 + 1,86T_{s,3}))) \\ &+ 0,6116(0,007055 - W_3)4,186T_{s,3} \\ &= 0,9966(20,267 - 9,12) \end{aligned}$$

Además recordando que el aire está saturado al 100[%]

$$T_{s[K],3} = T_{s,3} + 273,159$$

$$\log P_{v,sat} = \frac{2606,317506 - 12,24931797 \cdot T_{s[K],3}}{7,659 - T_{s[K],3}}$$

$$W_3 = 0,62198 \frac{P_{v,3}}{P_T - P_{v,3}} = 0,62198 \frac{P_{v,3}}{94322 - P_{v,3}}$$

Resultando en este caso: $T_{s,3} = 6,106$ [°C], $W_3 = 0,006\ 278$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}] y $h_3 = 21,916$ [kJ/kg_{gas}].

Siendo la cantidad de agua condensada:

$$\dot{m}_w = 0,000\ 475\ 2$$
 [kg/s] = 1,71 [kg/h]

4.3 Problema 9

En este ejercicio se plantea conocer cómo funciona básicamente una unidad de tratamiento de aire primario en verano y la conveniencia de utilizar un recuperador de calor y un humectador en la corriente de extracción.

4.3.1 Enunciado

Se desea calcular las condiciones de impulsión de la UTA, representada en la figura 4.13, en tres situaciones diferentes. Se está trabajando en verano en un instante dado con las siguientes características:

- Altura de la localidad 600 [m]
- Condiciones del local: $T_s = 24$ [°C] y $\phi = 50$ [%].
- Condiciones exteriores: $T_s = 32$ [°C] y $\phi = 40$ [%].
- Caudal del ventilador de retorno (aire extraído) 10 000 [m³/h]
- El caudal de aire exterior es de 4000 [m³/h]
- Se sitúan las compuertas de mezcla de forma que el caudal de aire descargado es el 30 [%] del extraído
- Eficiencia del recuperador sensible del 55 [%] (según norma UNE-EN-308)
- Batería de agua fría con un $FB = 0,2$ y $T_{adp} = 10$ [°C].
- Humectador adiabático trabajando con una eficiencia del 80 [%]

Calcular:

1. Potencias intercambiadas con existencia del recuperador sensible y el humectador adiabático.
2. Potencias intercambiadas sin existencia del humectador adiabático.
3. Potencias intercambiadas sin existencia del recuperador sensible ni el humectador adiabático.

4. Conclusiones de los resultados anteriores.
5. Si no existe el humectador adiabático ¿cuánto tendría que aumentar la eficiencia del recuperador rotativo para dar las mismas prestaciones?

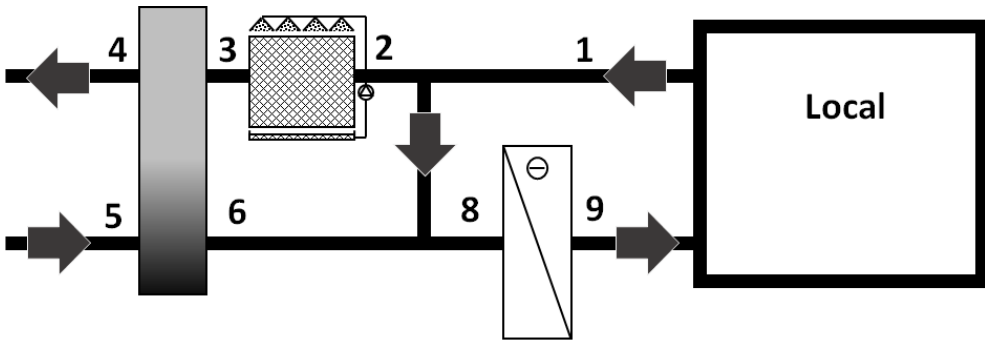


Figura 4.13: Esquema de la instalación.

4.3.2 Solución

punto 1

En primer lugar, calculamos la presión total del sistema dependiente de la altura sobre el nivel del mar por la relación:

$$\begin{aligned} P_T &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2561} \\ &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot 600)^{5,2561} = 94\,322 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

A continuación, calcularemos las condiciones del local: $T_{s,1} = 24 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_1 = 50 \text{ [%]}$. Calculamos el resto de variables:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],1}}{35,859 - T_{s[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 24)}{35,859 - (273,159 + 24)} = 3,475 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=24 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 2985 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,1} = \frac{\phi_1}{100} P_{v,satT=24 \text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{50}{100} 2985 = 1493 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} T_{r,1} &= \frac{35,859 \cdot \log(P_{v,1}) - 2148,496}{\log(P_{v,1}) - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(1493) - 2148,496}{\log(1493) - 10,2858} = 286,1 \text{ [K]} = 12,94 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

$$W_1 = 0,62198 \frac{P_{v,1}}{P_T - P_{v,1}} = 0,62198 \frac{1493}{94322 - 1493} = 0,010\,002 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,006 \cdot T_{s,1} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1}) \\ &= 1,006 \cdot 24 + 0,010002 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24) = 49,6 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

$$v_{e,1} = 287 \frac{T_{s[K],1}}{P_T - P_{v,1}} = 287 \frac{273,159 + 24}{94322 - 1493} = 0,9187 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Tabla 4.2: Iteración para el cálculo de la T_h

	Inicio	iter. 1	iter. 2	iter. 3	iter. 4	iter. 5	iter. 6	iter. 7
Th [°C]		19,76	16,41	18,08	17,43	17,76	17,61	17,68
Pvs [Pa]		2305	1867	2076	1992	2034	2015	2024
Ws[kg v/kg as]		0,0150	0,0121	0,0135	0,0129	0,0132	0,0131	0,0132
Th [°C] salida		13,06	20,13	16,78	18,13	17,46	17,77	17,61
Max [°C]	27,66	19,76	19,76	18,08	18,08	17,76	17,76	17,68
Min [°C]	11,86	13,06	16,41	16,78	17,43	17,46	17,61	17,61
Media [°C]		19,76	16,41	18,08	17,43	17,76	17,61	17,65
Dif [°C]	15,79	6,70	3,35	1,31	0,65	0,30	0,15	0,07

Para estimar la temperatura húmeda recordemos la filosofía de reducir el intervalo (ya que la simple sustitución no da resultado correcto).

$$\begin{aligned}
 T_h &= \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W_s^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W_s^*} \\
 &= \frac{32(1,006 + 1,86 \cdot 0,01515) + 2501(0,01515 - 0,0231)}{1,006 + 4,186 \cdot 0,01515 - 2,326 \cdot 0,0231} = 12,999 \text{ [°C]}
 \end{aligned}$$

Partimos de un intervalo inicial: la temperatura de rocío y la temperatura seca ($T_{min} = 12,94 \text{ [°C]}$, $T_{max} = 24 \text{ [°C]}$). Tomamos la media como valor inicial ($18,47 \text{ [°C]}$) y calculamos la solución ($13,52 \text{ [°C]}$), con ello podemos afirmar que la solución está en el intervalo ($T_{min} = 13,52 \text{ [°C]}$, $T_{max} = 18,47 \text{ [°C]}$). Tomamos la media como valor inicial ($15,99 \text{ [°C]}$) y calculamos la solución ($18,65 \text{ [°C]}$). con ello podemos afirmar que la solución está en el intervalo ($T_{min} = 15,99 \text{ [°C]}$, $T_{max} = 18,47 \text{ [°C]}$). Y así sucesivamente hasta que los límites del intervalo tengan una diferencia que sea la precisión con la que queremos estimar la temperatura húmeda.

En la tabla 4.2 se efectúa el cálculo obteniendo finalmente como temperatura húmeda, después de algunas iteraciones más, $T_h = 16,89 \text{ [°C]}$.

Por último, la masa de aire seco será:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_{e,1}} = \frac{10000}{0,9187} = 10\,884 \text{ [kg}_{as}/\text{h}] = 3,0235 \text{ [kg}_{as}/\text{s}]$$

Seguidamente podemos estimar las condiciones a la salida del enfriamiento adiabático en base a la eficiencia del equipo. Para ello, debemos determinar la humedad específica que tendría el aire en las condiciones ideales de salida, es

decir, un aire con la misma temperatura húmeda que a la entrada 16,89 [°C] y el 100[%] de humedad relativa.

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{h[K],1}}{35,859 - T_{h[K],1}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 16,89)}{35,859 - (273,159 + 16,89)} = 3,2845 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=16,89\text{[°C]}} = 1925 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,3b} = \frac{\phi}{100} P_{v,satT=16,89\text{[°C]}} = \frac{100}{100} 1925 = 1925 \text{ [Pa]}$$

$$W_{3b} = 0,62198 \frac{P_{v,3}}{P_T - P_{v,3}} = 0,62198 \frac{1925}{94322 - 1925} = 0,012\,957 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Utilizando el concepto de eficiencia del humectador:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_3 - W_1}{W_{3b} - W_1}$$

Donde despejando y substituyendo tenemos:

$$\begin{aligned} W_3 &= W_1 + \frac{EFI}{100} (W_{3b} - W_1) \\ &= 0,010002 + 0,8 \cdot (0,012957 - 0,010002) = 0,012\,366 \text{ [kg/kg}_{\text{as}}\text{]} \end{aligned}$$

Del punto "3" conocemos ahora su temperatura húmeda y su humedad específica, por lo que podemos obtener su temperatura mediante la definición de temperatura húmeda:

$$T_h = \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W_s^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W_s^*}$$

Despejando la T_s tenemos:

$$\begin{aligned}
 T_{s,3} &= \frac{T_{h,3}(1,006 + 4,186W_3 - 2,326W_{3b}) - 2501(W_3 - W_{3b})}{1,006 + 1,86W_3} \\
 &= \frac{16,89(1,006 + 4,186 \cdot 0,012366 - 2,326 \cdot 0,012957)}{1,006 + 1,86 \cdot 0,012366} \\
 &\quad - \frac{2501(0,012366 - 0,012957)}{1,006 + 1,86 \cdot 0,012366} \\
 &= 18,31 \text{ [}^\circ\text{C]}
 \end{aligned}$$

Y su entalpía:

$$\begin{aligned}
 h_3 &= 1,006 \cdot T_{s,3} + W_3 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,3}) \\
 &= 1,006 \cdot 18,31 + 0,012366 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 18,31) = 49,77 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}
 \end{aligned}$$

De otra parte, podemos calcular las condiciones exteriores: $T_{s,5} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_5 = 40 \text{ [%]}$. Por lo tanto,

$$\begin{aligned}
 \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],5}}{35,859 - T_{s[K],5}} \\
 &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 32)}{35,859 - (273,159 + 32)} = 3,677
 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=32\text{ [}^\circ\text{C]}} = 4757 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,5} = \frac{\phi_5}{100} P_{v,satT=32\text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{40}{100} 4757 = 1903 \text{ [Pa]}$$

$$W_5 = 0,62198 \frac{P_{v,5}}{P_T - P_{v,5}} = 0,62198 \frac{1903}{94322 - 1903} = 0,012809 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$\begin{aligned}
 h_5 &= 1,006 \cdot T_{s,5} + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,5}) \\
 &= 1,006 \cdot 32 + 0,012809 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 32) = 64,99 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}
 \end{aligned}$$

$$v_{e,5} = 287 \frac{T_{s[K],5}}{P_T - P_{v,5}} = 287 \frac{273,159 + 32}{94322 - 1903} = 0,9478 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

La masa de aire seco será:

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{V}_5}{v_{e,5}} = \frac{4000}{0,9478} = 4220 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{h}] = 1,1723 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

Ahora ya podemos abordar el recuperador sensible, según la norma UNE-EN-308, (en este caso la corriente de impulsión va de "5" a "6"), por tanto:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,5} - T_{s,6}}{T_{s,5} - T_{s,3}}$$

Despejando y substituyendo tenemos:

$$T_{s,6} = T_{s,5} + \frac{EFI}{100}(T_{s,5} - T_{s,3}) = 32 + 0,55 \cdot (32 - 18,31) = 24,47 \text{ [}^\circ\text{C}]$$

El punto "6" mantiene la humedad específica de "5", por lo que $W_6 = W_5 = 0,012809 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$ y su entalpía se calcula como:

$$\begin{aligned} h_6 &= 1,006 \cdot T_{s,6} + W_6 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,6}) \\ &= 1,006 \cdot 24,47 + 0,012809 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24,47) = 57,24 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Seguidamente, tenemos una mezcla del punto "6" y del punto "7" (que tiene las mismas condiciones que el punto "1") y por el que circula el 30[%] de caudal, es decir:

$$\dot{m}_7 = 0,7 \cdot 3,0235 = 2,1162 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

Las condiciones de mezcla serán:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7$$

$$\begin{aligned} W_8 &= \frac{\dot{m}_6 \cdot W_6 + \dot{m}_7 \cdot W_7}{\dot{m}_6 + \dot{m}_7} \\ &= \frac{1,1723 \cdot 0,012809 + 2,1162 \cdot 0,01000}{1,1723 + 2,1162} = 0,011002 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$h_8 = \frac{\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_6 + \dot{m}_7} = \frac{1,1723 \cdot 57,24 + 2,1162 \cdot 49,60}{1,1723 + 2,1162} = 52,32 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

De donde su temperatura seca es:

$$T_{s,8} = \frac{h_8 - 2501W_8}{1,006 + 1,86W_8} = \frac{52,32 - 2501 \cdot 0,011002}{1,006 + 1,86 \cdot 0,011002} = 24,17 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Por ultimo, llegamos a la batería de frío que tiene un factor de bypass de 0,2 y un $T_{adp} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Las condiciones ideales de la batería sería un aire a una temperatura de $10 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y con una humedad relativa del 100[%], por tanto:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K],adp}}{35,859 - T_{s[K],adp}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 10)}{35,859 - (273,159 + 10)} = 3,0894 \end{aligned}$$

$$P_{v,satT=10 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 1229 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,9b} = \frac{\phi_{adp}}{100} P_{v,satT=10 \text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{100}{100} 1229 = 1229 \text{ [Pa]}$$

$$W_{9b} = 0,62198 \frac{P_{v,9b}}{P_T - P_{v,9b}} = 0,62198 \frac{1229}{94322 - 1229} = 0,008204 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} h_{9b} &= 1,006 \cdot T_{s,9b} + W_{9b} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,9b}) \\ &= 1,006 \cdot 10 + 0,008204 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 10) = 30,74 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Aplicando el concepto de factor de bypass:

$$FB = \frac{h_9 - h_{9b}}{h_8 - h_{9b}} = \frac{W_9 - W_{9b}}{W_8 - W_{9b}}$$

Despejando podemos obtener la humedad y la entalpía del punto "9":

$$\begin{aligned} h_9 &= h_{9b} + FB(h_8 - h_{9b}) \\ &= 30,74 + F0,2(52,328 - 30,74) = 35,05 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_9 &= W_{9b} + FB(W_8 - W_{9b}) \\ &= 0,008204 + 0,2(0,011002 - 0,008204) = 0,008764 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Calculamos ahora la temperatura seca en el punto "9":

$$T_{s,9} = \frac{h_9 - 2501W_9}{1,006 + 1,86W_9} = \frac{35,05 - 2501 \cdot 0,008764}{1,006 + 1,86 \cdot 0,008764} = 12,85 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

El proceso seguido por la batería de frío viene representado por la trayectoria "1"-23" de la figura 2.4. Luego, el punto "A" tiene la temperatura a la entrada (punto "8") y la humedad específica a la salida (punto "9"):

$$\begin{aligned} h_A &= 1,006 \cdot T_{s,8} + W_9 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,8}) \\ &= 1,006 \cdot 24,17 + 0,008764 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24,17) = 46,63 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Con ello, calculamos ahora las potencias en dicho elemento:

- Potencia sensible

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_9(h_9 - h_A) = 3,2886(35,05 - 46,63) = -38,066 \text{ [kW]}$$

- Potencia latente

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_9(h_A - h_8) = 3,2886(46,63 - 52,32) = -18,737 \text{ [kW]}$$

- Potencia total

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_9(h_9 - h_8) = 3,2886(35,05 - 52,32) = -56,804 \text{ [kW]}$$

La potencia compensada en el local se obtendrá desde las condiciones de impulsión a las del local (proceso "1" a "22" en la figura 2.4). Por lo tanto, el punto "A" estará con la temperatura de impulsión (punto "9") y la humedad específica del local (punto "1"):

$$\begin{aligned}h_A &= 1,006 \cdot T_{s,9} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,9}) \\ &= 1,006 \cdot 12,85 + 0,01000 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 12,85) = 38,18 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

Las potencias en este caso son:

- Potencia sensible

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_9(h_1 - h_A) = 3,2886(49,6 - 38,18) = 37,501 \text{ [kW]}$$

- Potencia latente

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_9(h_A - h_9) = 3,2886(38,18 - 35,05) = 10,351 \text{ [kW]}$$

- Potencia total

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_9(h_1 - h_9) = 3,2886(49,6 - 35,05) = 47,852 \text{ [kW]}$$

En el diagrama de la figura 4.14 se representa el proceso.

punto 2

En este segundo caso, se mantiene:

- La presión total 94 322 [Pa]
- Las condiciones del local (punto "1")
- Las masas de aire circulante
- Las condiciones exteriores (punto "5")
- Las condiciones ideales batería fría (punto "9b")

Abordamos el recuperador sensible, según la norma UNE-EN-308. En este caso, la corriente de impulsión va de "5" a "6". Por tanto:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,5} - T_{s,6}}{T_{s,5} - T_{s,2}}$$

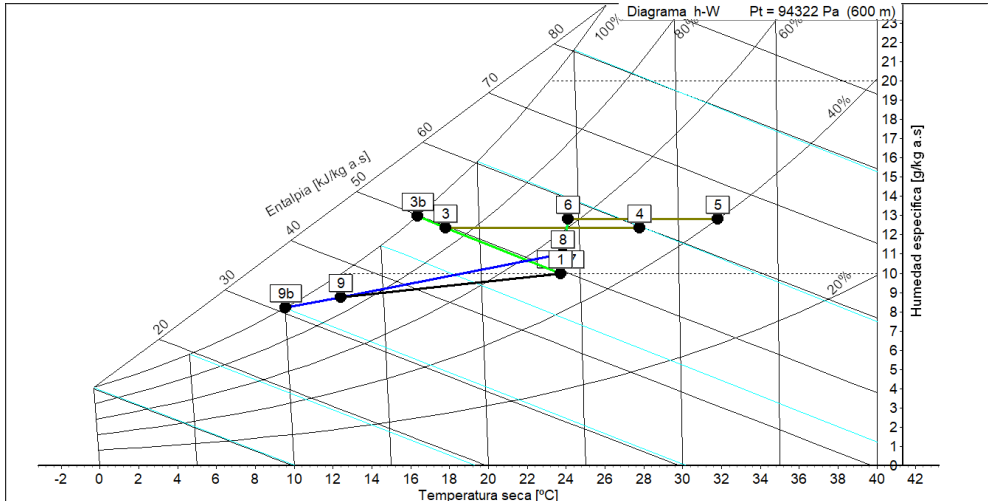


Figura 4.14: Representación proceso del punto 1 en el diagrama psicrométrico.

Despejando y substituyendo tenemos:

$$T_{s,6} = T_{s,5} + \frac{EFI}{100} (T_{s,5} - T_{s,2}) = 32 + 0,55 \cdot (32 - 24) = 27,6 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

El punto "6" mantiene la humedad específica de "5", por lo que $W_6 = W_5 = 0,012809 \text{ [kg/kg}_{\text{as}}]$ y su entalpía se calcula como:

$$\begin{aligned} h_6 &= 1,006 \cdot T_{s,6} + W_6 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,6}) \\ &= 1,006 \cdot 27,6 + 0,012809 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 27,6) = 60,46 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Seguidamente tenemos una mezcla del punto "6" y "7":

$$\begin{aligned} W_8 &= \frac{\dot{m}_6 \cdot W_6 + \dot{m}_7 \cdot W_7}{\dot{m}_6 + \dot{m}_7} \\ &= \frac{1,1723 \cdot 0,012809 + 2,1162 \cdot 0,01000}{1,1723 + 2,1162} = 0,011002 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_8 &= \frac{\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_6 + \dot{m}_7} \\
 &= \frac{1,1723 \cdot 60,46 + 2,1162 \cdot 49,60}{1,1723 + 2,1162} = 53,47 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

De donde su temperatura seca es:

$$T_{s,8} = \frac{h_8 - 2501W_8}{1,006 + 1,86W_8} = \frac{53,47 - 2501 \cdot 0,011002}{1,006 + 1,86 \cdot 0,011002} = 25,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Por último, llegamos a la batería de frío aplicando el concepto de factor de bypass:

$$FB = \frac{h_9 - h_{9b}}{h_8 - h_{9b}} = \frac{W_9 - W_{9b}}{W_8 - W_{9b}}$$

Despejando podemos obtener la humedad y la entalpía del punto "9":

$$\begin{aligned}
 h_9 &= h_{9b} + FB(h_8 - h_{9b}) \\
 &= 30,74 + F0,2(53,47 - 30,74) = 35,28 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_9 &= W_{9b} + FB(W_8 - W_{9b}) \\
 &= 0,008204 + 0,2(0,011002 - 0,008204) = 0,008764 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

Calculamos ahora la temperatura seca en el punto "9":

$$T_{s,9} = \frac{h_9 - 2501W_9}{1,006 + 1,86W_9} = \frac{35,28 - 2501 \cdot 0,008764}{1,006 + 1,86 \cdot 0,008764} = 13,07 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

El proceso seguido por la batería de frío es el mismo que el caso anterior y el punto "A" tiene la temperatura a la entrada (punto "8") y la humedad específica a la salida (punto "9"):

$$\begin{aligned}
 h_A &= 1,006 \cdot T_{s,8} + W_9 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,8}) \\
 &= 1,006 \cdot 25,29 + 0,008764 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 25,29) = 47,77 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

Con ello, calculamos ahora las potencias en dicho elemento:

- Potencia sensible

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_9(h_9 - h_A) = 3,2886(35,28 - 47,77) = -41,074 \text{ [kW]}$$

- Potencia latente

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_9(h_A - h_8) = 3,2886(47,77 - 52,32) = -18,753 \text{ [kW]}$$

- Potencia total

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_9(h_9 - h_8) = 3,2886(35,28 - 52,32) = -59,827 \text{ [kW]}$$

La potencia compensada en el local se obtendrá desde las condiciones de impulsión hasta las del local (proceso "1" a "22" de figura 2.4). Por lo tanto, el punto "A" estará con la temperatura de impulsión (punto "9") y la humedad específica del local (punto "1"):

$$\begin{aligned} h_A &= 1,006 \cdot T_{s,9} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,9}) \\ &= 1,006 \cdot 13,07 + 0,01000 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 13,07) = 38,40 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Las potencias en este caso son:

- Potencia sensible

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_9(h_1 - h_A) = 3,2886(49,6 - 38,4) = 36,746 \text{ [kW]}$$

- Potencia latente

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_9(h_A - h_9) = 3,2886(38,40 - 35,28) = 10,351 \text{ [kW]}$$

- Potencia total

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_9(h_1 - h_9) = 3,2886(49,6 - 35,28) = 47,097 \text{ [kW]}$$

En el diagrama de la figura 4.15 se representa el proceso.

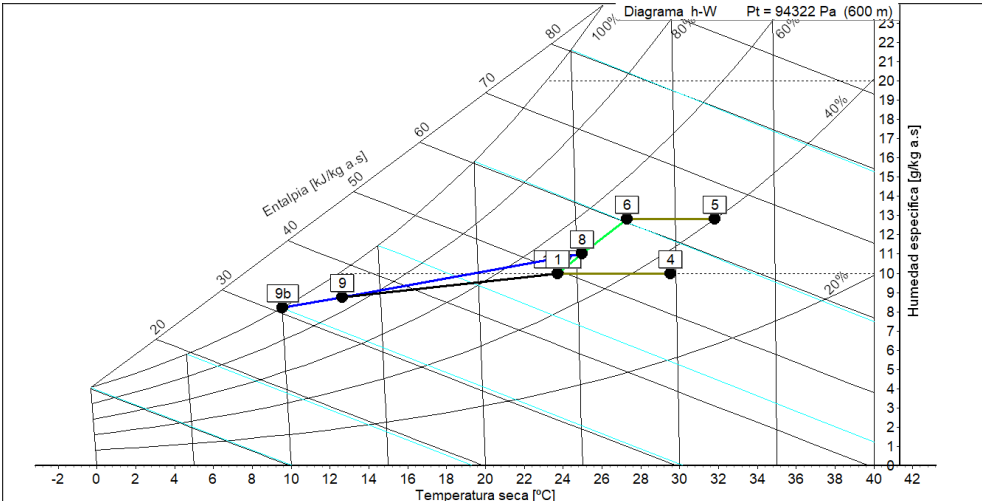


Figura 4.15: Representación proceso del punto 2 en el diagrama psicrométrico.

punto 3

En este tercer caso, se mantiene:

- La presión total 94 322 [Pa]
- Las condiciones del local (punto "1")
- Las masas de aire circulante
- Las condiciones exteriores (punto "5")
- Las condiciones ideales batería fría (punto "9b")

Tenemos una mezcla del punto "6" (igual al punto "5" exterior) y del punto "7". Las condiciones de mezcla serán:

$$\begin{aligned}
 W_8 &= \frac{\dot{m}_6 \cdot W_6 + \dot{m}_7 \cdot W_7}{\dot{m}_6 + \dot{m}_7} \\
 &= \frac{1,1723 \cdot 0,012809 + 2,1162 \cdot 0,01000}{1,1723 + 2,1162} = 0,011\ 002 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_8 &= \frac{\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_6 + \dot{m}_7} \\
 &= \frac{1,1723 \cdot 64,99 + 2,1162 \cdot 49,60}{1,1723 + 2,1162} = 55,09 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

De donde su temperatura seca:

$$T_{s,8} = \frac{h_8 - 2501W_8}{1,006 + 1,86W_8} = \frac{55,09 - 2501 \cdot 0,011002}{1,006 + 1,86 \cdot 0,011002} = 26,86 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Por último, llegamos a la batería de frío y aplicamos el factor de bypass:

$$FB = \frac{h_9 - h_{9b}}{h_8 - h_{9b}} = \frac{W_9 - W_{9b}}{W_8 - W_{9b}}$$

Despejando podemos obtener la humedad y la entalpía del punto "9":

$$\begin{aligned}
 h_9 &= h_{9b} + FB(h_8 - h_{9b}) \\
 &= 30,74 + 0,2(55,09 - 30,74) = 35,60 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_9 &= W_{9b} + FB(W_8 - W_{9b}) \\
 &= 0,008204 + 0,2(0,011002 - 0,008204) = 0,008764 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

Calculamos ahora la temperatura seca en el punto "9":

$$T_{s,9} = \frac{h_9 - 2501W_9}{1,006 + 1,86W_9} = \frac{35,28 - 2501 \cdot 0,008764}{1,006 + 1,86 \cdot 0,008764} = 13,39 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

El proceso seguido por la batería de frío es el mismo que el caso anterior y el punto "A" tiene la temperatura a la entrada (punto "8") y la humedad específica a la salida (punto "9"):

$$\begin{aligned}
 h_A &= 1,006 \cdot T_{s,8} + W_9 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,8}) \\
 &= 1,006 \cdot 26,86 + 0,008764 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 26,86) = 49,38 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

Con ello, calculamos ahora las potencias en dicho elemento:

- Potencia sensible

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_9(h_9 - h_A) = 3,2886(35,60 - 49,38) = -45,302 \text{ [kW]}$$

- Potencia latente

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_9(h_A - h_8) = 3,2886(49,38 - 55,09) = -18,774 \text{ [kW]}$$

- Potencia total

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_9(h_9 - h_8) = 3,2886(35,28 - 55,09) = -64,077 \text{ [kW]}$$

La potencia compensada en el local se obtendrá desde las condiciones de impulsión hasta las del local (proceso "1" a "22" de figura 2.4). Por lo tanto, el punto "A" estará con la temperatura de impulsión (punto "9") y la humedad específica del local (punto "1"):

$$\begin{aligned} h_A &= 1,006 \cdot T_{s,9} + W_1 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,9}) \\ &= 1,006 \cdot 13,39 + 0,01000 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 13,39) = 38,73 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Las potencias en este caso son:

- Potencia sensible

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_9(h_1 - h_A) = 3,2886(49,6 - 38,73) = 35,683 \text{ [kW]}$$

- Potencia latente

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_9(h_A - h_9) = 3,2886(38,73 - 35,60) = 10,351 \text{ [kW]}$$

- Potencia total

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_9(h_1 - h_9) = 3,2886(49,6 - 35,60) = 46,0347 \text{ [kW]}$$

En el diagrama de la figura 4.16 se representa el proceso.

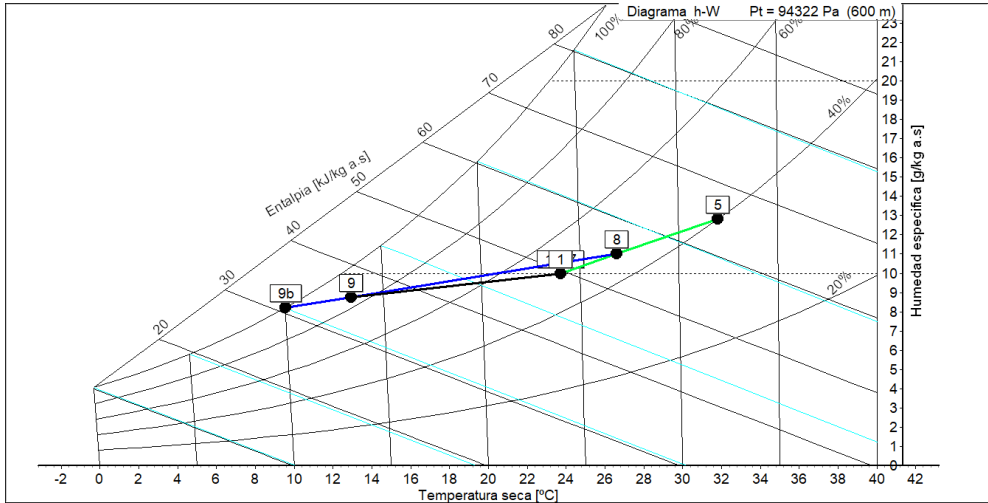


Figura 4.16: Representación proceso del punto 4 en el diagrama psicrométrico.

punto 4

Resumiendo (tabla 4.3) las potencias totales de la batería fría y la carga compensada en el local.

Tabla 4.3: Comparativa del Q_t en cada modo de trabajo.

	Batería fría Q_t (kW)	Carga local Q_t (kW)
Con recuperador + humectación	-56,8	47,8
Con recuperador sólo	-59,8	47
Sin recuperador ni humectador	-64,1	46

Observamos que el sistema con recuperador y humectador es el más eficiente, ya que consume menos potencia frigorífica la batería y compensa mayor carga.

Por el contrario, la peor situación se da cuando no utilizamos recuperador ni humectador en el retorno.

punto 5

Se podría aumentar la eficiencia del recuperador con el fin de eliminar el humectador y producir las mismas condiciones. Para ello, la temperatura del punto "6" (salida del recuperador en la impulsión) debería alcanzar la misma temperatura que en el caso de existencia del humectador, es decir, la nueva eficiencia del recuperador sería:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,5} - T_{s,5}}{T_{s,5} - T_{s,2}} = \frac{32 - 24,47}{32 - 24} = 0,94$$

Por lo tanto, el recuperador debería tener una eficiencia del 94[%] para producir las mismas condiciones de salida. Se demuestra claramente la utilidad de ese humectador en la corriente de descarga.

Por último, decir que esto ocurre en las condiciones de diseño, en cada situación concreta estos valores variarían.

4.4 Problema 10

Ejercicio teórico para entender cuándo es conveniente utilizar los procesos de humectación con recirculación.

4.4.1 Enunciado

En un local en verano, con una temperatura exterior de $T_{s,ext} = 33 [^{\circ}\text{C}]$ y una humedad relativa del $\phi_{ext} = 60 [\%]$, se tienen unas cargas latentes de $+10 [kW]$ y sensibles de $+7 [kW]$. La UTA (Unidad de Tratamiento de Aire) representada en la figura 4.17, debe mantener en el local la temperatura de $T_{s,local} = 24 [^{\circ}\text{C}]$ y una humedad relativa del $\phi_{local} = 50 [\%]$. Para ello, la unidad impulsa el aire a $T_{s,imp} = 18 [^{\circ}\text{C}]$ y dispone de:

- Lavador de aire con recirculación en el retorno con una eficiencia del $80 [\%]$.
- Lavador de aire con recirculación en el aire de impulsión con una eficiencia del $80 [\%]$.
- Dos baterías de calor en el aire de impulsión con un factor de bypass de $0,1$.
- Una batería de frío en el aire de impulsión con un factor de bypass nulo.
- Ventilador de impulsión y retorno que suponemos no afectan a las condiciones del aire.
- Se expulsa el $40 [\%]$ del aire extraído del local
- Presión total $101\,325 [\text{Pa}]$.

Se pide:

1. ¿Cuáles son las condiciones de la impulsión?
2. ¿Cuáles son los caudales máscicos de aire seco por cada parte del sistema?
3. ¿Qué elementos deben estar en marcha y cuales son las condiciones del aire en cada paso por ellos?

4. ¿Qué razonamiento final puedes hacer en vista de los resultados?

Nota: Usar el diagrama psicrométrico para estimar propiedades del aire.

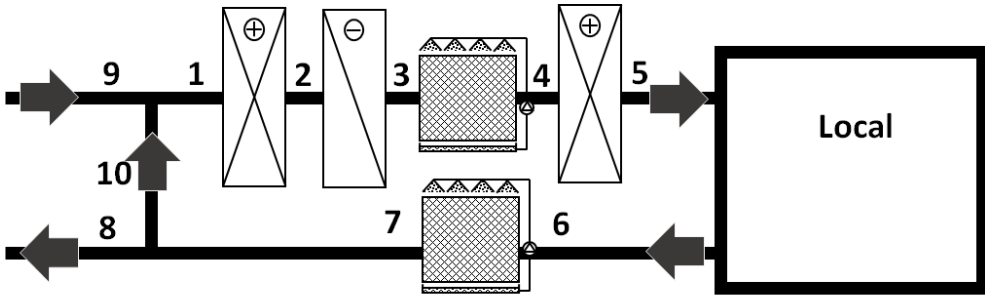


Figura 4.17: Esquema de la instalación.

4.4.2 Solución

punto 1

En primer lugar situamos en el diagrama (figura 4.18) las condiciones exteriores y las del local.

- Local (punto "6"): $T_{s,6} = 24$ [°C] y $\phi_6 = 50$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned} T_{r,6} &= 12,95 \text{ [°C]} \\ T_{h,61} &= 17,07 \text{ [°C]} \\ W_6 &= 0,009\,298 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_6 &= 47,81 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

- Exterior (punto "9"): $T_{s,9} = 33$ [°C] y $\phi_9 = 60$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned} T_{r,9} &= 24,20 \text{ [°C]} \\ T_{h,9} &= 26,43 \text{ [°C]} \\ W_9 &= 0,019\,111 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_9 &= 82,17 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Como ambas cargas son positivas, el proceso desde la impulsión al local será el marcado como "1"-22" en figura 2.4. Por tanto, el punto "A" se localizará con la humedad de impulsión (punto "5") y la temperatura del local (punto "6").

$$\begin{aligned} h_A &= 1,006 \cdot T_{s,6} + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,6}) \\ &= 1,006 \cdot 24 + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_5 &= 1,006 \cdot T_{s,5} + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,5}) \\ &= 1,006 \cdot 18 + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 18) \end{aligned}$$

$$h_6 = 47,81 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

En el proceso de impulsión al local se compensarán las cargas del mismo:

$$\dot{Q}_s = m_1(h_A - h_5) = 7 \text{ [kW]}$$

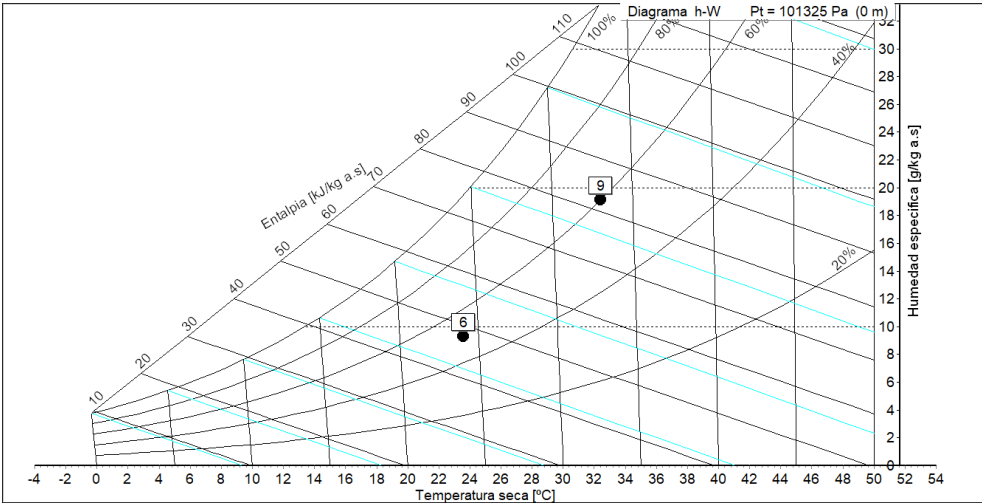


Figura 4.18: Representación de las condiciones exteriores y del local en el diagrama psicrométrico.

$$\dot{Q}_l = m_1(h_6 - h_A) = 10 \text{ [kW]}$$

Dividiendo ambas expresiones:

$$\frac{10}{7} = \frac{47,81 - 1,006 \cdot 24 + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24)}{(1,006 \cdot 24 + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24)) - (1,006 \cdot 18 + W_5 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 18))}$$

De donde despejamos el valor de la humedad específica en "5":

$$W_5 = 0,0058726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

Conocida la temperatura de impulsión y la humedad específica, $T_{s,5} = 18 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_5 = 0,0058726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$ podemos determinar las demás variables psicrométricas:

$$\begin{aligned}
 T_{r,5} &= 6,19 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,5} &= 11,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_5 &= 46 \text{ [%]} \\
 h_5 &= 32,99 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}
 \end{aligned}$$

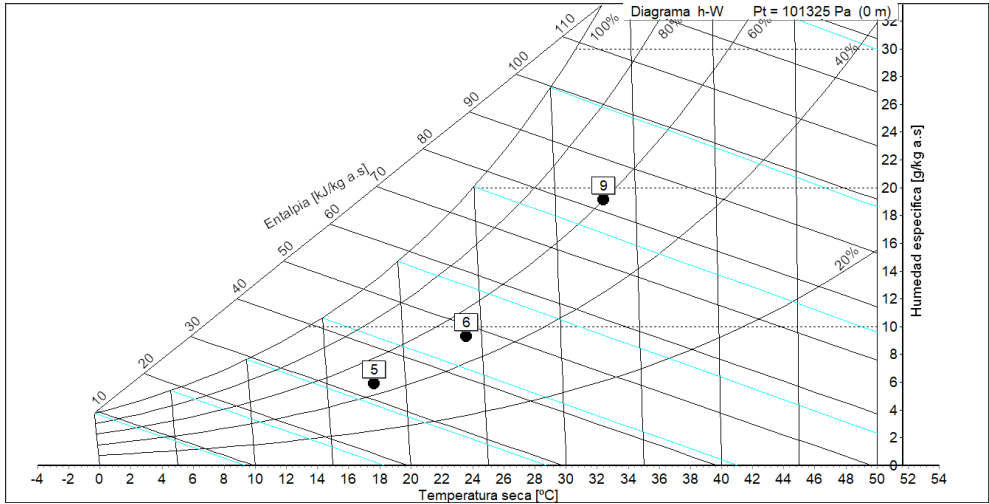


Figura 4.19: Representación del punto de impulsión en el diagrama psicrométrico.

punto 2

La masa de aire seco que debemos impulsar la podemos obtener directamente con las entalpías de las condiciones de impulsión y local y el calor total:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 7 + 10 = \dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_5(47,81 - 32,99)$$

De donde: $\dot{m}_5 = 1,1471 \text{ [kg/s]}$.

El caudal exterior será el 40 [%], es decir:

$$\dot{m}_9 = 0,4588 \text{ [kg/s]}$$

Y el del punto "10" será la diferencia

$$\dot{m}_{10} = 1,1471 - 0,4588 = 0,6883 \text{ [kg/s]}$$

punto 3

Vamos a estudiar dos casos:

- El humectador situado en el aire retornado no está en marcha.

En este caso, las condiciones de mezcla (punto "1") se obtienen como (figura 4.20):

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{\dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{10} \cdot h_6}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{10}} \\ &= \frac{0,4588 \cdot 82,17 + 0,6883 \cdot 47,81}{0,4588 + 0,6883} = 61,56 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{\dot{m}_9 \cdot W_9 + \dot{m}_{10} \cdot W_6}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{10}} \\ &= \frac{0,4588 \cdot 0,019111 + 0,6883 \cdot 0,009298}{0,4588 + 0,6883} = 0,013223 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

De donde su temperatura seca es:

$$T_{s,1} = \frac{h_1 - 2501W_1}{1,006 + 1,86W_1} = \frac{61,56 - 2501 \cdot 0,013223}{1,006 + 1,86 \cdot 0,013223} = 27,64 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Para pasar del punto "1" (mezcla) al punto "5" (impulsión) deberemos poner en marcha la batería de frío y la segunda batería caliente. Estarán paradas la primera batería caliente y el humectador en la impulsión.

La humedad específica de las condiciones de impulsión se deberán alcanzar a la salida de la batería fría, y haciendo uso del factor de bypass (en esta batería nulo según el enunciado) tendremos:

$$FB = \frac{W_3 - W_{3b}}{W_1 - W_{3b}}$$

Luego, las condiciones del punto ideal de salida de la batería (Punto "3b") coincidirán con las condiciones reales, y por tanto, será un punto con la

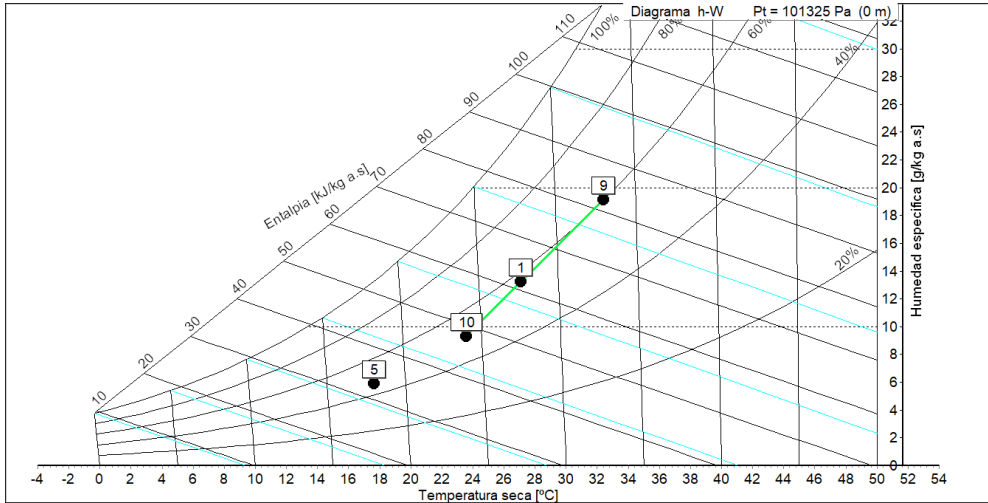


Figura 4.20: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

humedad específica del punto "5" $W_3 = W_5 = 0,0058726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$ y una humedad relativa del $\phi_3 = 100[\%]$ (ver figura 4.21).

$$T_{r,3} = T_{h,3} = T_{r,3} = 6,19 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3 = 20,99 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

Finalmente, tendremos un calentamiento hasta alcanzar las condiciones de impulsión con un equipo que, en este caso, tiene un factor de bypass de 0,1 (figura 4.22). Por tanto:

$$FB = \frac{T_{s,5b} - T_{s,5}}{T_{s,5b} - T_{s,3}}$$

Despejando y substituyendo tenemos:

$$0,1 = \frac{T_{s,5b} - 18}{T_{s,5b} - 6,19} \longrightarrow T_{s,5b} = 19,38 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Potencias de los equipos:

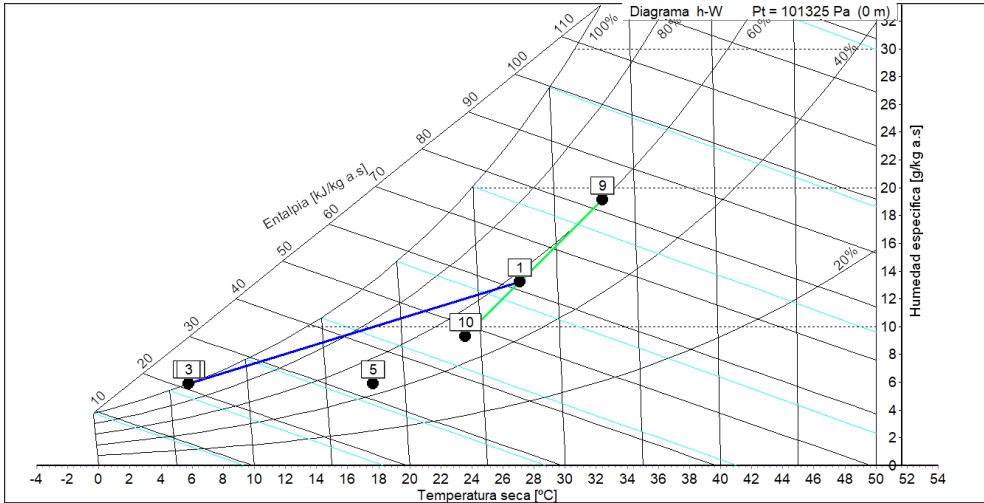


Figura 4.21: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

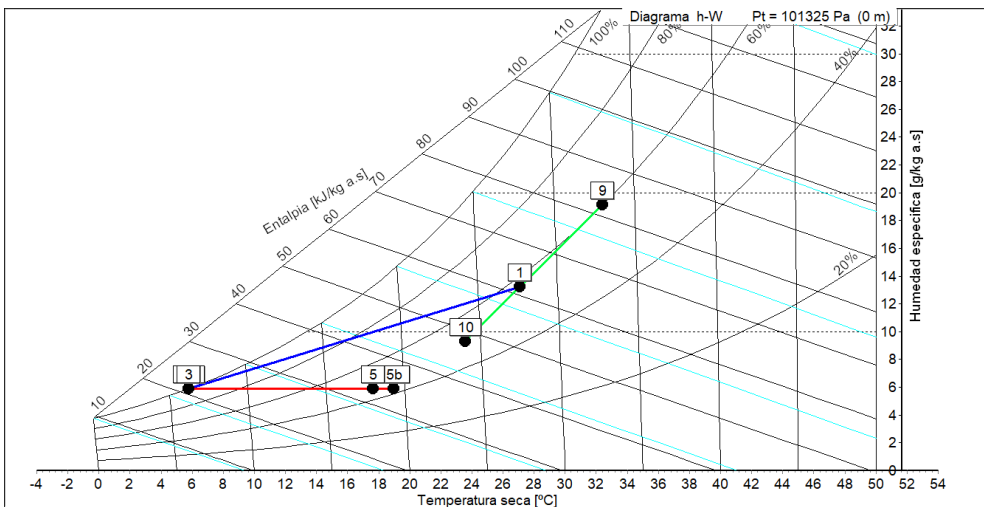


Figura 4.22: Representación del punto "5" en el diagrama psicrométrico.

- Potencia total a utilizar en la batería fría.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_5(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_1 - h_3) = 1,1471(61,56 - 20,99) = 46,54 \text{ [kW]}$$

- Potencia total a utilizar en la batería caliente.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_5(h_5 - h_4) = \dot{m}_5(h_5 - h_3) = 1,1471(32,99 - 20,99) = 13,77 \text{ [kW]}$$

- El humectador situado en el aire retornado sí está en marcha.

En primer, lugar deberemos obtener las condiciones del aire en el punto "7" (salida del humectador en la recirculación). Como es un humectador con recirculación, la temperatura húmeda a la salida será igual a la de entrada (punto "6") $T_{h,7} = T_{h,6} = 17,07 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Podemos obtener la humedad específica utilizando el concepto de eficiencia, así:

$$EFI = \frac{W_7 - W_6}{W_{7b} - W_6}$$

Las condiciones ideales de salida del humectador se obtendrán con la temperatura húmeda de entrada y la humedad relativa del 100[%]. Se puede leer en el diagrama $W_{7b} = 0,01218 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$. Sustituyendo en la expresión de la eficiencia, tenemos:

$$\begin{aligned} W_7 &= W_6 + \frac{EFI}{100}(W_{7b} - W_6) \\ &= 0,009298 + 0,8 \cdot (0,01218 - 0,009298) = 0,01160 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Con la temperatura húmeda y la humedad específica del punto "7", leemos el resto de variables del diagrama (figura 4.23).

$$\begin{aligned} T_{s,7} &= 18,45 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,7} &= 16,32 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_7 &= 47,98 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

En ese caso, las condiciones de mezcla (punto "1", figura 4.24) se obtienen como:

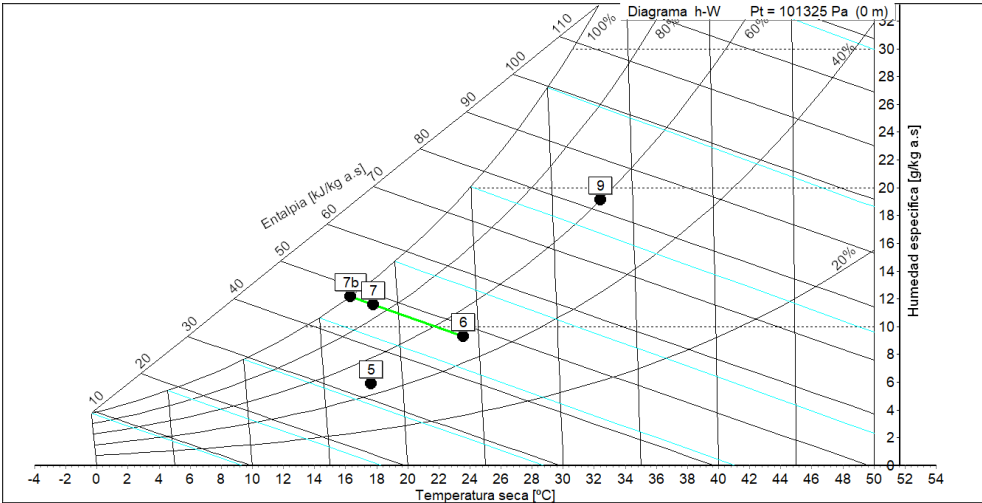


Figura 4.23: Representación del punto "7" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \frac{\dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{10} \cdot h_7}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{10}} \\
 &= \frac{0,4588 \cdot 82,17 + 0,6883 \cdot 47,98}{0,4588 + 0,6883} = 61,65 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \frac{\dot{m}_9 \cdot W_9 + \dot{m}_{10} \cdot W_7}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{10}} \\
 &= \frac{0,4588 \cdot 0,019111 + 0,6883 \cdot 0,01160}{0,4588 + 0,6883} = 0,01461 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

De donde su temperatura seca es:

$$T_{s,1} = \frac{h_1 - 2501W_1}{1,006 + 1,86W_1} = \frac{61,65 - 2501 \cdot 0,01461}{1,006 + 1,86 \cdot 0,01461} = 24,32 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Para pasar del punto "1" (mezcla) al punto "5" (impulsión) deberemos poner en marcha al batería de frío y la segunda batería caliente. Estarán paradas la primera batería caliente y el humectador en la impulsión.

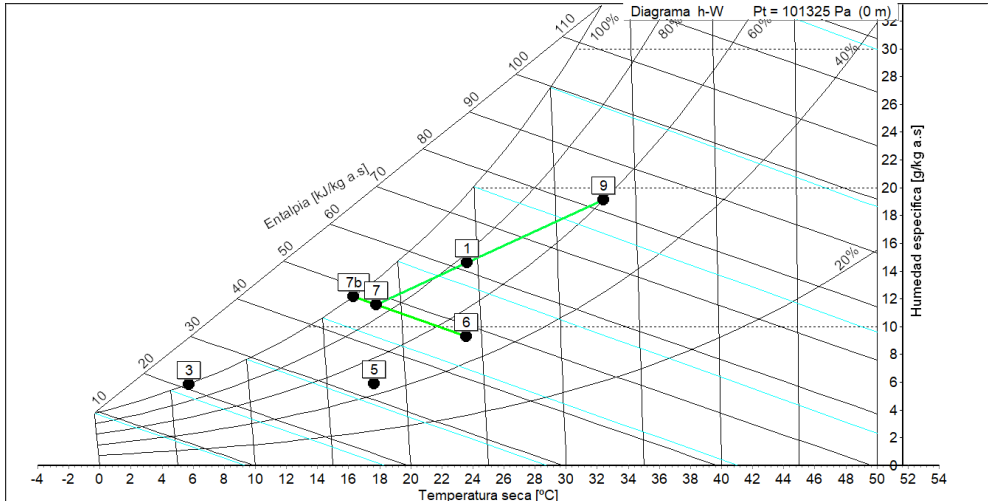


Figura 4.24: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

La humedad específica de las condiciones de impulsión se deberán alcanzar a la salida de la batería fría, y haciendo uso del factor de bypass (en esta batería nulo según el enunciado) tendremos:

$$FB = \frac{W_3 - W_{3b}}{W_1 - W_{3b}}$$

Luego, las condiciones del punto ideal de salida de la batería (Punto "3b") coincidirán con las condiciones reales, y por tanto, será un punto con la humedad específica del punto "5" ($W_3 = 0,0058726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$) y una humedad relativa del 100[%] (ver figura 4.25).

$$\begin{aligned} T_{s,3} = T_{r,3} = T_{h,3} &= 6,19 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_3 &= 20,99 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Finalmente, tendremos un calentamiento hasta alcanzar las condiciones de impulsión con un equipo que, en este caso, tiene un factor de bypass de 0,1, por tanto:

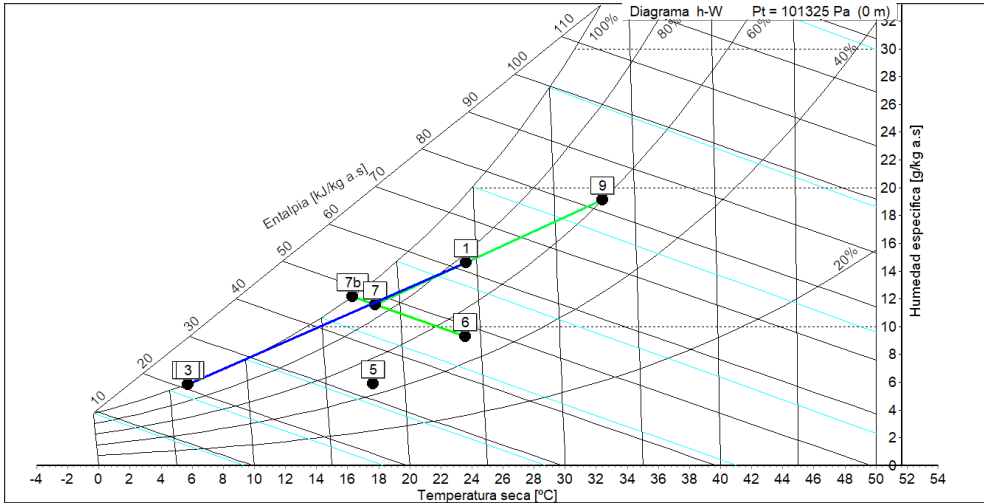


Figura 4.25: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

$$FB = \frac{T_{s,5b} - T_{s,5}}{T_{s,5b} - T_{s,3}} \rightarrow 0,1 = \frac{T_{s,5b} - 18}{T_{s,5b} - 6,19}$$

Por lo tanto, $T_{s,5b} = 19,38 [^{\circ}\text{C}]$

Potencias de los equipos:

- Potencia total a utilizar en la batería fría.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_5(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_1 - h_3) = 1,1471(61,56 - 20,99) = 46,54 [\text{kW}]$$

- Potencia total a utilizar en la batería caliente.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_5(h_5 - h_4) = \dot{m}_5(h_5 - h_3) = 1,1471(32,99 - 20,99) = 13,77 [\text{kW}]$$

punto 4

Como observamos, no se ha producido ninguna mejora. El objetivo del humidificador es bajar la temperatura del aire recirculado. El problema es que

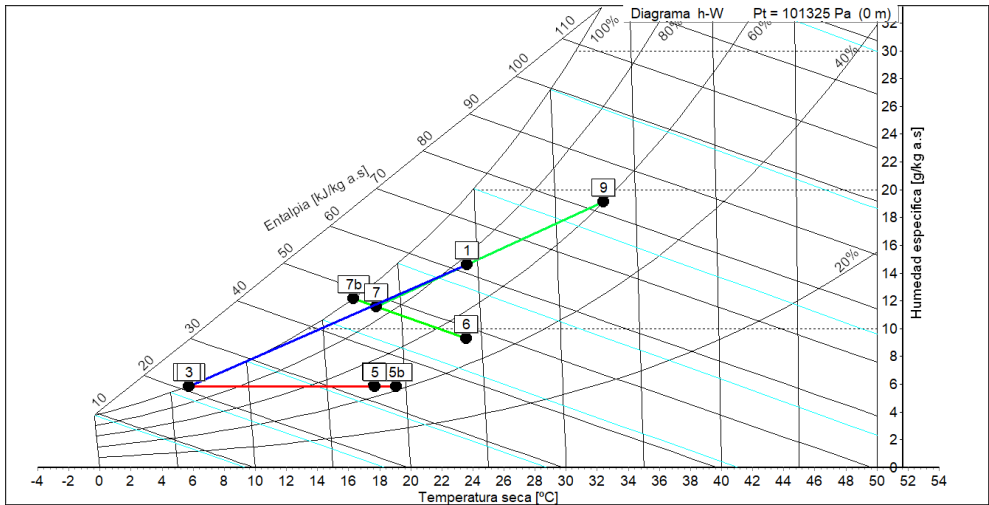


Figura 4.26: Representación del punto "5" en el diagrama psicrométrico.

aumentamos la humedad. Por lo tanto, el efecto será prácticamente el mismo usándolo o no en su posición actual. Tan sólo cambiamos carga sensible por carga latente en la batería de frío.

4.5 Problema 11

Ejercicio sobre transformaciones psicrométricas. Manejo de los factores de bypass. Optimización energética.

4.5.1 Enunciado

Se diseña una instalación de aire acondicionado, como se indica en la figura 4.27, en la cual se conocen las cargas latentes y sensibles del local (interior de un edificio):

- $\dot{Q}_s = 12\,000$ [W]
- $\dot{Q}_l = 6000$ [W]

Ambos son calores ganados.

Las condiciones ambientales que se desean mantener en el local son $T_s = 22$ [°C] y $\phi = 60$ [%], siendo la presión total $1[atm](101\,325$ [Pa]). Las características esenciales de los diferentes elementos que componen la instalación son:

- Resistencia eléctrica de calentamiento de $10[kW]$ con funcionamiento todo - nada.
- Humectador mediante lavador con agua a $T_w = 20$ [°C], presentando una eficiencia del $EFI = 85$ [%].
- Enfriador por batería de frío, de potencia ilimitada, con un punto de rocío del serpentín de $T_{adp} = 2$ [°C] y con un factor de bypass propio de 0, 1.

Sabiendo que la cantidad de aire recirculado es del 25 [%] del total de impulsión y que las condiciones del aire exterior nos vienen definidas como $T_s = 15$ [°C] de temperatura seca y $T_h = 12$ [°C] de temperatura húmeda. Además, por condicionamientos de la instalación, se fija como temperatura seca del aire de impulsión $T_{imp} = 22$ [°C]. Se pide:

1. Caudal másico y condiciones psicrométricas del aire de impulsión.
2. Condiciones psicrométricas de todos los puntos de la figura.

3. Cantidad de aire que se debe bypassear por las ramas "a", "b" y "c" para consumir la mínima potencia (manteniendo el aire en las condiciones de impulsión).

Se pueden utilizar las expresiones simplificadas:

- $\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{local} - T_{imp})$
- $\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local} - W_{imp})$

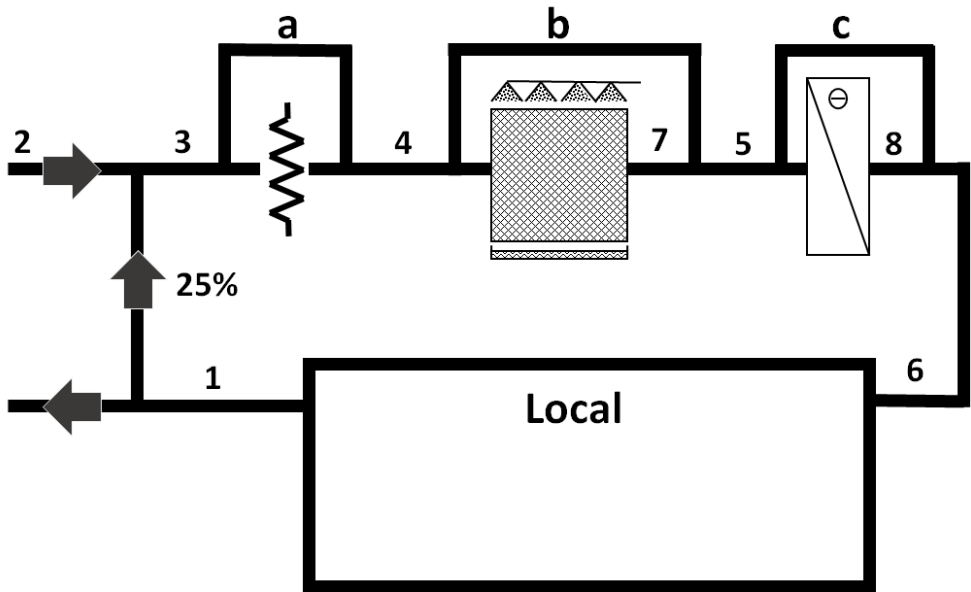


Figura 4.27: Esquema de la UTA.

4.5.2 Solución

punto 1

En primer lugar, determinamos las propiedades psicrométricas del aire en el local, conocidos los datos $T_{s,1} = 22 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_1 = 60 [\%]$ Sobre el diagrama psicrométrico leemos el resto de variables:

$$\begin{aligned}h_1 &= 47,28 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \\W_1 &= 0,0099 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \\v_{e,1} &= 0,8494 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}] \\T_{h,1} &= 16,87 [^{\circ}\text{C}] \\T_{r,1} &= 13,89 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}$$

Análogamente, para las condiciones exteriores conocemos $T_{s,2} = 15 [^{\circ}\text{C}]$ y $T_{h,2} = 12 [^{\circ}\text{C}]$ y leyendo sobre el diagrama psicrométrico tenemos:

$$\begin{aligned}h_2 &= 34,04 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \\W_2 &= 0,00749 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \\v_{e,2} &= 0,8261 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}] \\\phi_2 &= 70,7 [^{\circ}\text{C}] \\T_{r,2} &= 9,73 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}$$

En el diagrama de figura 4.28 se representan ambos puntos.

Las condiciones de mezcla, de acuerdo con los porcentajes usados de ambas corrientes (25 % del punto "1" y 75 % del punto "2") , se obtendrán mediante:

$$\begin{aligned}h_3 &= 0,25h_1 + 0,75h_2 = 37,35 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \\W_3 &= 0,25W_1 + 0,75W_2 = 0,00809 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

y leyendo en el diagrama de la figura 4.29 tenemos:

$$\begin{aligned}T_{s,3} &= 16,76 [^{\circ}\text{C}] \\T_{h,3} &= 13,30 [^{\circ}\text{C}] \\\phi_3 &= 68,1 [\%] \\T_{r,3} &= 10,87 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}$$

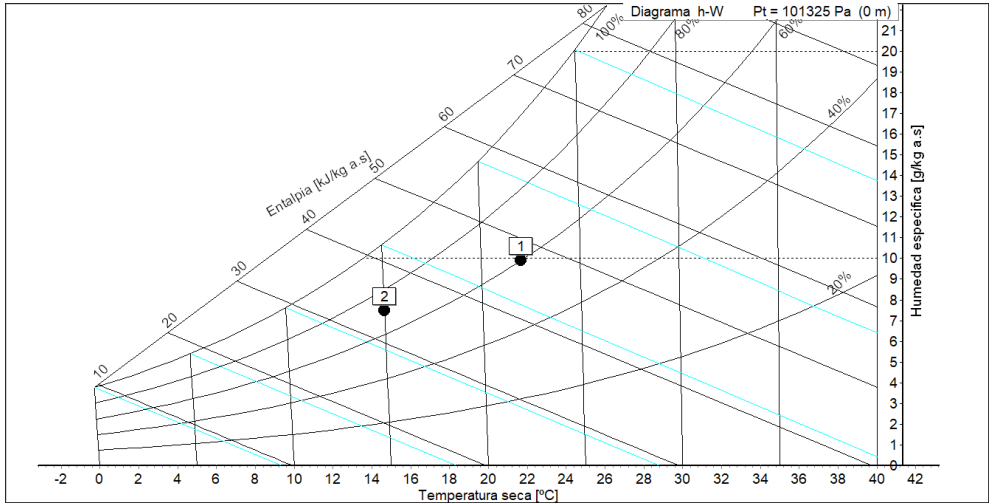


Figura 4.28: Representación de las condiciones del local y exteriores en el diagrama psicrométrico.

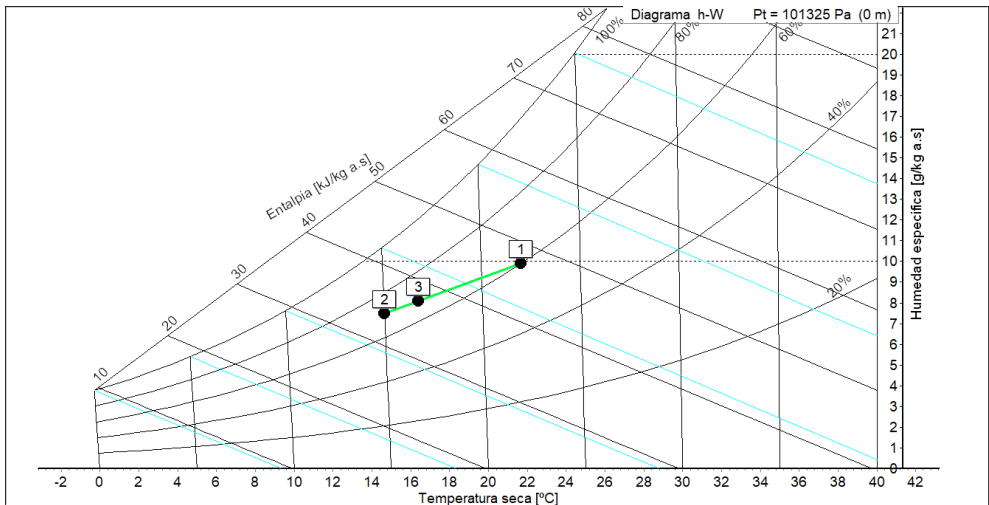


Figura 4.29: Representación del punto de mezcla "3" en el diagrama psicrométrico.

A continuación, pasamos a obtener las condiciones del punto de impulsión, ya que conocemos el calor sensible y latente compensado en el local y la temperatura de impulsión:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{imp}(T_{local} - T_{imp}) \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local} - W_{imp})\end{aligned}$$

substituyendo los valores conocidos tenemos:

$$\begin{aligned}+12000 &= 1200\dot{V}_{imp}(22 - 15) \\ +6000 &= 3002400\dot{V}_{imp}(0,0099 - W_{imp})\end{aligned}$$

de donde podemos obtener los valores de:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{imp} &= V_6 = 1,429 \text{ [m}^3\text{/s]} \\ W_6 &= 0,0085 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

Por tanto podemos representar el punto de impulsión en el diagrama (figura 4.30).

el resto de variables las obtenemos leyendo el diagrama:

$$\begin{aligned}h_6 &= 36,59 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \\ \phi_6 &= 80,1 \text{ [%]} \\ v_{e,6} &= 0,8273 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{as}}] \\ T_{h,6} &= 13,00 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,6} &= 11,60 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

El caudal másico tratado será:

$$\dot{m}_6 = \frac{\dot{V}_6}{v_{e,6}} = \frac{5142,8}{0,8273} = 6216 \text{ [kg}_{\text{as}}\text{/h]}$$

punto 2

Una vez obtenidas las condiciones de mezcla y de impulsión podemos discutir ónde se situarán los puntos intermedios "4" y "5", así:

- Punto "4". Se encontrará en la horizontal a la derecha del punto "3" (Condiciones de mezcla).
- Punto "5". Se encontrará en la recta que une las condiciones ideales de salida de la batería fría ($T_{s,B} = 2 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi_B = 100\%$), y las condiciones de impulsión (Punto "6"), por ser una mezcla.
- Punto "5". Se encontrará en la recta que une las condiciones ideales de saturación del lavador ($T_{s,H} = 20 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi_H = 100\%$), y el punto "4", por ser una mezcla.

Así, observamos que al añadir calor en la primera batería, únicamente hace que empleemos mayor potencia frigorífica en la instalación para obtener los mismos resultados, ver figura 4.31.

Por lo tanto, la solución mas económica será no poner en marcha la primera batería caliente, es decir, circular todo el caudal por "a". (Punto "3" = Punto "4"). Las condiciones ideales de salida de la batería fría serán $T_{s,8b} = 2 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi_{8b} = 100\%$. Ver figura 4.32.

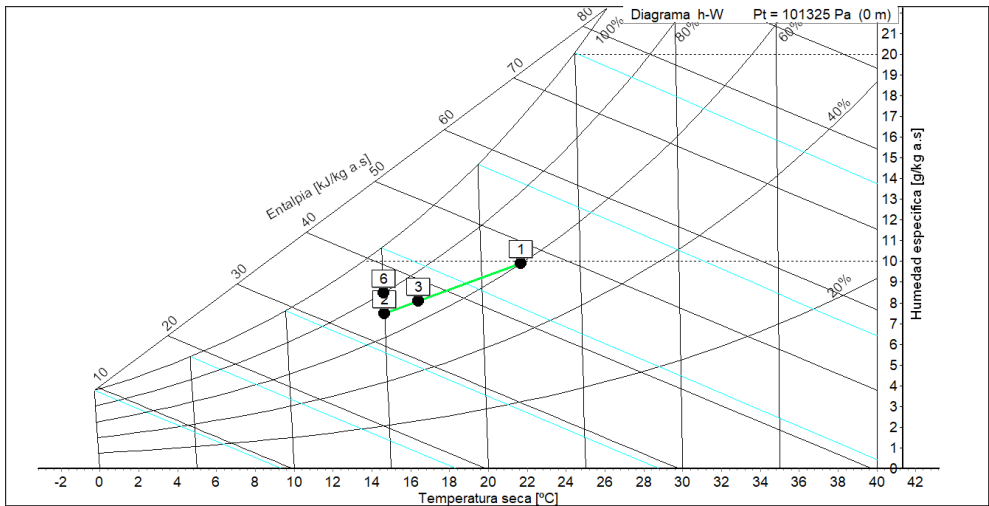


Figura 4.30: Representación del punto de impulsión "6" en el diagrama psicrométrico.

$$h_{8b} = 36,59 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

$$W_{8b} = 0,00436 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

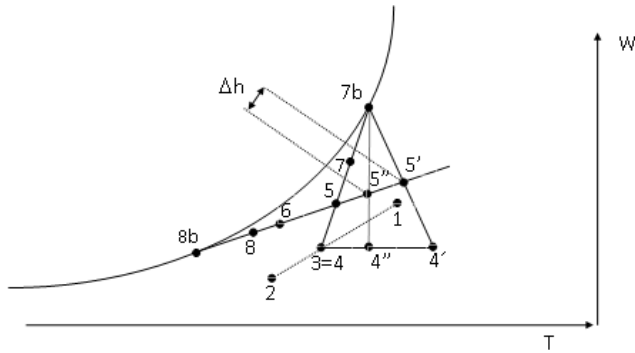


Figura 4.31: Representación del hipotético caso de añadir calor en la primera batería.

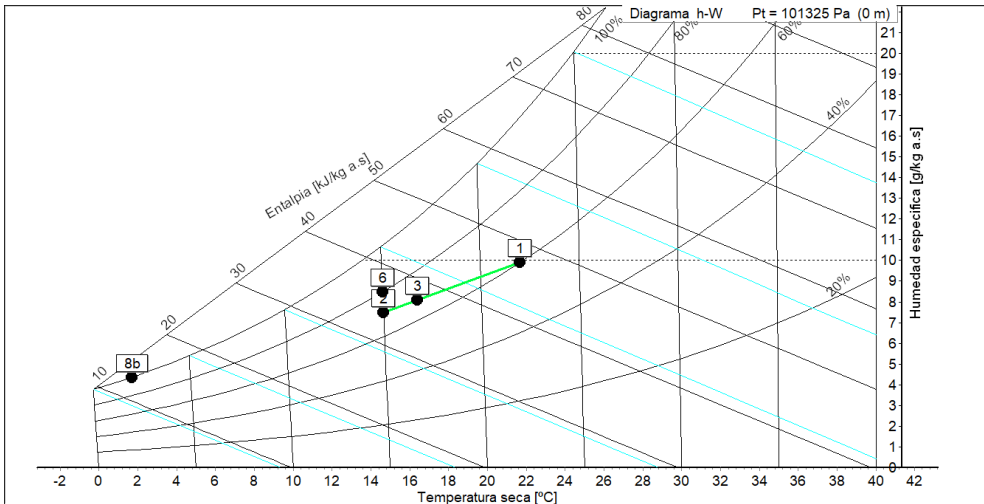


Figura 4.32: Representación del punto "8b" en el diagrama psicrométrico.

Las condiciones ideales de salida del humectador son $T_{s,7b} = 20$ [°C], $\phi_{7b} = 100$ %.

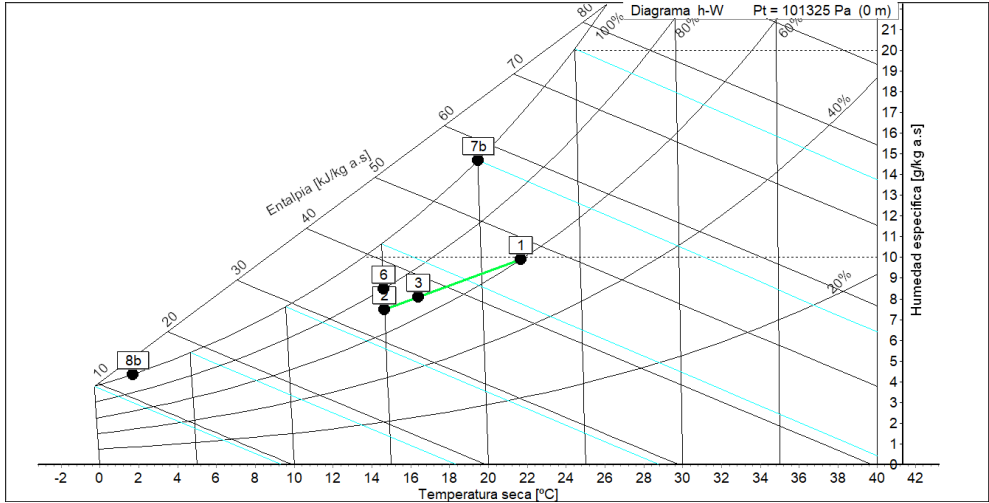


Figura 4.33: Representación del punto "7b" en el diagrama psicrométrico.

$$h_{7b} = 57,42 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

$$W_{7b} = 0,01470 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Y en el diagrama figura 4.34 podemos leer las condiciones del punto "5" como intersección de las rectas ("3"- "7b") y ("6"- "8b").

Expresamos las rectas como:

- Recta que pasa por "3"- "7b"

$$\frac{h_5 - h_3}{h_{7b} - h_3} = \frac{W_5 - W_3}{W_{7b} - W_3} \Rightarrow \frac{h_5 - 37,35}{57,42 - 37,35} = \frac{W_5 - 0,00809}{0,01470 - 0,00809}$$

- Recta que pasa por "6"- "8b"

$$\frac{h_6 - h_{8b}}{h_5 - h_{8b}} = \frac{W_6 - W_{8b}}{W_5 - W_{8b}} \Rightarrow \frac{36,59 - 12,94}{h_5 - 12,94} = \frac{0,0085 - 0,00436}{W_5 - 0,00436}$$

Operando tenemos las expresiones:

$$h_5 = 37,35 + 3036,30862(W_5 - 0,00809)$$

$$h_5 = 12,94 + 5712,56039(W_5 - 0,00436)$$

y resolviendo el sistema planteado tenemos:

$$h_5 = 40,869 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$W_5 = 0,00925 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Leyendo el punto en el diagrama tenemos:

$$T_{s,5} = 17,34 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,5} = 14,61 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,5} = 12,87 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_5 = 75,0 \text{ [%]}$$

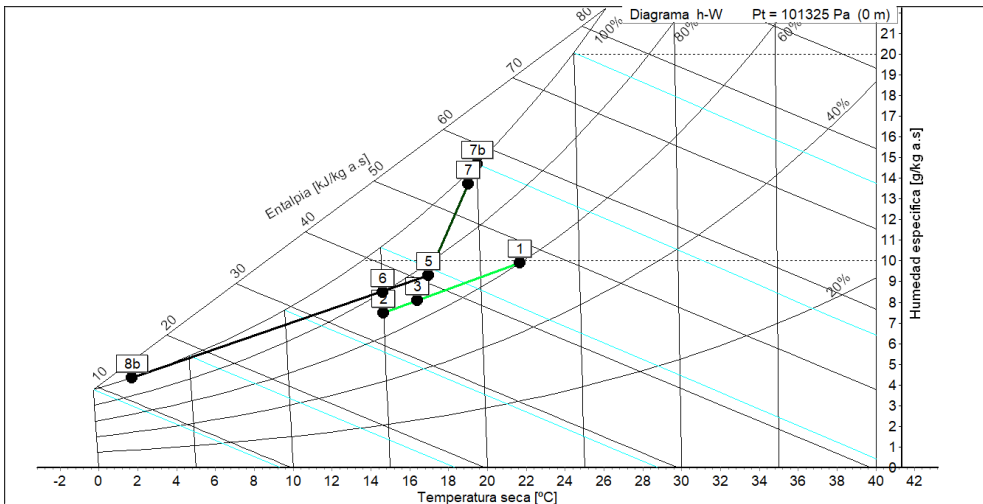


Figura 4.34: Representación de las rectas "3"-7b" y "6"-8b" y el punto "5"

Por otra parte, para calcular el punto "7" planteamos la ecuación de la eficiencia del humectador:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_7 - h_3}{h_h - h_3} = \frac{W_7 - W_3}{W_h - W_3}$$

Substituyendo tenemos:

$$0,85 = \frac{h_7 - 37,35}{57,42 - 37,35} = \frac{W_7 - 0,00809}{0,01470 - 0,00809}$$

obteniendo:

$$\begin{aligned} h_7 &= 54,41 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \\ W_7 &= 0,01371 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

de manera que el resto de variables las leemos del diagrama:

$$\begin{aligned} T_{s,7} &= 19,51 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,7} &= 19,10 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,7} &= 18,91 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_7 &= 96,3 \text{ [%]} \end{aligned}$$

En la figura 4.33 quedan representados los puntos y las transformaciones.

punto 3

Veamos ahora las proporciones de caudal de aire que tienen que pasar en cada uno de los bypass. En el apartado anterior se había mostrado que la solución más económica era no calentar la corriente de aire en la primera batería, de manera que todo el aire pasaría por el bypass a , es decir $a = 1$.

La mezcla del punto "4" (que en este caso son las mismas que el punto "3") y del punto "7" debe proporcionar las condiciones del punto "5", por lo que podemos calcular la fracción de caudal que pasa por b .

$$h_5 = (1 - b)h_7 + bh_4$$

Por lo tanto,

$$b = \frac{h_5 - h_7}{h_4 - h_7} = \frac{40,869 - 54,41}{37,35 - 54,41} = 0,794$$

Finalmente, para obtener el punto "8" (salida batería fría) haremos uso del factor de bypass:

$$FB = \frac{h_8 - h_{8b}}{h_5 - h_{8b}} = \frac{W_8 - W_{8b}}{W_5 - W_{8b}}$$

Por lo tanto,

$$0,1 = \frac{h_8 - 12,94}{40,869 - 12,94} = \frac{W_8 - 0,00436}{0,00925 - 0,00436}$$

De manera que,

$$h_8 = 15,733 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

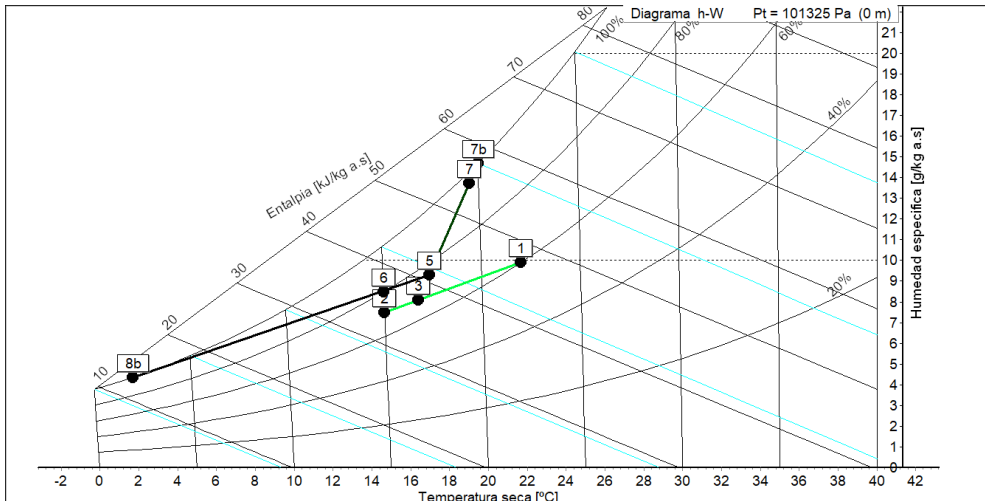


Figura 4.35: Representación del punto "7" en el diagrama psicrométrico.

$$W_8 = 0,00485 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

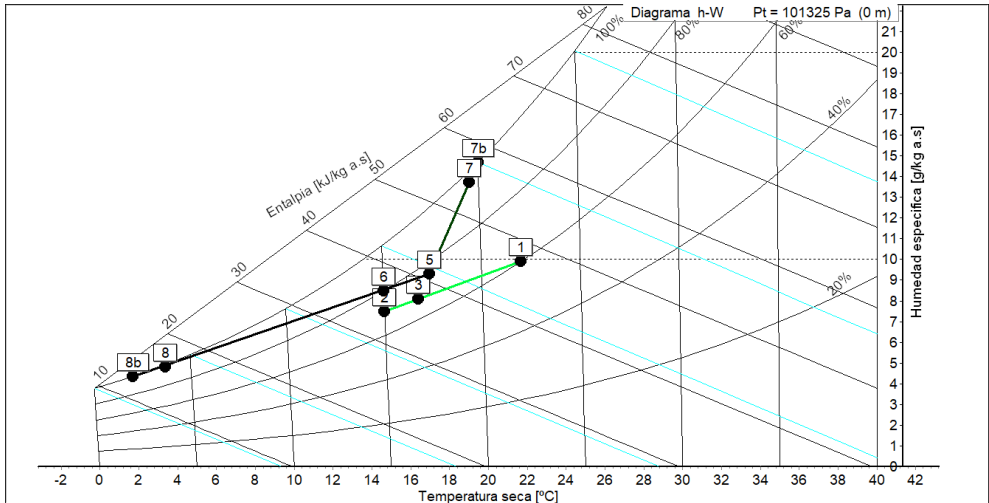


Figura 4.36: Representación del punto "8" en el diagrama psicrométrico.

como se puede leer en figura 4.36, el resto de variables del punto son,

$$T_{s,8} = 3,55 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,8} = 3,52 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,8} = 3,48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_8 = 99,5 \text{ [%]}$$

Por último recordar que mediante la mezcla del punto "8" y del punto "5" se obtiene el punto de impulsión "6", por tanto podremos obtener el % de caudal de aire bypassado mediante:

$$h_6 = (1 - c)h_8 + ch_5$$

luego,

$$c = \frac{h_6 - h_8}{h_5 - h_8} = \frac{36,59 - 15,733}{40,869 - 15,733} = 0,8298$$

4.6 Problema 12

Además de trabajar con las transformaciones psicrométricas, se ha de buscar la forma de solucionar una concepción con restricciones reales (mínima potencia).

4.6.1 Enunciado

Sea una instalación como la representada en la figura, en la cual se considera que los elementos poseen un factor de bypass nulo y una eficiencia de humectación del $EFI = 100[\%]$. El local climatizado se desea mantener a $T_s = 22 [^{\circ}\text{C}]$ de temperatura seca y $\phi = 50[\%]$ de humedad relativa (presión total $1[\text{atm}](101\,325 [\text{Pa}])$), tanto en verano como en invierno. Calculadas las cargas del local en las dos estaciones y el volumen de impulsión, las condiciones de entrada del aire acondicionado al local son:

- Verano: $T_s = 20 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 60[\%]$
- Invierno: $T_s = 25 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 40[\%]$

Las condiciones exteriores de proyecto para dicha instalación son:

- Verano: $T_s = 30 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 60[\%]$
- Invierno: $T_s = 5 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 70[\%]$

Sabiendo que la proporción de aire recirculado en la instalación es del $50[\%]$, se desea saber:

1. Flujos de aire por los distintos ramales de la instalación en las condiciones de invierno que minimizan la potencia.
2. Flujos de aire por los distintos ramales de la instalación en las condiciones de verano que minimizan la potencia.

Nota: Se considerará un $T_{adp} = 5 [^{\circ}\text{C}]$ en la batería de frío.

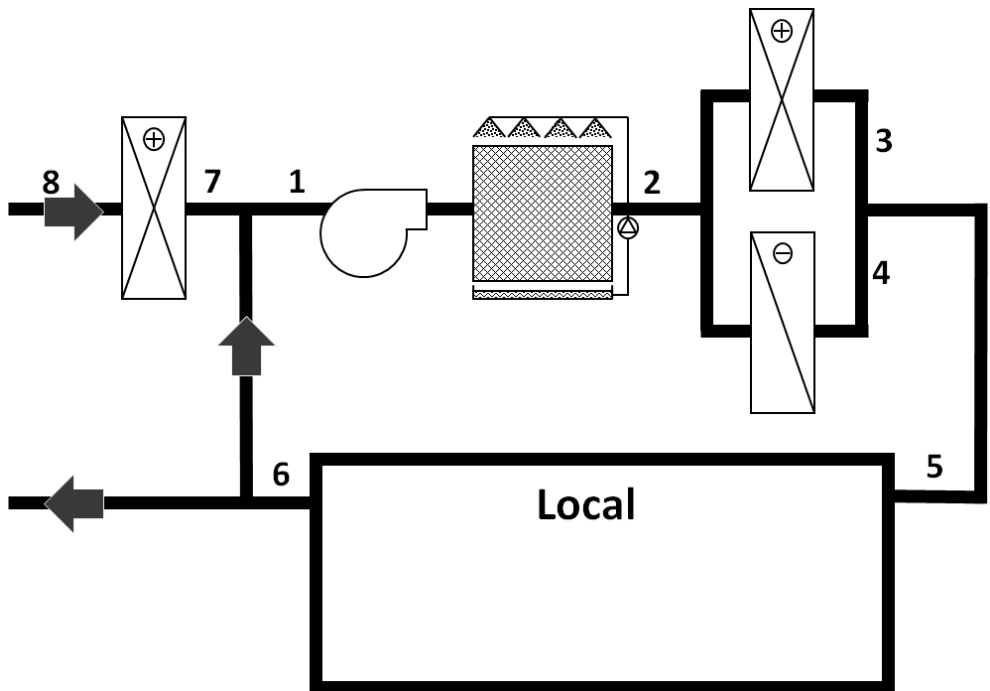


Figura 4.37: Esquema de la UTA.

4.6.2 Solución

punto 1

Vamos a analizar inicialmente las condiciones de invierno, situaremos en el diagrama los puntos del local "6", las condiciones exteriores "8", así como las condiciones de impulsión "5":

Punto "6" (local): $T_{s,6} = 22$ [°C] y $\phi_6 = 50$ [%], podemos leer:

$$\begin{aligned}T_{r,6} &= 11,11 \text{ [°C]} \\T_{h,6} &= 15,41 \text{ [°C]} \\W_6 &= 0,008\ 22 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\h_6 &= 42,90 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}\end{aligned}$$

Punto "8" (exterior): $T_{s,8} = 5$ [°C] y $\phi_8 = 70$ [%], podemos leer:

$$\begin{aligned}T_{r,8} &= -0,01 \text{ [°C]} \\T_{h,8} &= 2,851 \text{ [°C]} \\W_8 &= 0,003\ 77 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\h_8 &= 14,47 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}\end{aligned}$$

Punto "5" (impulsión): $T_{s,5} = 25$ [°C] y $\phi_5 = 40$ [%], podemos leer:

$$\begin{aligned}T_{r,5} &= 10,48 \text{ [°C]} \\T_{h,5} &= 16,19 \text{ [°C]} \\W_5 &= 0,007\ 88 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\h_5 &= 45,06 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}\end{aligned}$$

Independientemente de que esté en marcha la primera batería de calor o no, la humedad específica del punto "7" será la misma que la de las condiciones exteriores, y la humedad específica del punto "1", que es una mezcla al 50 [%] del local y del punto "7" será:

$$W_1 = 0,5W_6 + 0,5W_8 = 0,5 \cdot 0,0082 + 0,5 \cdot 0,0038 = 0,006 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

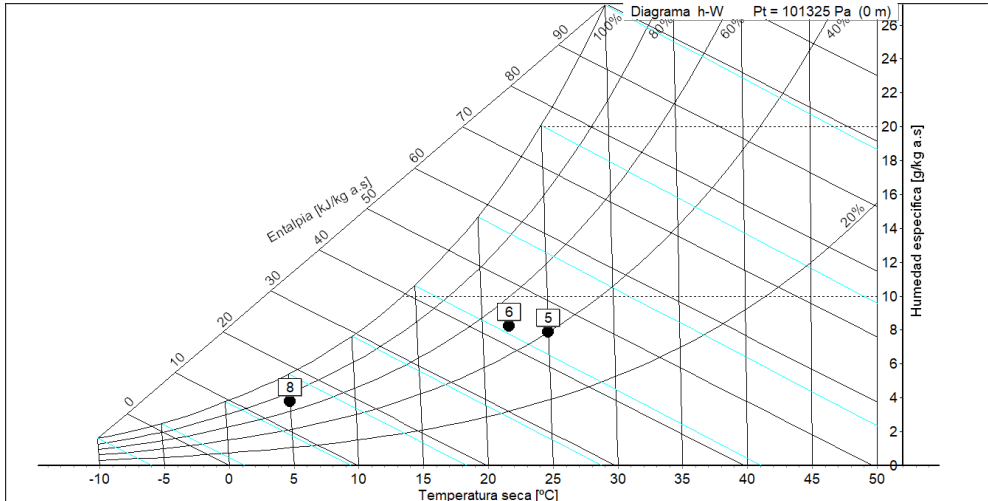


Figura 4.38: Representación en el diagrama psicrométrico de las condiciones del local, exteriores e impulsión.

La humedad específica en la impulsión ($W_{imp} = 0,00788 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}])$ es mayor que en el punto "1", y el único sistema existente para aportar agua es el lavador, luego deberá estar en marcha. Al ser un equipo con una eficiencia del 100[%] (ideal), el aire a su salida, punto "2", tendrá una humedad relativa del 100[%].

Si humectamos más de lo necesario, deberemos posteriormente poner el equipo de frío para compensar dicho aporte extra de humedad, lo que a su vez enfriará el aire que deberá compensarse con un mayor aporte de calor en la segunda batería de calor, es decir, mayor consumo energético.

Por lo tanto, el punto "2" tiene una humedad relativa del 100[%] y una humedad específica igual a las condiciones de impulsión ($W_{imp} = 0,00788 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}])$. Con estos dos datos leemos en el diagrama (figura 4.39):

$$h_2 = 30,40 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

$$T_{s,2} = T_{h,B} = T_{r,2} = 10,48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

El punto "1" se deberá encontrar en la línea de temperatura húmeda constante, por ser una humectación con recirculación, y al ser conocida su humedad

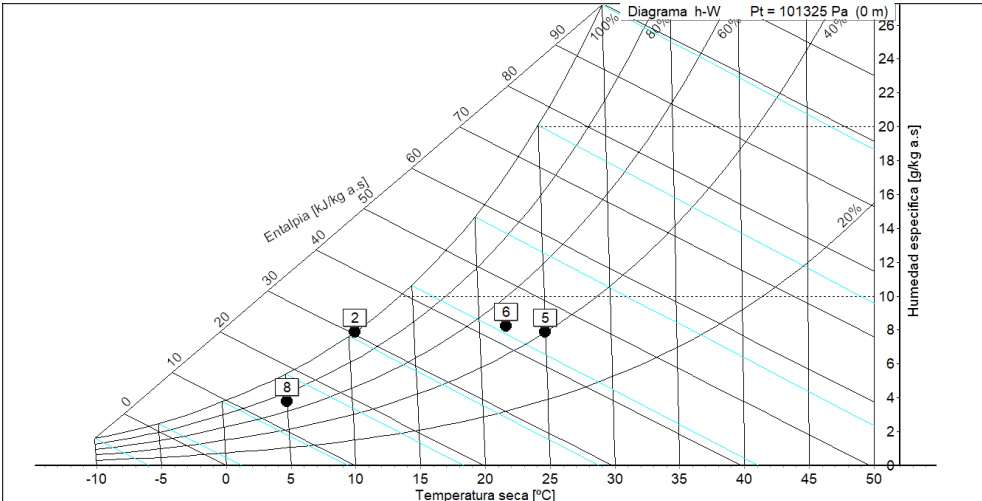


Figura 4.39: Representación en el diagrama psicrométrico del punto "2".

específica, ya está determinado: $T_{h,1} = 10,48 [^{\circ}\text{C}]$ y $W_1 = 0,0060 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$, podemos leer en la figura 4.40:

$$\begin{aligned} h_1 &= 30,33 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \\ \phi_1 &= 56,5 [\%] \\ T_{s,1} &= 15,06 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,1} &= 6,5 [^{\circ}\text{C}] \end{aligned}$$

El punto "7" debe de estar en la recta que une los puntos "1", "6" y debe tener una humedad específica igual a las condiciones exteriores ($W_7 = 0,00377 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$), además conociendo que el punto "1" es una mezcla al 50[%] de los puntos "7" y "6":

$$h_1 = 0,5h_7 + 0,5h_6$$

luego:

$$h_7 = \frac{h_1 - 0,5h_6}{0,5} = 17,62 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

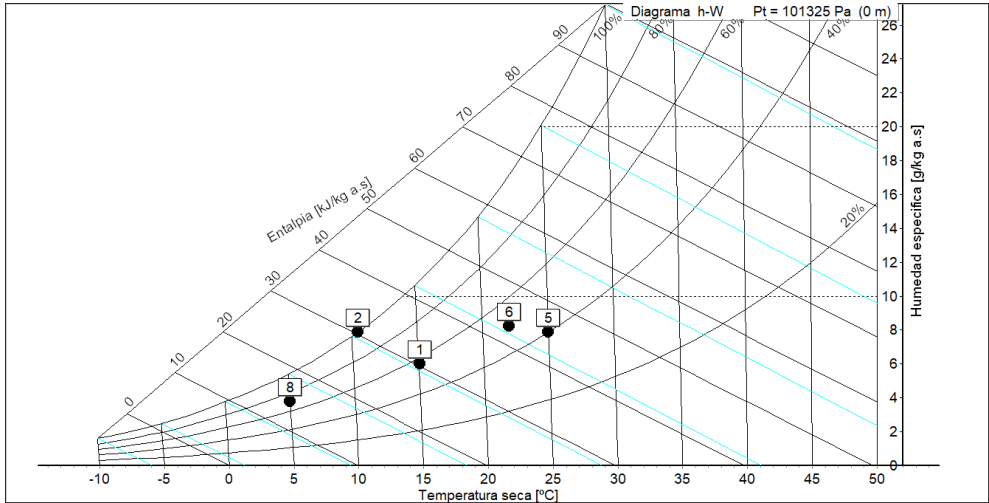


Figura 4.40: Representación en el diagrama psicrométrico del punto "1".

y leyendo en el diagrama (figura 4.41),

$$\begin{aligned}
 T_{s,7} &= 8,09 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,7} &= 4,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,7} &= -0,02 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_7 &= 56,6 \text{ [%]}
 \end{aligned}$$

Flujos de aire por los distintos ramales y equipos en marcha

- Primera batería de calor: Funcionando
- Humectador: Funcionando
- Segunda batería de calor: Funcionando. Todo el caudal de aire.
- Batería fría: No funciona

Vemos en tabla 4.4 un resumen de las condiciones psicrométricas de todos los puntos en modo invierno:

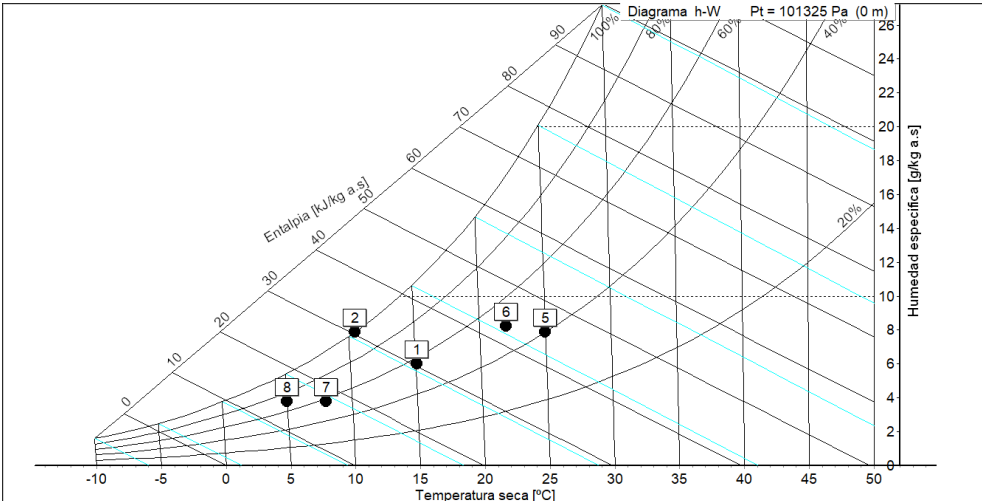


Figura 4.41: Representación en el diagrama psicrométrico del punto "7".

En el diagrama de la figura 4.42 podemos observar las transformaciones realizadas.

punto 2

A continuación analizaremos las condiciones de verano. Situaremos en el diagrama los puntos del local "6", las condiciones exteriores "8", así como las condiciones de impulsión "5":

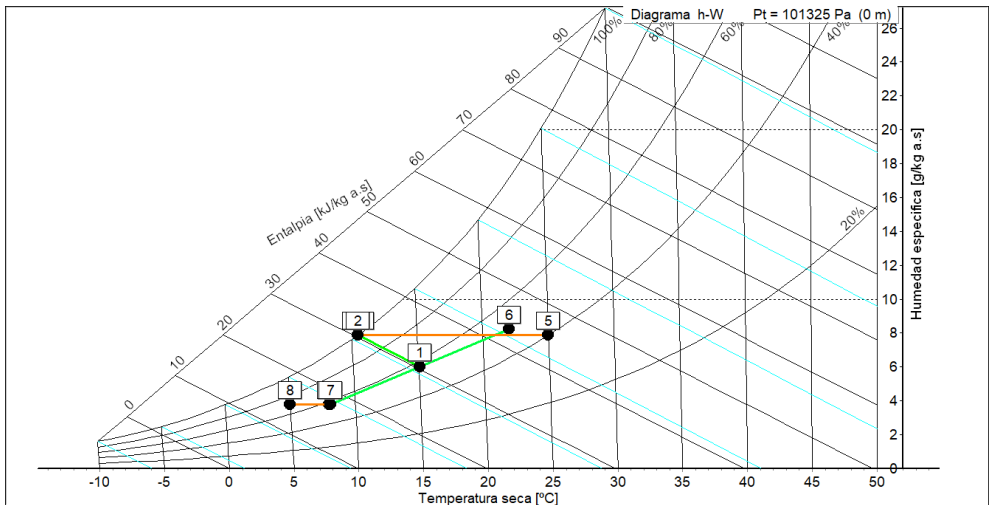
Punto "6"(local): $T_{s,6} = 22$ [°C] y $\phi_6 = 50$ [%], podemos leer:

$$\begin{aligned} T_{r,6} &= 11,11 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,6} &= 15,41 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ W_6 &= 0,00822 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]} \\ h_6 &= 42,90 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]} \end{aligned}$$

Punto "8"(exterior): $T_{s,8} = 30$ [°C] y $\phi_8 = 60$ [%], podemos leer:

Tabla 4.4: Resumen de propiedades de los puntos en modo invierno.

Punto	Ts [°C]	Th[°C]	Tr [°C]	h[kJ/kg as]	W[kg/kg as]	Ø [%]
1	15,06	10,48	6,5	30,33	0,006	56,6
2	10,48	10,48	10,48	30,4	0,0078	100
3	Coincide con el punto 5					
4	No circula caudal					
5	25	16,21	10,48	45,22	0,00788	40
6	22	15,43	11,11	43,04	0,00822	50
7	8,09	4,52	-0,02	17,62	0,00377	56,6
8	5	2,86	-0,01	14,5	0,00377	70

**Figura 4.42:** Representación en el diagrama psicrométrico de las transformaciones realizadas.

$$T_{r,8} = 21,39 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,8} = 23,81 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_8 = 0,01604 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

$$h_8 = 71,19 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]}$$

Punto "5"(impulsión): $T_{s,5} = 20 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_5 = 60[\%]$, podemos leer:

$$\begin{aligned} T_{r,5} &= 12,01 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{h,5} &= 15,14 [^{\circ}\text{C}] \\ W_5 &= 0,00873 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_5 &= 42,29 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

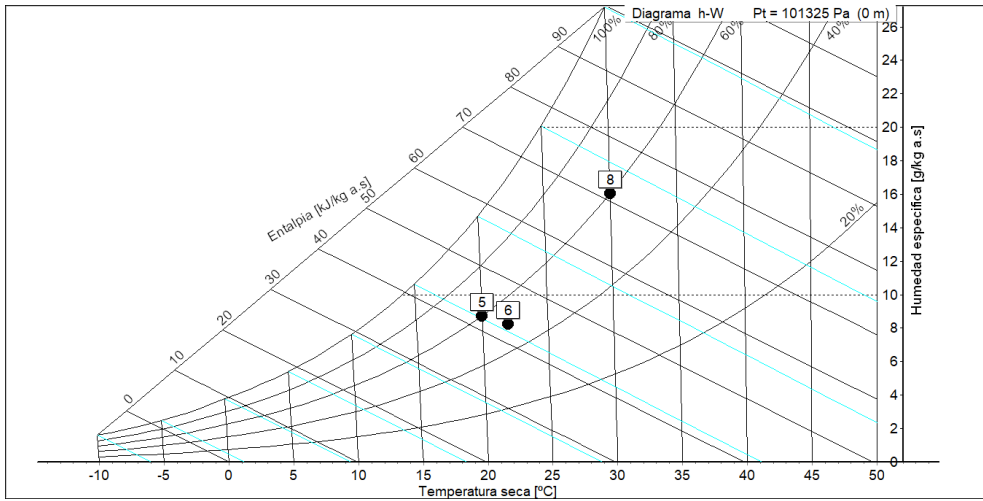


Figura 4.43: Representación en el diagrama psicrométrico de las condiciones del local, exteriores y de impulsión.

Independientemente esté en marcha la primera batería de calor o no, la humedad específica del punto "7" será la misma que la de las condiciones exteriores, y la humedad específica del punto "1", que es una mezcla al 50[%] del local y del punto "7" será:

$$W_1 = 0,5W_6 + 0,5W_8 = 0,5 \cdot 0,0082 + 0,5 \cdot 0,01604 = 0,01213 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

ya que la $W_1 > W_5$ no pondremos en marcha la humectación. Luego las condiciones del punto "2" serán las de "1".

La batería de frío deberá estar en marcha ya que $W_1 > W_5$. Si existe solución sin poner en marcha la primera batería de calor, este sistema será el mas económico, ya que el calor que le demos en la primera batería deberá ser

compensado por la batería fría; ya que sin entrar en funcionamiento la primera batería fría se tiene ($h_1 > h_5$), ya que:

$$h_1 = 0,5h_6 + 0,5h_8 = 0,5 \cdot 43,04 + 0,5 \cdot 71,194 = 57,115 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Leyendo el resto de variables para el Punto "1" en el diagrama de la figura 4.44:

$$T_{s,1} = 26,03 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,1} = 17,00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,1} = 19,97 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_1 = 57,5 \text{ [%]}$$

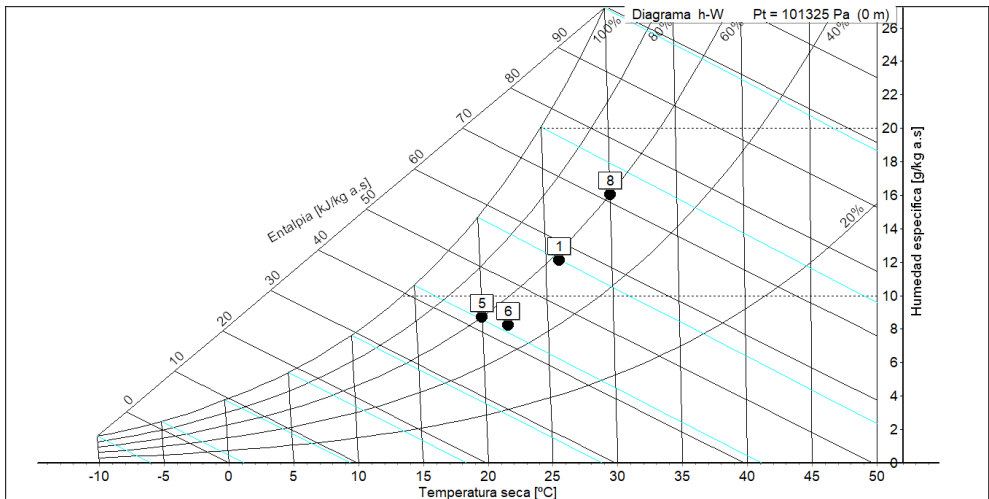


Figura 4.44: Representación en el diagrama psicrométrico del punto "1".

El aire que sea tratado por la batería fría saldrá en las condiciones: $T_{s,4} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_4 = 100 \text{ [%]}$ ya que se tiene un factor de bypass nulo. Leyendo en el diagrama (figura 4.45) el resto de propiedades:

$$T_{r,4} = T_{h,4} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_4 = 0,0054 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$h_4 = 18,59 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

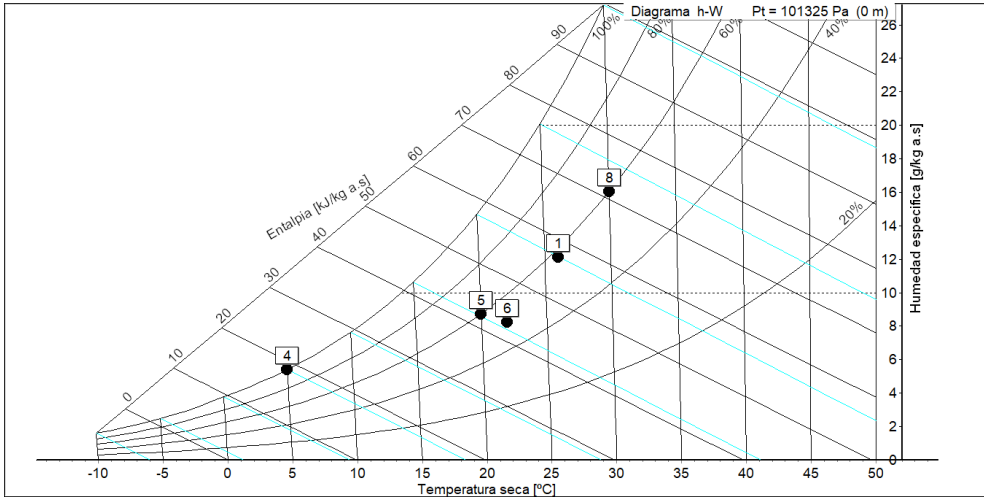


Figura 4.45: Representación en el diagrama psicrométrico del punto "4".

La humedad específica del punto "3" será la misma que la del punto "2" (que se recuerda eran las del punto "1" ya que la humectación no está funcionando en este caso). Por lo que la proporción de aire circulante por la batería fría la obtendremos teniendo en cuenta que las condiciones de impulsión son una mezcla de las de salida de la batería fría y las de salida de la segunda batería caliente, así:

$$W_5 = dW_4 + (1 - d)W_3$$

luego,

$$0,0087 = d0,0054 + (1 - d)0,01213$$

por lo tanto,

$$d = 0,5096$$

El punto "3" se encontrará en la recta que une los puntos "5" y "4", teniendo una humedad específica igual a la del punto "1". ($W_3 = 0,01213$ [kg_{H₂O}/kg_{as}])

Al ser una mezcla, podemos obtener la entalpía del punto "3":

$$h_5 = dh_4 + (1 - d)h_3$$

$$h_3 = \frac{h_5 - d \cdot h_4}{1 - d} = \frac{42,29 - 0,5096 \cdot 18,59}{1 - 0,5096} = 66,92 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

y leyendo en el diagrama (figura 4.46):

$$T_{s,3} = 35,57 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,3} = 17,00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,3} = 22,78 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_3 = 33,4 \text{ [%]}$$

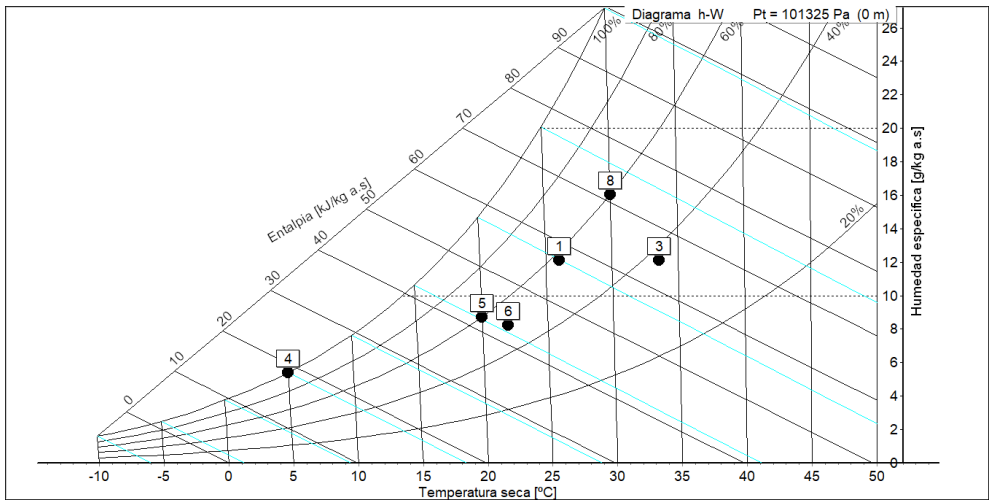


Figura 4.46: Representación en el diagrama psicrométrico del punto "3".

Los flujos de aire por los distintos ramales y los equipos puestos en marcha en el modo de verano serán:

- Primera batería de calor: No funciona
- Humectador: No funciona
- Segunda batería de calor: Funciona. Pasa el 49,11[%] de aire
- Batería fría: Funciona. Pasa el 50,89[%] de aire

Resumiendo las condiciones psicrométricas de todos los puntos en verano (tabla 4.5):

Tabla 4.5: Resumen de propiedades de los puntos en modo verano.

Punto	Ts[°C]	Th[°C]	Tr[°C]	h[kJ/kg as]	W[kg/kg as]	Ø[%]
1	26,03	19,97	17,00	57,115	0,01213	59,1
2	Coincide con el punto 1					
3	35,57	22,78	17,00	66,92	0,01213	33,4
4	5,00	5,00	5,00	18,59	0,00540	100,0
5	20,00	15,14	12,01	42,29	0,00873	60,0
6	22,00	15,35	11,00	42,88	0,00820	50,0
7	Coincide con el punto 8					
8	30,00	23,81	21,39	71,19	0,01604	60,0

La figura 4.47 muestra los diferentes procesos representados en el diagrama psicrométrico.

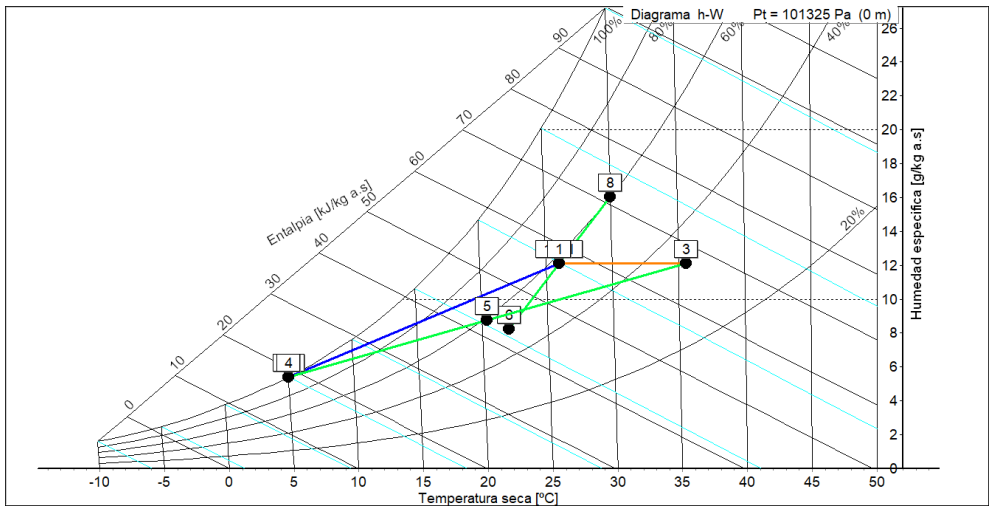


Figura 4.47: Representación de los diferentes procesos sobre el diagrama psicrométrico.

4.7 Problema 13

Sistema de climatización con recalentamiento terminal. Está prohibido en la legislación actual en España si el recalentamiento terminal se realiza con consumo de energía convencional. Se permite con calor de condensador o energía solar.

4.7.1 Enunciado

En una determinada instalación de climatización se deben acondicionar dos locales a diferentes condiciones (figura 4.48), las cuales poseen las siguientes cargas:

- Local "A": $\dot{Q}_s = 5000$ [W], $\dot{Q}_l = 1500$ [W]. Calor ganado. $T_s = 22$ [°C] y $\phi = 50$ [%]
- Local "B": $\dot{Q}_s = 9000$ [W], $\dot{Q}_l = 5000$ [W]. Calor ganado. $T_s = 20$ [°C] y $\phi = 60$ [%]

Para ello se dispone de un equipo de climatización, tal y como indica la figura, compuesto por una caja de mezcla (50 [%] aire exterior = 50 [%] aire recirculado, en volumen), una batería de frío (con un factor de bypass de 0,1) y una batería caliente. Finalmente, se dispone a la entrada a cada local la posibilidad de realizar un recalentamiento final. Calcular, funcionando con mínima potencia:

- Las potencias caloríficas y frigoríficas de los diferentes equipos.
- La T_{adp} de la batería de frío.
- Las condiciones de impulsión en cada local.

Notas:

- Salto máximo permitido entre impulsión y local de 8 [°C]
- Las condiciones exteriores son $T_{s,2} = 32$ [°C] y $\phi_2 = 68$ [%], $P_t = 101\,325$ [Pa].
- Suponer válidas las aproximaciones.

- $\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{local} - T_{imp})$
 - $\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local} - W_{imp})$
- Suponer válida la mezcla en volúmenes

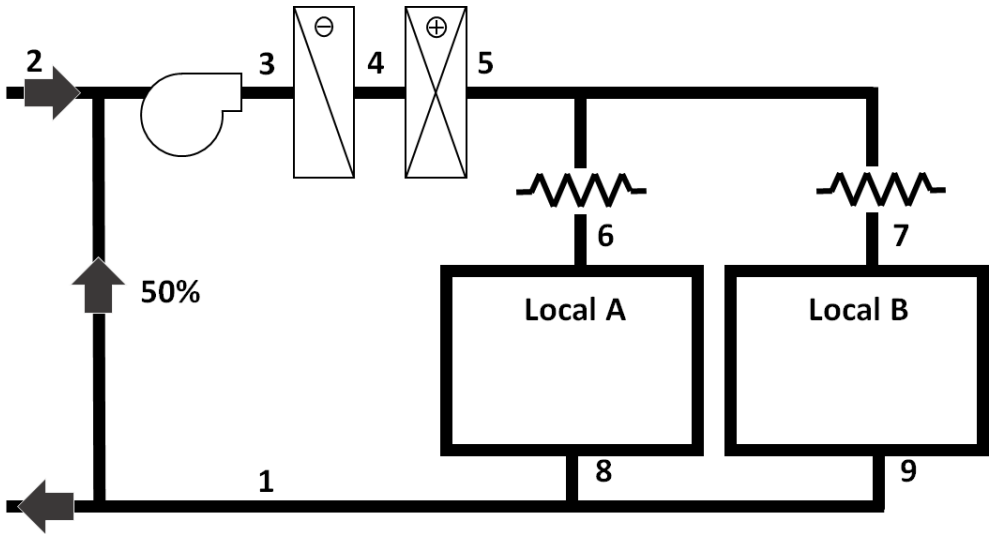


Figura 4.48: Esquema de la UTA.

4.7.2 Solución

Las condiciones del punto "1", mezcla del aire de retorno de ambos locales, es una mezcla de estados distintos, ya que ambos locales se mantienen a diferentes condiciones psicrométricas. Para estimar correctamente las propiedades de la mezcla será necesario conocer en primer lugar el volumen impulsado a cada local. Dado el sistema de climatización propuesto (figura 4.48, todo aire con recalentamiento final), las condiciones en humedad específica de las impulsiones a ambos locales son las mismas, es decir : $W_6 = W_7 = W_5$ debiéndose cumplir, para compensar tanto las cargas latentes como sensibles de ambos locales las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,A} &= 1200\dot{V}_8(T_{s,8} - T_{s,6}) \\ \dot{Q}_{l,A} &= 3002400\dot{V}_8(W_8 - W_5) \\ \dot{Q}_{s,B} &= 1200\dot{V}_9(T_{s,9} - T_{s,7}) \\ \dot{Q}_{l,B} &= 3002400\dot{V}_9(W_9 - W_5)\end{aligned}$$

siendo las condiciones psicrométricas de cada local (figura 4.49):

- Local "A": $T_{s,8} = 22$ [°C] y $\phi_8 = 50$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,8} &= 11,11 \text{ [°C]} \\ T_{h,8} &= 15,43 \text{ [°C]} \\ W_8 &= 0,008\ 22 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\ h_8 &= 43,04 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

- Local "B": $T_{s,9} = 20$ [°C] y $\phi_9 = 60$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,9} &= 12,01 \text{ [°C]} \\ T_{h,9} &= 15,14 \text{ [°C]} \\ W_9 &= 0,008\ 73 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\ h_9 &= 42,29 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

Sustituyendo en el sistema de ecuaciones anterior:

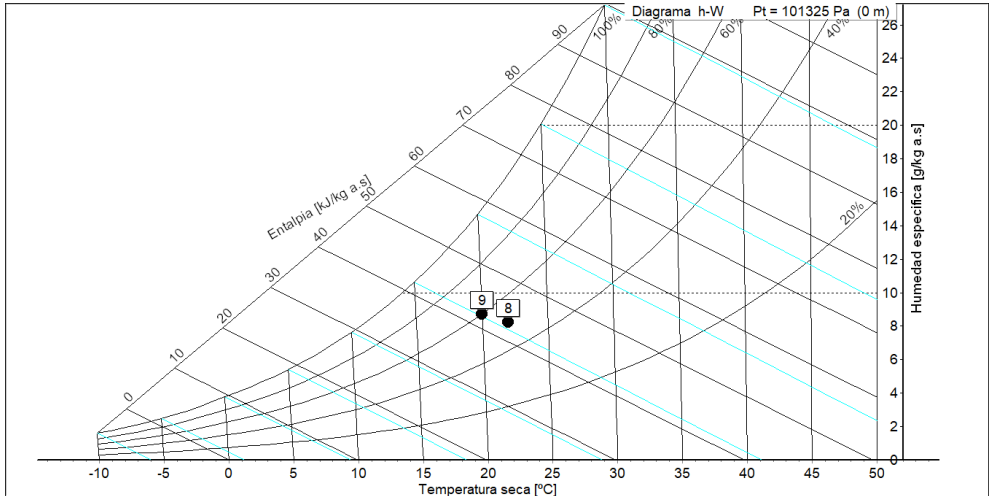


Figura 4.49: Representación de las condiciones de los locales "A" y "B".)

$$5000 = 1200\dot{V}_8(22 - T_{s,6})$$

$$1500 = 3002400\dot{V}_8(0,0082 - W_5)$$

$$9000 = 1200\dot{V}_9(20 - T_{s,7})$$

$$5000 = 3002400\dot{V}_9(0,0087 - W_5)$$

tenemos un sistema de cuatro ecuaciones con 5 incógnitas y dos restricciones :

$$22 - T_{s,6} < 8$$

$$20 - T_{s,7} < 8$$

Si suponemos válida la primera restricción con la igualdad:

$$T_{s,6} = 22 - 8 = 14 [^{\circ}\text{C}]$$

obtenemos del sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}\dot{V}_8 &= 0,5208 \text{ [m}^3\text{/s]} = 1875 \text{ [m}^3\text{/h]} \\ W_5 &= 0,00726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}] \\ \dot{V}_9 &= 1,1329 \text{ [m}^3\text{/s]} = 4078 \text{ [m}^3\text{/h]} \\ T_{s,7} &= 13,38 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

que sí cumple la otra restricción:

$$20 - 13,38 = 6,62 \text{ [}^\circ\text{C]} < 8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Si, por el contrario, hubiéramos supuesto válida la segunda restricción con la igualdad:

$$T_{s,7} = 20 - 8 = 12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

obtendríamos del sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}\dot{V}_8 &= 0,9375 \text{ [m}^3\text{/s]} = 3375 \text{ [m}^3\text{/h]} \\ W_5 &= 0,006954 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}] \\ \dot{V}_9 &= 0,3945 \text{ [m}^3\text{/s]} = 1420 \text{ [m}^3\text{/h]} \\ T_{s,7} &= 11,44 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

que no cumple la otra restricción:

$$22 - 11,44 = 10,56 \text{ [}^\circ\text{C]} > 8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Por lo tanto, las condiciones definitivas en la impulsión a cada local serán, leyendo sus propiedades en el diagrama (figura 4.50):

- Local "A" $T_{s,6} = 14 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_6 = W_5 = 0,00726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}]$. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,6} &= 9,27 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,6} &= 11,34 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_6 &= 73,1 \text{ [%]} \\ h_6 &= 32,43 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

- Local "B" $T_{s,7} = 13,38 [^{\circ}\text{C}]$ y $W_7 = W_5 = 0,00726 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$. Obteniendo:

$$T_{r,6} = 9,27 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{h,6} = 11,08 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\phi_6 = 76,1 [\%]$$

$$h_6 = 31,8 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

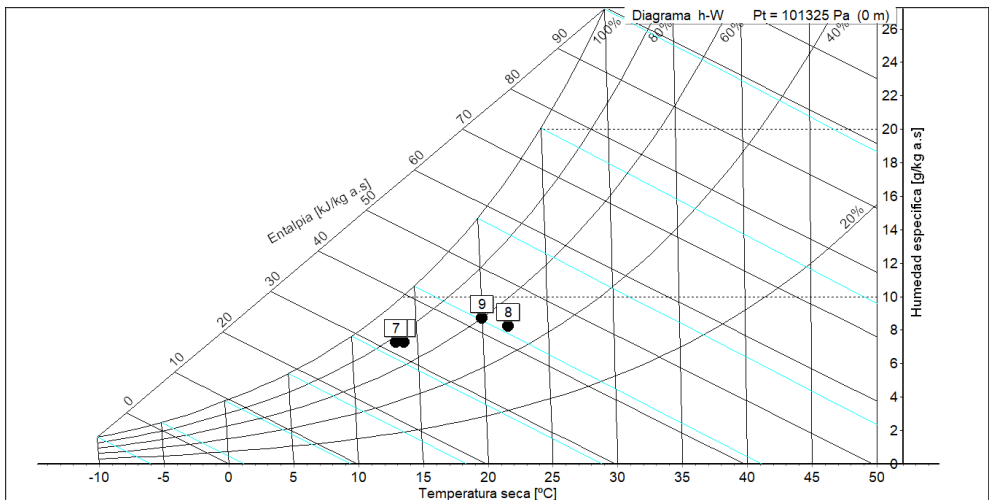


Figura 4.50: Representación de las condiciones de impulsión en los locales.

Para obtener las condiciones de retorno, punto "1", vamos a considerar mezcla en volúmenes y no en masa, tal y como nos permite el enunciado del problema. Recordemos que las aproximaciones a la hora de evaluar las cargas en un local son muy superiores al error que se comete con la anterior consideración. Dicha aproximación es una práctica generalizada en aire acondicionado.

$$h_1 = \frac{\dot{V}_8 \cdot h_8 + \dot{V}_9 \cdot h_9}{\dot{V}_8 + \dot{V}_9}$$

$$W_1 = \frac{\dot{V}_8 \cdot W_8 + \dot{V}_9 \cdot W_9}{\dot{V}_8 + \dot{V}_9}$$

sustituyendo :

$$h_1 = \frac{1875 \cdot 43,04 + 4078 \cdot 42,29}{1875 + 4078} = 42,526 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

$$W_1 = \frac{1875 \cdot 0,00822 + 4078 \cdot 0,00873}{1875 + 4078} = 0,00857 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

representado en el diagrama de la figura 4.51.

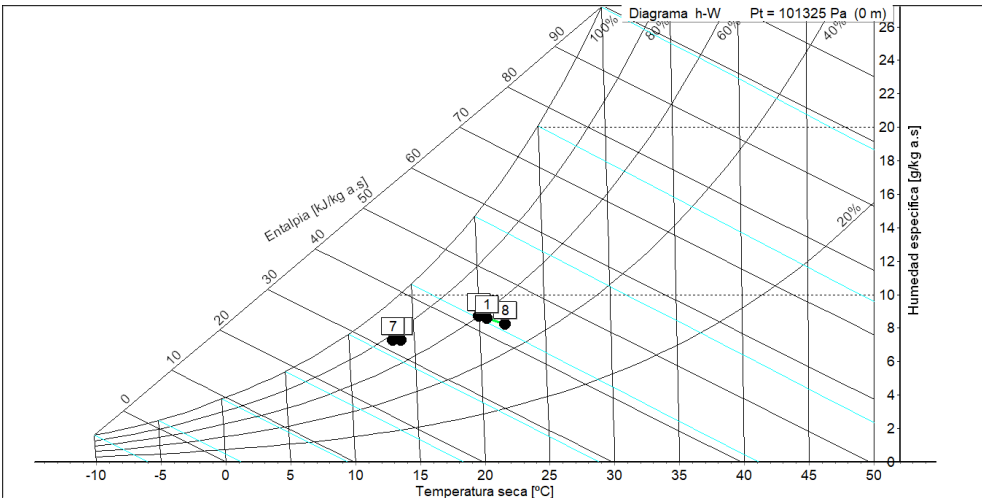


Figura 4.51: Representación del punto "1" sobre el diagrama psicrométrico.

$$T_{s,1} = 20,64 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,1} = 11,72 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,1} = 15,23 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_1 = 56,6 \text{ [%]}$$

Las condiciones del punto de mezcla dentro del equipo de aire acondicionado se pueden calcular a partir del conocimiento de las condiciones exteriores, así: $T_{s,2} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_2 = 68 \text{ [%]}$ por lo que leyendo en el diagrama (figura 4.52):

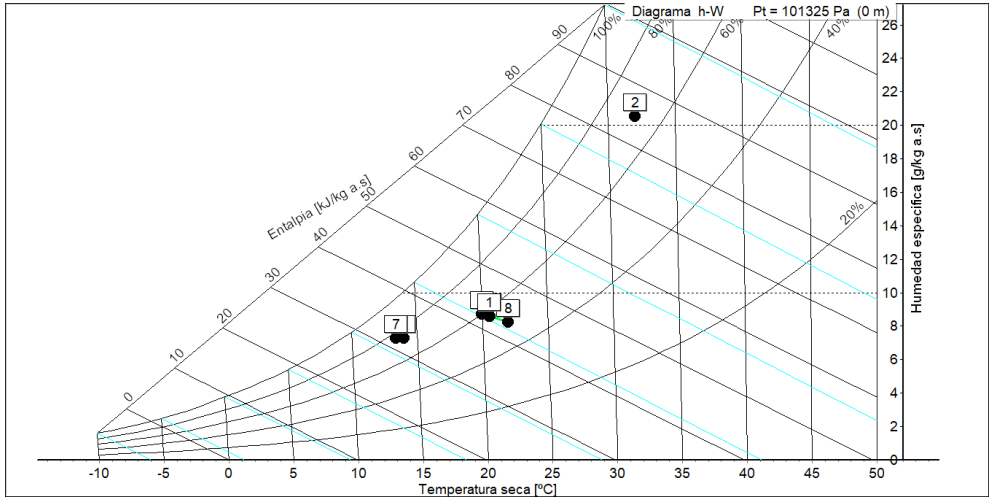


Figura 4.52: Representación del punto "2" sobre el diagrama psicrométrico.

$$T_{h,2} = 26,98 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,2} = 25,35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_2 = 0,020\ 52 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

$$h_2 = 84,73 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]}$$

Al mezclarse al 50[%] las condiciones exteriores con las de retorno punto "1", para dar las de mezcla punto "3", se tendrá:

$$h_3 = 0,5 \cdot h_2 + 0,5 \cdot h_1 = 0,5 \cdot 84,73 + 0,5 \cdot 42,526 = 63,628 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]}$$

$$W_3 = 0,5 \cdot W_2 + 0,5 \cdot W_1 = 0,5 \cdot 0,02052 + 0,5 \cdot 0,00857 = 0,014\ 54 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

y leyendo en el diagrama (figura 4.53):

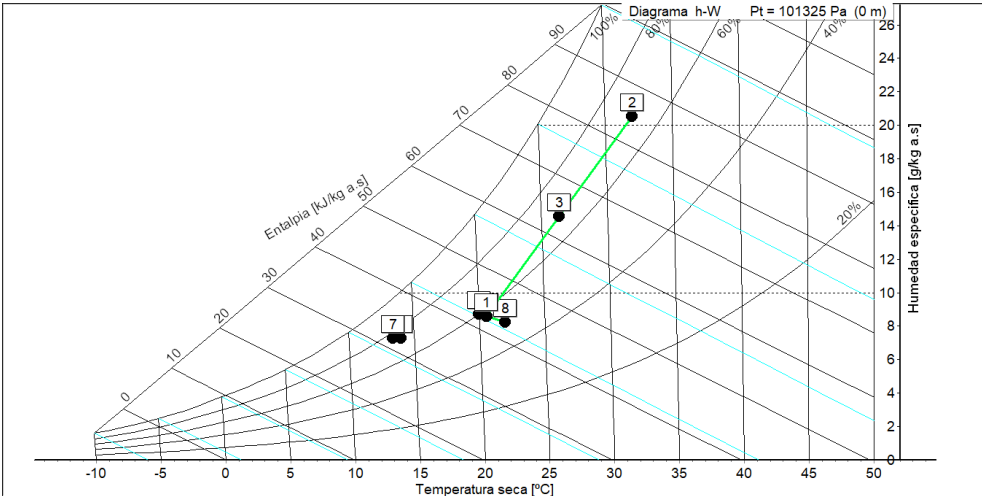


Figura 4.53: Representación del punto "3" sobre el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}
 T_{s,3} &= 26,39 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,3} &= 21,81 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,3} &= 19,83 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_3 &= 67,3 \text{ [%]} \\
 h_3 &= 84,73 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}
 \end{aligned}$$

El aire a partir de dichas condiciones de mezcla, y tras el paso de la batería fría deberá alcanzar la humedad específica de impulsión, ya que la posterior batería de calentamiento no modifica dicha humedad específica, de esta forma tenemos: $W_4 = W_5 = 0,00726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}\text{]}$.

Haciendo uso de la definición de factor de bypass:

$$FB = \frac{W_4 - W_{4b}}{W_3 - W_{4b}}$$

y despejando la humedad específica ideal de salida del aire de dicha batería fría tenemos:

$$W_{4b} = \frac{W_4 - FB \cdot W_3}{1 - FB} = \frac{0,00726 - 0,1 \cdot 0,01454}{1 - 0,1} = 0,00645 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Evidentemente en las condiciones ideales de salida del aire a su paso a través de una batería fría (cuando se condensa agua sobre la batería), poseerá una humedad relativa del 100[%]. Por lo tanto, leyendo en el diagrama psicrométrico con: $W_{4b} = 0,00645 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$ y $\phi_{4b} = 100\%$ obtenemos (figura 4.54):

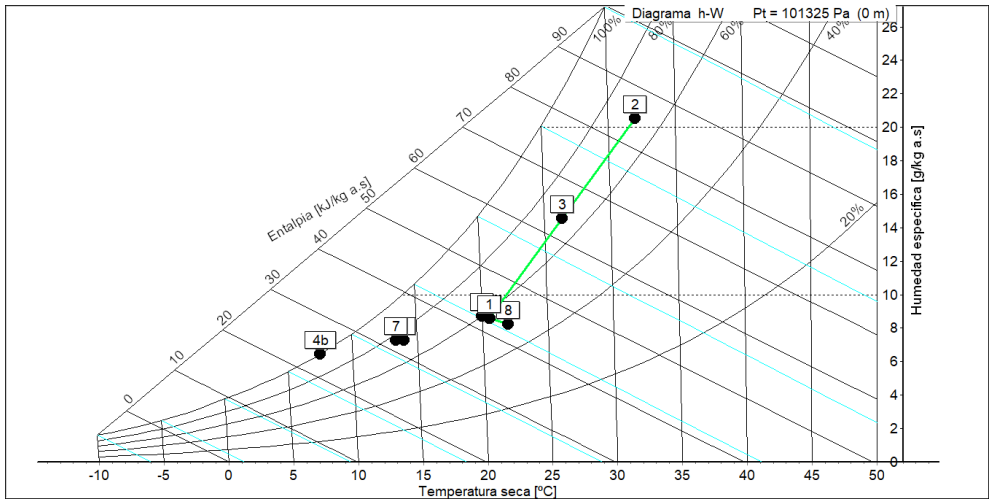


Figura 4.54: Representación del punto "4b" sobre el diagrama psicrométrico.

$$T_{s,4b} = T_{h,4b} = T_{r,4b} = 7,55 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{4b} = 23,82 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Ahora podemos estimar las condiciones reales del aire a la salida de la batería fría aplicando la definición del factor de bypass:

$$FB = \frac{h_4 - h_{4b}}{h_3 - h_{4b}}$$

y despejando,

$$h_4 = h_{4b} + FB \cdot (h_3 - h_{4b}) = 23,82 + 0,1 \cdot (63,628 - 23,82) = 27,8 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

quedando definido completamente las condiciones del punto "4" con $h_4 = 27,8 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$ y $W_4 = 0,00726 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$. Leemos sobre el diagrama (figura 4.55) el resto de propiedades:

$$T_{s,4} = 9,46 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,4} = 9,27 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,4} = 9,35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_4 = 98,7 \text{ [%]}$$

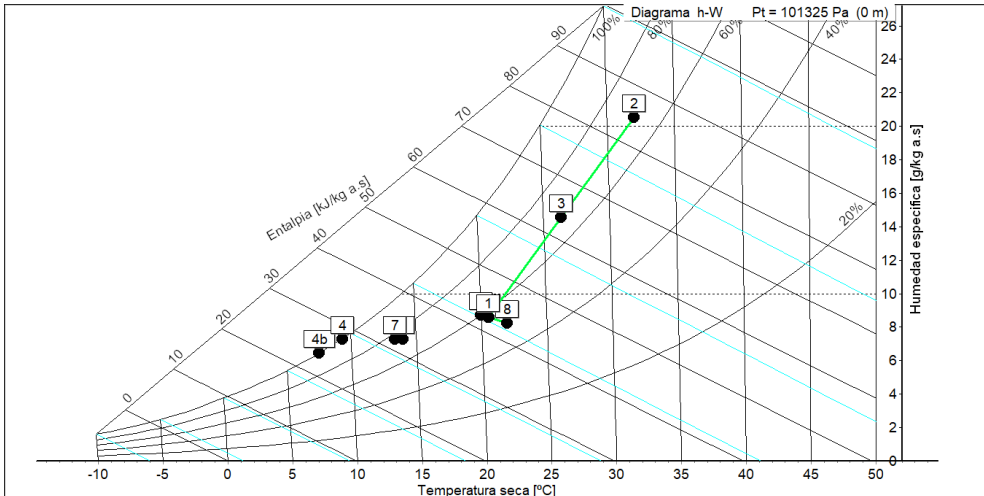


Figura 4.55: Representación del punto "4" sobre el diagrama psicrométrico.

A continuación podríamos utilizar la batería de calor central para llevar el aire hasta las condiciones de impulsión del local "B", no utilizar el recalentamiento en el local "B" y aplicar un pequeño recalentamiento para el local "A"; o bien, no utilizar la batería central y aplicar los dos recalentamientos independientes. Realizamos los cálculos bajo la primera suposición, ya que con ello el recalentamiento final que es necesario en cada zona o local es pequeño.

Con esta suposición, las condiciones el punto "5" y la impulsión la local "B", es decir "7" coinciden.

Para el cálculo de las potencias intercambiadas por los equipos, en primer lugar calculamos el caudal total de aire que atraviesa la unidad central.

$$\dot{V}_T = 1875 + 4078 = 5953 \text{ [m}^3/\text{h]} = 1,6536 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Nota: Recordar que la suma debería realizarse en masa, pero el enunciado del problema me permite realizarla en volumen.

Ahora calculamos las potencias intercambiadas en cada equipo:

- Batería fría

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_T(T_{s,4} - T_{s,3}) \\ &= 1200 \cdot 1,6536(9,46 - 26,39) = -33\,595 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_T(W_{s,4} - W_{s,3}) \\ &= 3002400 \cdot 1,6536(0,00726 - 0,01454) = -36\,144 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_T &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = -69\,739 \text{ [W]}\end{aligned}$$

- Batería calor central

En este caso, de acuerdo con la primera suposición: $T_{s,7} = T_{s,5} = 13,38 \text{ [}^\circ\text{C]}$, por lo tanto:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_T(T_{s,7} - T_{s,4}) = 1200 \cdot 1,6536(13,38 - 9,46) = 7779 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_T &= \dot{Q}_s = -69\,739 \text{ [W]}\end{aligned}$$

- Batería recalentamiento final local "A"

El caudal que atraviesa la batería es el de impulsión del local "A": $V_8 = 1875 \text{ [m}^3/\text{h]} = 0,5208 \text{ [m}^3/\text{s]}$. Por tanto,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_8(T_{s,6} - T_{s,5}) = 1200 \cdot 0,5208(14 - 13,38) = 387 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_T &= \dot{Q}_s = 387 \text{ [W]}\end{aligned}$$

- Batería recalentamiento final local "B"

Evidentemente la batería de recalentamiento final del local "B" no existe (o está parada).

La evolución en el diagrama del proceso se observa en la figura 4.56.

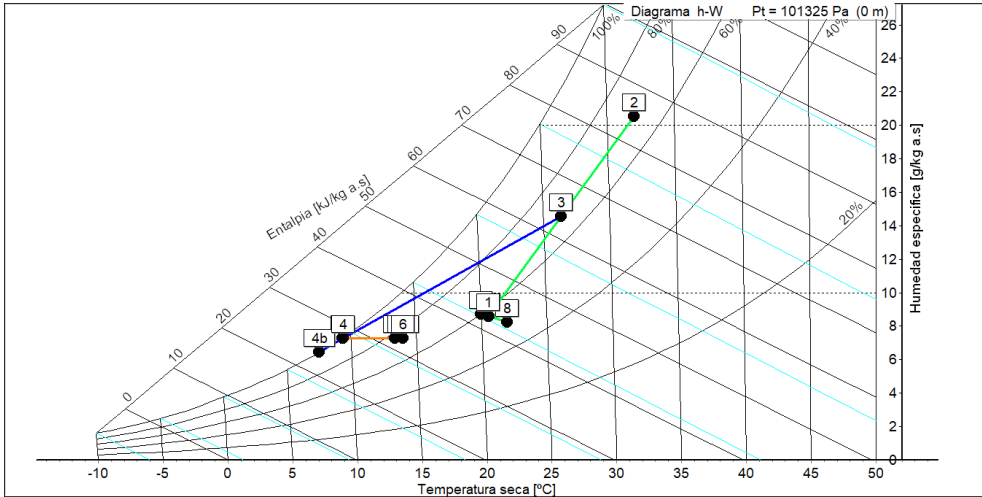


Figura 4.56: Representación del proceso entero sobre el diagrama psicrométrico.

Otra forma de abordar el problema consistiría en obtener las condiciones de impulsión mediante los factores de calor sensible, de esta forma se plantea:

- Local "A"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_T} = \frac{5000}{5000 + 1500} = 0,769$$

- Local "B"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_T} = \frac{9000}{9000 + 5000} = 0,643$$

Localizando en el diagrama los puntos representativos de cada local, y dibujando su recta de maniobra, tenemos el lugar geométrico donde se pueden encontrar las condiciones de impulsión a ambos locales.

A continuación, imponiendo un salto máximo de 8 [°C] entre local e impulsión y teniendo en cuenta que, dado el sistema de acondicionamiento impuesto, las condiciones de impulsión deben tener la misma humedad específica, tenemos localizadas las condiciones de impulsión a los dos locales, es decir, los puntos "6" y "7" (figura 4.57).

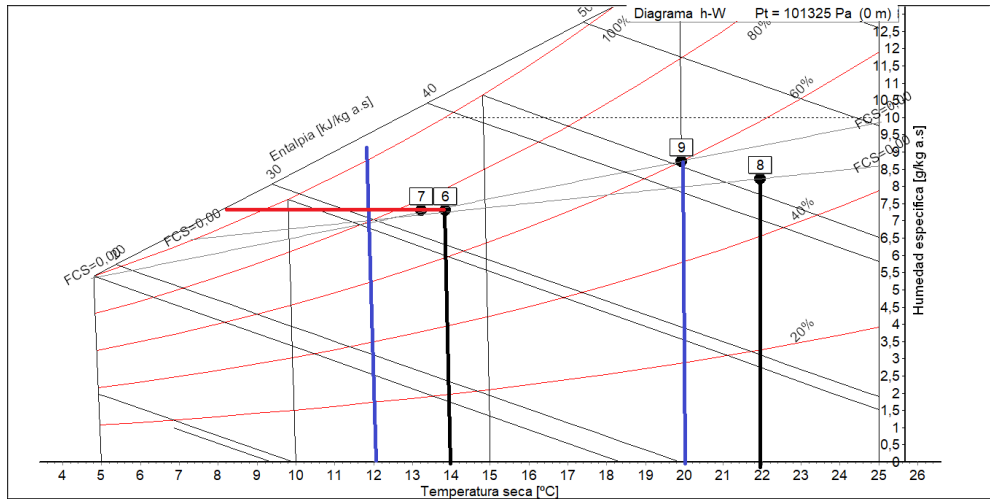


Figura 4.57: Representación de los puntos "6" y "7" sobre el diagrama psicrométrico.

Para obtener el caudal a impulsar a cada local haríamos uso de la expresión:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{local} - T_{imp})$$

obteniendo \dot{V}_8 y \dot{V}_9 . El resto del problema se resolvería de igual forma.

4.8 Problema 14

Se presenta el esquema básico de un sistema de tratamiento de aire centralizado con recalentamiento terminal para adecuarlo a las necesidades de cada local.

4.8.1 Enunciado

Se desea determinar las características de la instalación de acondicionamiento de aire que aparece en el esquema de la figura 4.58, compuesta por tres locales diferentes, para los cuales se han estimado las siguientes cargas en invierno (único periodo de trabajo de la instalación):

- Local "A": $\dot{Q}_s = -5,8$ [kW] (se pierde); $\dot{Q}_l = -2,3$ [kW] (se pierde).
- Local "B": $\dot{Q}_s = -3,5$ [kW] (se pierde); $\dot{Q}_l = -1,7$ [kW] (se pierde).
- Local "C": $\dot{Q}_s = -4,6$ [kW] (se pierde); $\dot{Q}_l = -0,6$ [kW] (se pierde).

El equipo de acondicionamiento se compone de un calentamiento básico, una humectación por recirculación de agua y posteriores recalentamientos para cada local.

Si se pretende mantener estrictamente en cada local las condiciones psicrométricas de $T_{local} = 22$ [°C] y $\phi_{local} = 50$ [%] ($P_T = 1$ [atm] = 101 325 [Pa]) y se limita el salto térmico máximo para cualquier local, entre impulsión y recinto, en 8 [°C], se pide:

1. Condiciones de impulsión en cada local.
2. Caudal másico de aire exterior utilizado.
3. Potencia térmica de los diferentes equipos de calentamiento.
4. Realizar un comentario de los resultados.

Notas:

- La eficiencia del humectador se puede regular a voluntad del diseñador.
- Condiciones exteriores $T_{s,2} = 5 [^{\circ}\text{C}]$ $\phi_2 = 80 [\%]$
- Se recircula un 50 [%] de aire.
- Se permiten ecuaciones aproximadas y la suma de caudales volumétricos.

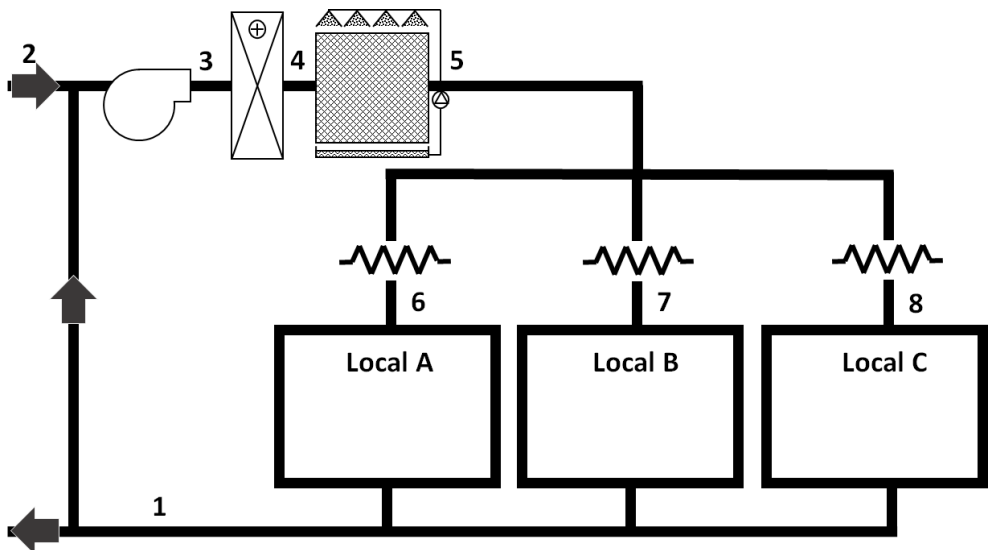


Figura 4.58: Esquema de la UTA.

4.8.2 Solución

Para que se compensen tanto las cargas sensibles como latentes de cada local, y dado el tipo de instalación diseñada (con recalentamiento final y, por lo tanto, misma humedad específica en las condiciones de todas las impulsiones), se deberá de cumplir:

- Local "A"

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,A} &= 1200\dot{V}_6(T_{local} - T_{s,6}) \\ \dot{Q}_{l,A} &= 3002400\dot{V}_6(W_{local} - W_5)\end{aligned}$$

- Local "B"

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,B} &= 1200\dot{V}_7(T_{local} - T_{s,7}) \\ \dot{Q}_{l,B} &= 3002400\dot{V}_7(W_{local} - W_5)\end{aligned}$$

- Local "C"

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,C} &= 1200\dot{V}_8(T_{local} - T_{s,8}) \\ \dot{Q}_{l,C} &= 3002400\dot{V}_8(W_{local} - W_5)\end{aligned}$$

Las condiciones del local se pueden obtener del diagrama (punto 2), conociendo $T_{s,local} = 22 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_{local} = 50[\%]$ leemos:

$$\begin{aligned}T_{r,local} &= 11,11 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{h,local} &= 15,43 [^{\circ}\text{C}] \\ W_{local} &= 0,00822 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_{local} &= 43,04 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}]\end{aligned}$$

Y las restricciones impuestas son:

$$\begin{aligned}T_{s,6} - T_{s,1} &< 8 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{s,7} - T_{s,1} &< 8 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{s,8} - T_{s,1} &< 8 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}$$

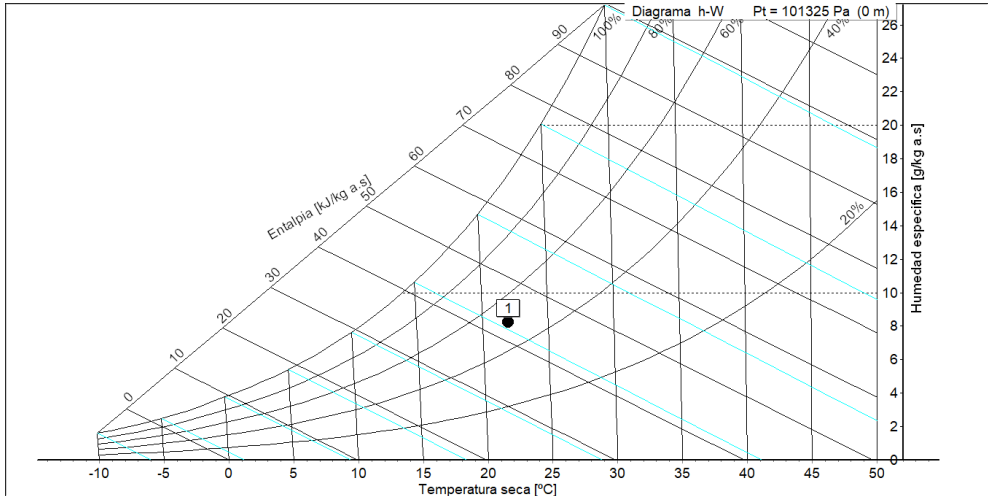


Figura 4.59: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

Evidentemente la temperatura seca y humedad específica de la impulsión son mayores que en el local, ya que son calores sensibles y latentes perdidos.

El proceso de cálculo podría ser:

1. Suponer válida una restricción: ejemplo $T_{s,6}$.
2. Estimar el caudal de aire \dot{V}_6 y la W_5 .
3. Calcular las demás temperaturas de impulsión.
4. Comprobar las demás restricciones.

Empezamos dando como válida la restricción en el local "A": $T_{s,6} = T_{s,1} + 8 = 30$ [°C]. De este modo tenemos para cada local:

■ Local "A"

$$-5800 = 1200\dot{V}_6(22 - 30) \implies \dot{V}_6 = 0,604 \text{ [m}^3\text{/s]} = 2175 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$-2300 = 3002400\dot{V}_6(0,00822 - W_5) \implies W_5 = 0,009488 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}]$$

■ Local "B"

$$-1700 = 3002400\dot{V}_7(0,00822 - W_5) \implies \dot{V}_7 = 0,446 \text{ [m}^3/\text{s]} = 1607 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$-3500 = 1200\dot{V}_7(22 - T_{s,7}) \implies T_{s,7} = 28,53 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

■ Local "C"

$$-600 = 3002400\dot{V}_8(0,00822 - W_5) \implies \dot{V}_8 = 0,158 \text{ [m}^3/\text{s]} = 567 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$-4600 = 1200\dot{V}_8(22 - T_{s,8}) \implies T_{s,8} = 46,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Luego en el local "C" no se cumple la restricción, deberíamos a continuación empezar el proceso por otra restricción (sólo existe una solución que cumpla con las tres restricciones a la vez). Al final del problema operaremos con los factores de calor sensibles de los locales (FCS), simplificando mucho el cálculo.

La solución adecuada en este problema se obtiene mediante la tercera restricción, así:

Válida la restricción en el local "C": $T_{s,8} = T_{s,1} + 8 = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$. De este modo tenemos para cada local:

■ Local "C"

$$-4600 = 1200\dot{V}_8(22 - 30) \implies \dot{V}_8 = 0,479 \text{ [m}^3/\text{s]} = 1725 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$-600 = 3002400\dot{V}_8(0,00822 - W_5) \implies W_5 = 0,008637 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]}$$

■ Local "B"

$$-1700 = 3002400\dot{V}_7(0,00822 - W_5) \implies \dot{V}_7 = 1,357 \text{ [m}^3/\text{s]} = 4887 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$-3500 = 1200\dot{V}_7(22 - T_{s,7}) \implies T_{s,7} = 24,15 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

■ Local "A"

$$-2300 = 3002400\dot{V}_6(0,00822 - W_5) \implies \dot{V}_6 = 1,837 \text{ [m}^3/\text{s]} = 6612 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$-5800 = 1200\dot{V}_6(22 - T_{s,6}) \implies T_{s,6} = 24,63 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Pudiendo representarlas en el diagrama (figura 4.60).

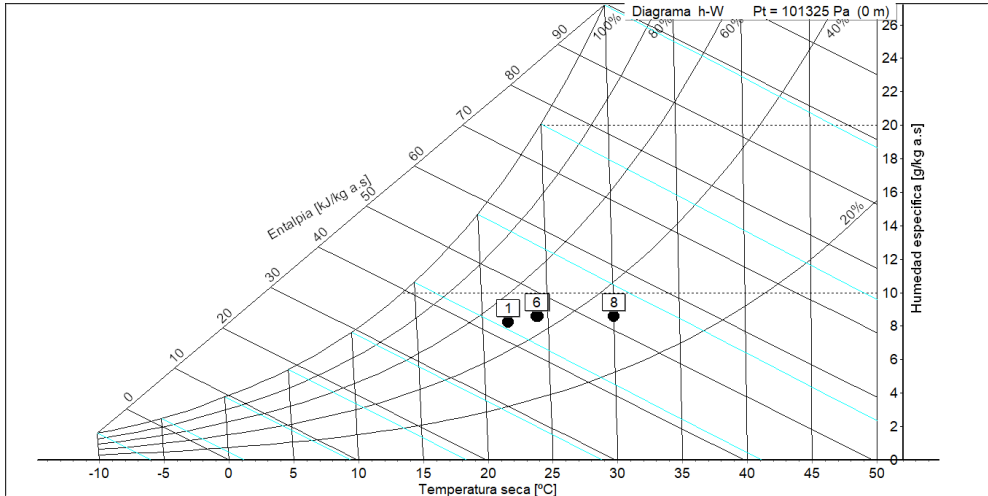


Figura 4.60: Representación de los puntos "5", "7" y "8" en el diagrama psicrométrico.

Se cumplen todos los requisitos. Para obtener las condiciones de mezcla deberemos leer sobre el diagrama en primer lugar las condiciones exteriores: $T_{s,2} = 5 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_2 = 80 [\%]$. Se representa en la figura 4.61 y se leen el resto de variables:

$$\begin{aligned} T_{r,2} &= 1,84 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{h,2} &= 3,59 [^{\circ}\text{C}] \\ v_{e,2} &= 0,7934 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}] \\ W_2 &= 0,00431 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \\ h_2 &= 15,86 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Al recircularse un $50 [\%]$ de aire de retorno, las condiciones de mezcla las obtendremos por:

$$h_3 = 0,5 \cdot h_2 + 0,5 \cdot h_1 = 0,5 \cdot 15,86 + 0,5 \cdot 43,04 = 29,45 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$W_3 = 0,5 \cdot W_2 + 0,5 \cdot W_1 = 0,5 \cdot 0,00431 + 0,5 \cdot 0,00822 = 0,006265 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

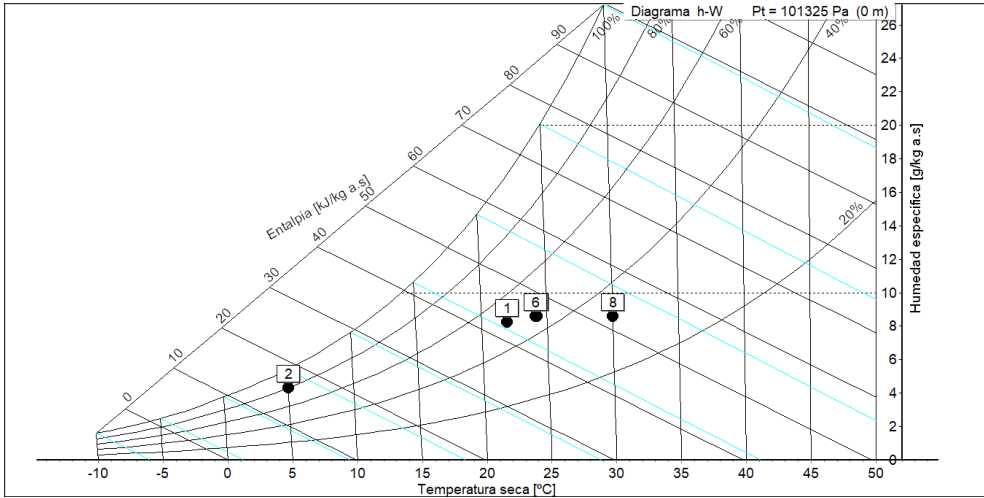


Figura 4.61: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

obteniendo las demás variables del diagrama psicrométrico (figura 4.62):

$$\begin{aligned}
 T_{s,3} &= 13,54 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,3} &= 7,12 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,3} &= 10,10 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_3 &= 65,1 \text{ [%]}
 \end{aligned}$$

El proceso más razonable sería calentar en la primera batería hasta las condiciones de impulsión al local "B", (no utilizando la batería de calefacción o recalentamiento en dicho local), por poseer la temperatura de impulsión más baja.

Así el punto "4" deberá encontrarse con la misma humedad que las condiciones de mezcla, y a la misma temperatura húmeda que las condiciones de impulsión al local "B": humedad específica $W_4 = W_3 = 0,006\ 265 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$ y temperatura húmeda igual que las condiciones de impulsión del punto "7" (figura 4.63), $T_{h,7} = 24,15 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_7 = 0,008\ 63 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$. El resto de variables de "7" son:

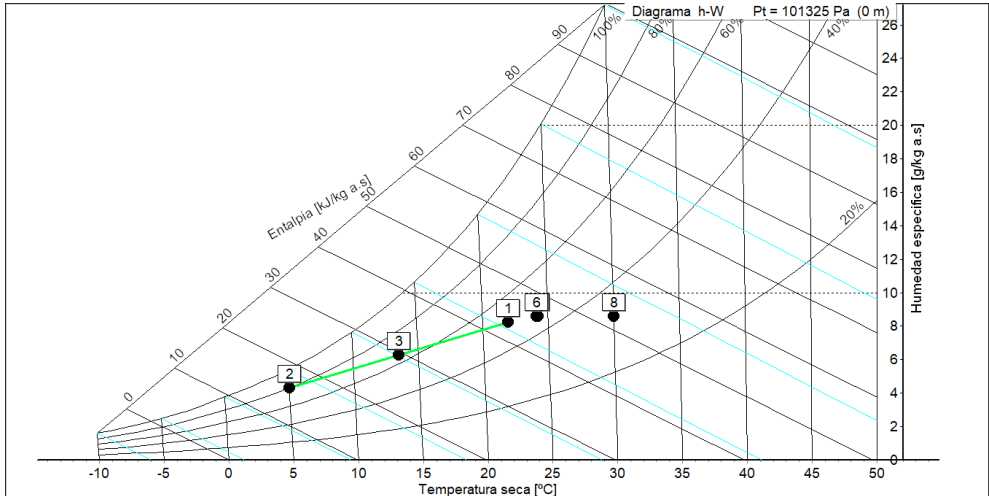


Figura 4.62: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

$$T_{r,7} = 11,84 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,7} = 16,56 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_7 = 46,1 \text{ [%]}$$

$$h_7 = 46,28 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Y considerando $T_{h,4} = T_{h,7} = 16,56 \text{ [}^\circ\text{C]}$ pudiendo leer sobre el diagrama el resto de propiedades del punto "4" (figura 4.64):

$$T_{s,4} = 29,92 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,4} = 7,12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_4 = 23,9 \text{ [%]}$$

$$h_4 = 46,12 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Las potencias puestas en juego en las baterías serán:

- Batería común

$$\dot{Q}_s = 1200 \dot{V}_T (T_{s,4} - T_{s,3})$$

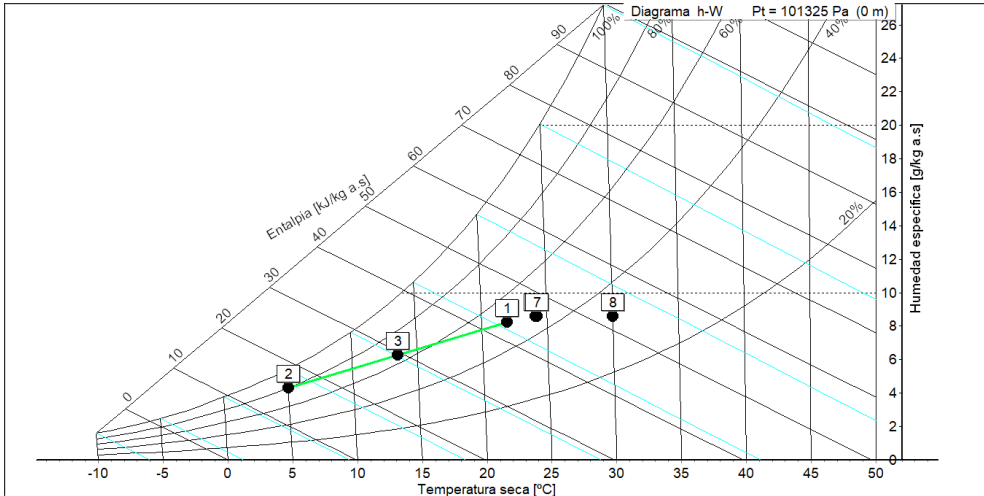


Figura 4.63: Representación del punto "7" en el diagrama psicrométrico.

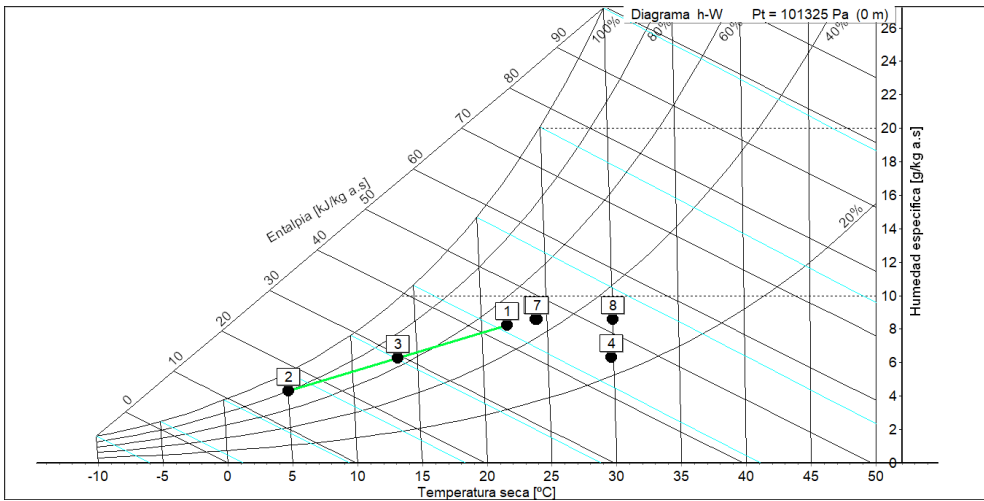


Figura 4.64: Representación del punto "4" en el diagrama psicrométrico.

siendo $\dot{V}_T = \dot{V}_6 + \dot{V}_7 + \dot{V}_8 = 3,673 \text{ [m}^3/\text{s]} = 13\,224 \text{ [m}^3/\text{h]}$.

$$\dot{Q}_s = 1200 \cdot 3,673(29,92 - 13,54) = 72\,196 \text{ [W]}$$

- Batería local "A"

$$\dot{Q}_{s,A} = 1200 \dot{V}_T (T_{s,6} - T_{s,7})$$

$$\text{siendo } \dot{V}_6 = 1,837 \text{ [m}^3/\text{s]} = 6612 \text{ [m}^3/\text{h]}.$$

$$\dot{Q}_{s,A} = 1200 \cdot 1,837(24,63 - 24,15) = 1058 \text{ [W]}$$

- Batería local "C"

$$\dot{Q}_{s,C} = 1200 \cdot \dot{V}_T (T_{s,8} - T_{s,7})$$

$$\text{siendo } \dot{V}_8 = 0,479 \text{ [m}^3/\text{s]} = 1725 \text{ [m}^3/\text{h]}.$$

$$\dot{Q}_{s,C} = 1200 \cdot 0,479(30 - 24,15) = 3362 \text{ [W]}$$

- Cantidad de calor total

$$\dot{Q}_T = 76\,616 \text{ [W]}$$

Para calcular la eficiencia del humectador deberemos conocer las condiciones ideales de salida del humectador, que será un aire que tuviera una temperatura seca igual a su temperatura húmeda, y con una humedad relativa del 100[%], $T_{s,5b} = 16,56 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{5b} = 100\text{ [%]}$. Leyendo en el diagrama (figura 4.65):

$$T_{r,5b} = T_{h,5b} = T_{s,5b} = 16,56 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_{5b} = 46,50 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

$$W_{5b} = 0,011\,79 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Aplicando la definición de eficiencia:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_7 - W_4}{W_{5b} - W_4} = \frac{0,008637 - 0,006265}{0,01179 - 0,006265} = 0,429$$

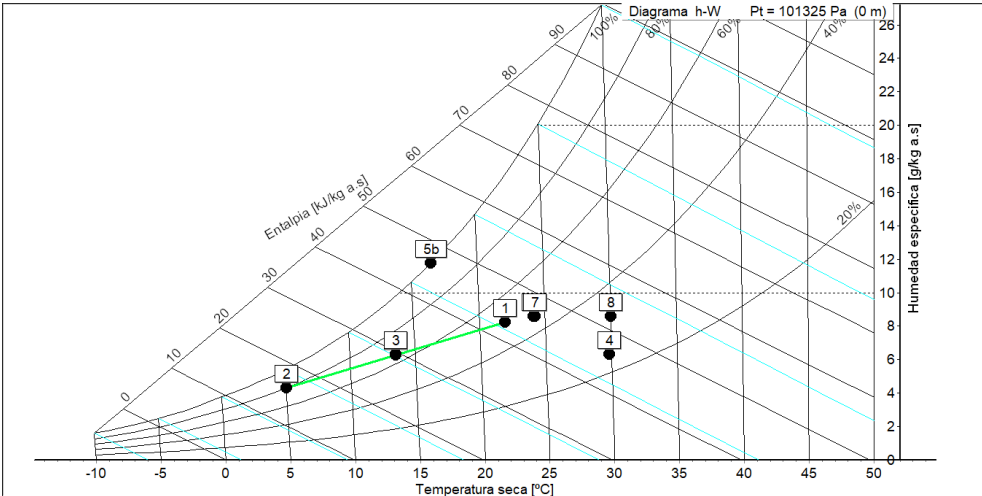


Figura 4.65: Representación del punto "5b" en el diagrama psicrométrico.

El volumen de aire exterior utilizado es

$$\dot{V}_2 = 0,5\dot{V}_T = 0,5 \cdot 13224 = 6612 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

El comentario básico a realizar es que el salto térmico en los locales "A" y "B" son muy pequeños y esto obliga a utilizar un volumen de aire exagerado. Además, al mantener un volumen de aire exterior igual al 50[%] del total, esto conlleva a un consumo energético de la instalación muy elevado.

En el diagrama se observa el proceso seguido (figura 4.66).

El balance energético del sistema también se puede realizar mediante:

1. Calor sensible a aportar a los locales

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{s,A} + \dot{Q}_{s,B} + \dot{Q}_{s,C} = 5800 + 3500 + 4600 = 13900 \text{ [W]}$$

2. Calor sensible a aportar al aire exterior hasta llevarlo a las condiciones del local

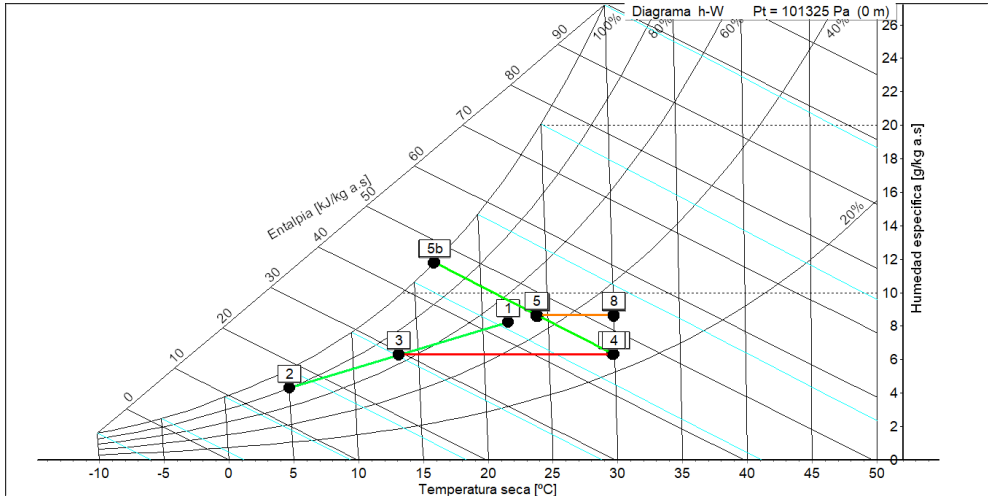


Figura 4.66: Representación del proceso en el diagrama psicrométrico.

$$\dot{Q}_{s,ext} = 1200\dot{V}_2(T_{s,1} - T_{s,2}) = 1200 \cdot \frac{6612}{3600}(22 - 5) = 37\,468 \text{ [W]}$$

3. Calor latente a aportar a los locales (cantidad de agua evaporada, que es necesario suministrar el calor de evaporación)

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_{l,A} + \dot{Q}_{l,B} + \dot{Q}_{l,C} = 2300 + 1700 + 600 = 4600 \text{ [W]}$$

4. Humedad en forma de vapor que hay que añadir al aire exterior para llevarlo a las condiciones del local, y por tanto no produzca carga. Calor para producir dicho vapor.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{l,ext} &= 3002400\dot{V}_2(W_1 - W_2) \\ &= 3002400 \cdot \frac{6612}{3600}(0,00822 - 0,00431) = 21\,561 \text{ [W]} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_T = 13900 + 37468 + 4600 + 21561 = 77\,529 \text{ [W]}$$

La diferencia con respecto a las 76 616 [W] calculadas anteriormente son debidas a la aproximación de las ecuaciones utilizadas.

El problema lo podríamos haber resuelto por medio de los factores de calor sensible de los locales, y por medio del diagrama obtener rápidamente la condición que cumpliese con todas las restricciones.

Los factores de calor sensible son:

- Local "A"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{s,A}}{\dot{Q}_{T,A}} = \frac{-5,8}{-5,8 + (-2,3)} = 0,716$$

- Local "B"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{s,B}}{\dot{Q}_{T,B}} = \frac{-3,5}{-3,5 + (-1,7)} = 0,673$$

- Local "C"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{s,C}}{\dot{Q}_{T,C}} = \frac{-4,6}{-4,6 + (-0,6)} = 0,885$$

Representando las rectas de maniobra de los locales, imponiendo un salto máximo $T_{local} - T_{imp}$ de 8 [°C], y teniendo en cuenta que la humedad específica de todas las impulsiones deben coincidir, podemos situar todos los puntos de impulsión, ver figura 4.67.

Es evidente que la condición máxima se cumple en el local "C", con mayor factor de calor sensible (FCS). Como siempre, a partir de la expresión: $\dot{Q}_{s,local} = 1200\dot{V}(T_{s,local} - T_{s,imp})$ podemos estimar los caudales de impulsión a cada local. El resto del problema se operaría de igual forma.

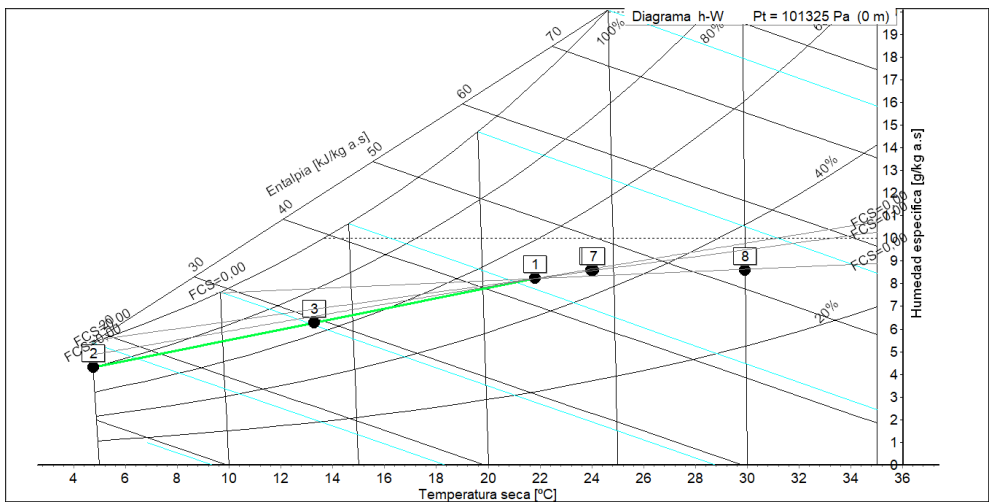


Figura 4.67: Representación de los puntos de impulsión en el diagrama psicrométrico.

4.9 Problema 15

En este ejercicio se plantea un sistema de doble conducto, en el que se pretende mantener temperatura y humedad en los locales. Esto se consigue con la actuación de las baterías simultáneamente. En caso de controlar sólo la temperatura, únicamente funciona una batería y no hay derroche de energía.

4.9.1 Enunciado

Se pretende dimensionar la instalación de doble conducto que se especifica en la figura 4.68. Conociendo que en verano las condiciones climáticas interiores de los locales son de $22\text{ [}^\circ\text{C]}$ y 60 [%] , y al mismo tiempo, se suponen unas condiciones exteriores de diseño de $32\text{ [}^\circ\text{C]}$ y 68 [%] , (presión total $1\text{ [atm]} = 101\,325\text{ [Pa]}$) se desea conocer:

- Potencia frigorífica, cuando se trabaja con una batería con un factor de bypass de 0,2 y T_{adp} a imponer.
- Potencia de la batería de calentamiento.
- Caudales de mezcla de ambas corrientes a la entrada de cada local.
- Revisar el problema si tenemos un T_{adp} fijado de la batería fría en $5\text{ [}^\circ\text{C]}$.

Notas:

- Se recircula un 50 [%] de aire
- Las cargas del local "A" son: $\dot{Q}_{s,A} = +10000\text{ [W]}$ y $\dot{Q}_{l,A} = +4000\text{ [W]}$ (se ganan)
- Las cargas del local "B" son: $\dot{Q}_{s,B} = +10000\text{ [W]}$ y $\dot{Q}_{l,B} = +6000\text{ [W]}$ (se ganan)
- Comentar las soluciones existentes si obligamos a un salto máximo $T_{local} - T_{imp}$ de $8\text{ [}^\circ\text{C]}$.

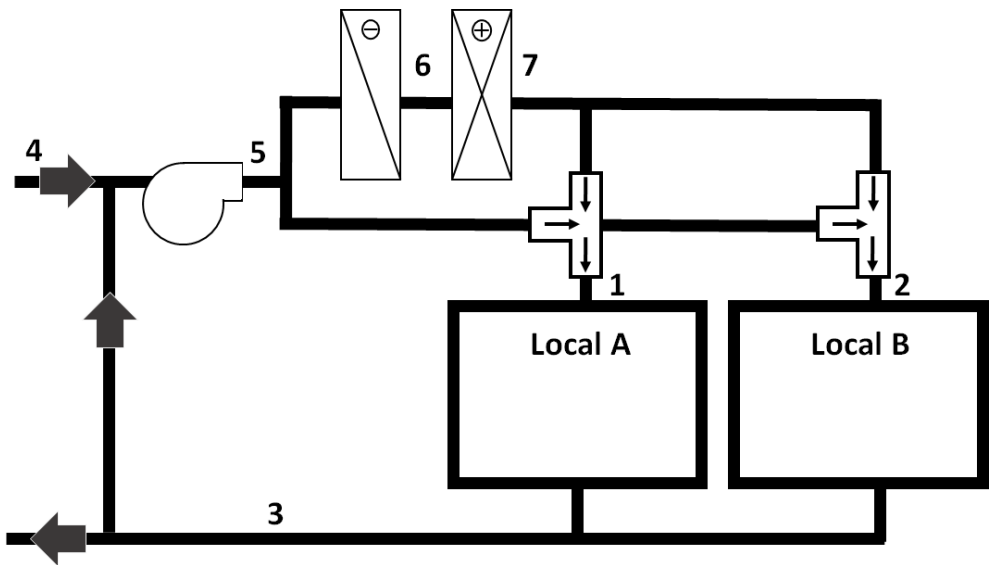


Figura 4.68: Esquema de la UTA.

4.9.2 Solución

En primer lugar calcularemos las condiciones psicrométricas del aire exterior y del aire del local.

- Local: $T_{s,3} = 22$ [°C] y $\phi_3 = 60$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,3} &= 13,89 \text{ [°C]} \\T_{h,3} &= 16,87 \text{ [°C]} \\W_3 &= 0,0099 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\h_3 &= 47,28 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}\end{aligned}$$

- Exterior: $T_{s,4} = 32$ [°C] y $\phi_4 = 68$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,4} &= 25,35 \text{ [°C]} \\T_{h,4} &= 26,98 \text{ [°C]} \\W_4 &= 0,02052 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\h_4 &= 84,73 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}\end{aligned}$$

Y que representamos en el diagrama (figura 4.69).

Teniendo en cuenta que se debe recircular el 50 [%] de aire, las condiciones del aire en la caja de mezcla son:

$$\begin{aligned}W_5 &= 0,5 \cdot W_3 + 0,5 \cdot W_4 = 0,5 \cdot 0,00990 + 0,5 \cdot 0,02052 = 0,01521 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\h_5 &= 0,5 \cdot h_3 + 0,5 \cdot h_4 = 0,5 \cdot 47,28 + 0,5 \cdot 84,73 = 66 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}\end{aligned}$$

Leyendo en el diagrama (figura 4.70) podemos obtener las demás propiedades:

$$\begin{aligned}T_{s,5} &= 27,03 \text{ [°C]} \\T_{r,5} &= 20,54 \text{ [°C]} \\T_{h,5} &= 22,45 \text{ [°C]} \\ \phi_5 &= 67,7 \text{ [%]}\end{aligned}$$

El conjunto de ecuaciones que podemos plantear es:

- Compensar las cargas del local "A"

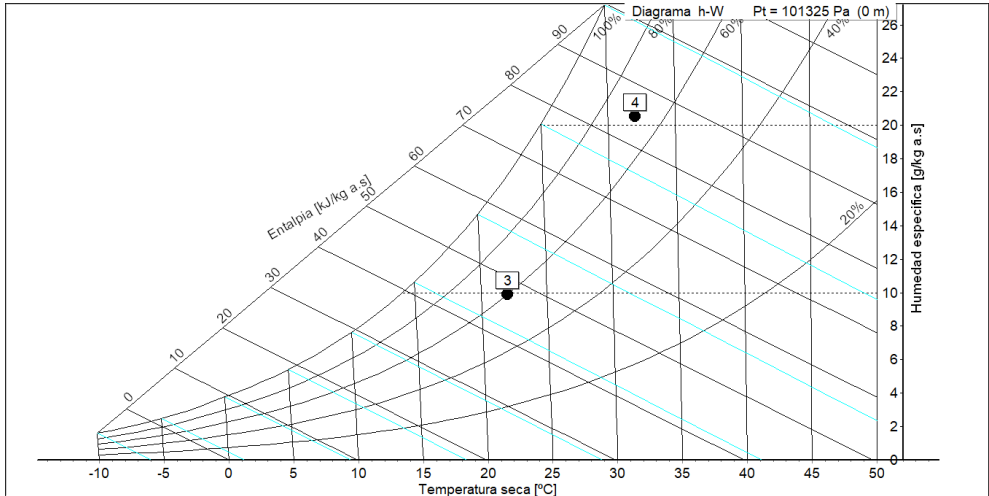


Figura 4.69: Representación de las condiciones exteriores e interiores del local en el diagrama psicrométrico.

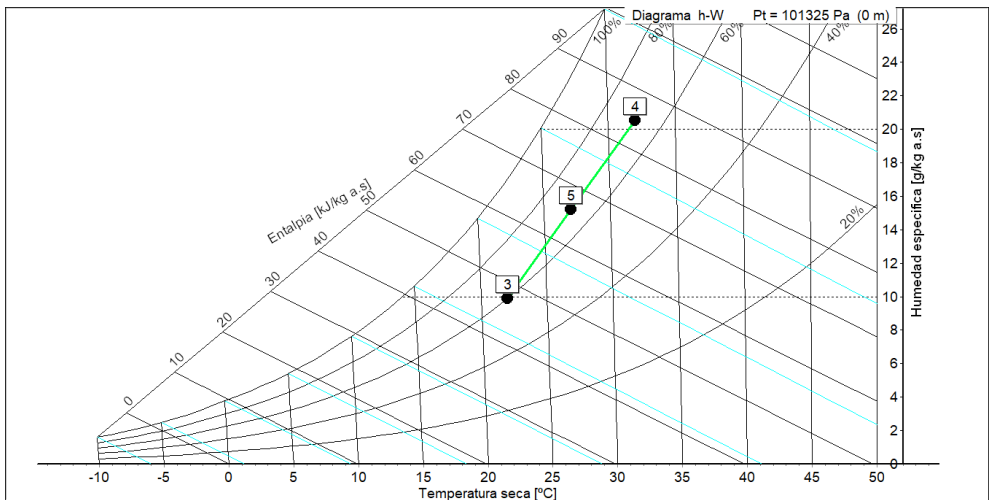


Figura 4.70: Representación del punto "5" en el diagrama psicrométrico.

$$\dot{Q}_{s,A} = 1200\dot{V}_1(T_{s,3} - T_{s,1}) \implies 10000 = 1200\dot{V}_1(22 - T_{s,1})$$

$$\dot{Q}_{l,A} = 3002400\dot{V}_1(W_3 - W_1) \implies 4000 = 3002400\dot{V}_1(0,00990 - W_1)$$

Dividiendo ambas ecuaciones tenemos:

$$\frac{1000}{4000} = \frac{1200(22 - T_{s,1})}{3002400(0,00990 - W_1)}$$

Despejando W_1 :

$$W_1 = 0,00990 - \frac{4000 \cdot 1200(22 - T_{s,1})}{10000 \cdot 3002400}$$

- Compensar las cargas del local "B"

$$\dot{Q}_{s,B} = 1200\dot{V}_1(T_{s,3} - T_{s,2}) \implies 10000 = 1200\dot{V}_1(22 - T_{s,2})$$

$$\dot{Q}_{l,B} = 3002400\dot{V}_1(W_3 - W_2) \implies 6000 = 3002400\dot{V}_1(0,00990 - W_2)$$

Análogamente,

$$W_2 = 0,00990 - \frac{6000 \cdot 1200(22 - T_{s,2})}{10000 \cdot 3002400}$$

- Restricciones

$$T_{s,3} - T_{s,1} \leq 8 [^\circ\text{C}]$$

$$T_{s,3} - T_{s,2} \leq 8 [^\circ\text{C}]$$

- Condición de mezcla.

Los puntos "5", "1" y "2" deben situarse en la misma recta, ya que "1" y "2" son mezcla de "5" con un tercer punto "7". Esta condición de "recta" se cumpliría de forma estricta en el diagrama h-W, y también de forma práctica en el diagrama T-W

Utilizando el diagrama T-W, la recta que pasa por el punto "5" y "1" será:

$$T_{s,1} - T_{s,5} = A(W_1 - W_5)$$

y por el punto "5" y "2", será:

$$T_{s,2} - T_{s,5} = A(W_2 - W_5)$$

y dividiendo:

$$\frac{T_{s,1} - T_{s,5}}{T_{s,2} - T_{s,5}} = \frac{W_1 - W_5}{W_2 - W_5}$$

condición que necesariamente se debe de cumplir.

Sustituyendo las humedades específicas por sus valores o relaciones:

$$\frac{T_{s,1} - 27,03}{T_{s,2} - 27,03} = \frac{0,00990 - \frac{4000 \cdot 1200(22 - T_{s,1})}{10000 \cdot 3002400} - 0,01521}{0,00990 - \frac{6000 \cdot 1200(22 - T_{s,2})}{10000 \cdot 3002400} - 0,01521}$$

El proceso de cálculo podría ser:

- Suponer una restricción en un local, y por tanto fijar una temperatura de impulsión en ese local.
- Calcular la otra temperatura de impulsión al otro local mediante la anterior expresión.
- Comprobar si se cumple la restricción en este segundo local. Si es así, hemos terminado. En caso contrario, hay que partir de la otra restricción.

Obtenido el resultado con ambas restricciones válidas, se calculan los volúmenes de impulsión con las fórmulas de los calores sensibles, y las humedades específicas con las fórmulas de los calores latentes. Se podría comprobar en este momento que los tres puntos pertenecen a una recta.

Suponemos válida la segunda restricción: $T_{s,2} = 22 - 8 = 14$ [°C] $\implies T_{s,1} = 15,62$ [°C] luego se cumplen ambas restricciones.

Obtenemos:

$$W_1 = 0,00990 - \frac{4000 \cdot 1200(22 - 15,62)}{10000 \cdot 3002400} = 0,00888 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$W_2 = 0,00990 - \frac{6000 \cdot 1200(22 - 14)}{10000 \cdot 3002400} = 0,00798 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

y leyendo en el diagrama (figura 4.71):

$$T_{r,1} = 12,26 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,1} = 13,61 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_1 = 84,4 \text{ [%]}$$

$$h_1 = 38,18 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{r,2} = 10,66 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,2} = 12,08 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_2 = 80,3 \text{ [%]}$$

$$h_2 = 34,25 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

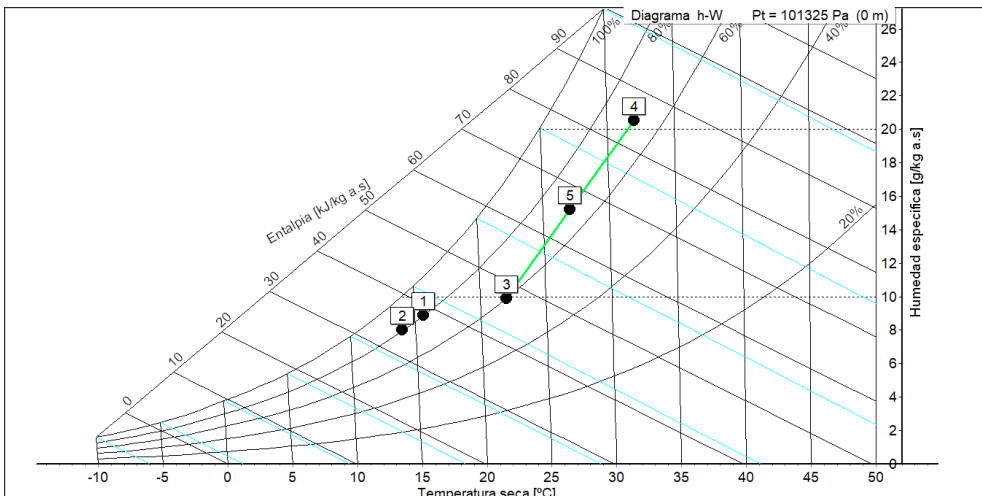


Figura 4.71: Representación de los puntos "1" y "2" en el diagrama psicrométrico.

Los caudales necesarios para ambos locales serían:

- Local "A"

$$\dot{Q}_{s,A} = 1200\dot{V}_1(T_{s,3} - T_{s,1})$$

despejando y sustituyendo:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{Q}_{s,A}}{1200(T_{s,3} - T_{s,1})} = \frac{10000}{1200(22 - 15,62)} = 1,306 \text{ [m}^3/\text{s]} = 4702 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

- Local "B"

$$\dot{Q}_{s,A} = 1200\dot{V}_1(T_{s,3} - T_{s,2})$$

despejando y sustituyendo:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{Q}_{s,A}}{1200(T_{s,3} - T_{s,2})} = \frac{10000}{1200(22 - 14)} = 1,0417 \text{ [m}^3/\text{s]} = 3750 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

La situación mas lógica será preparar un aire en las condiciones de impulsión "2", que vaya totalmente a abastecer dicho local, y mezclar parte de este aire con las condiciones de mezcla "5", para obtener unas condiciones de impulsión "1".

La proporción de aire utilizado para obtener las condiciones de "1" será:

$$\frac{W_5 - W_1}{W_5 - W_7} = \frac{0,01521 - 0,00888}{0,01521 - 0,00798} = 0,875$$

Por tanto el aire total a tratar hasta las condiciones "2" será:

$$\dot{V}_{tratado} = \dot{V}_2 + 0,875\dot{V}_1 = 3750 + 0,875 \cdot 4702 = 7866 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Y el aire total bypassado, o en condiciones de mezcla:

$$\dot{V}_{bypassado} = 4702 + 3750 - 7866 = 586 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Como siempre, el aire tratado a la salida de la batería deberá de poseer la humedad específica resultante, por tanto:

$$FB = \frac{W_2 - W_{6b}}{W_5 - W_{6b}}$$

Substituyendo tenemos:

$$0,2 = \frac{0,00798 - W_{6b}}{0,01521 - W_{6b}} \implies W_{6b} = 0,006175 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Por lo tanto, en el diagrama podemos representarlo mediante: $W_{6b} = 0,006175 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$ y $\phi_{6b} = 100\%$. Obteniendo en el diagrama (figura 4.72):

$$T_{s,6b} = 6,91 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_{6b} = 22,48 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

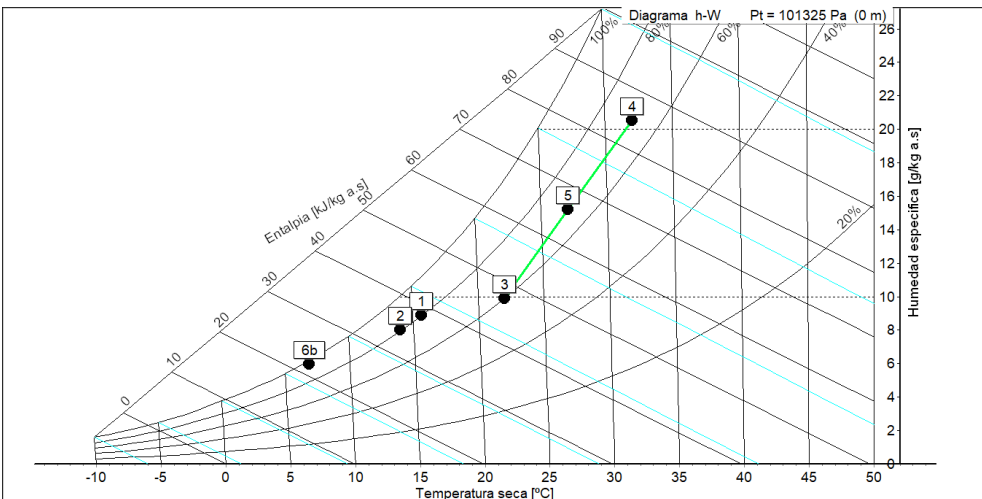


Figura 4.72: Representación del punto "6b" en el diagrama psicrométrico.

La entalpía del punto "6", salida batería fría se obtendrá por:

$$FB = \frac{h_6 - h_{6b}}{h_5 - h_{6b}}$$

Substituyendo tenemos:

$$0,2 = \frac{h_6 - 22,48}{66,00 - 22,48} \implies h_6 = 31,184 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

leyendo sobre el diagrama (figura 4.73), con su humedad específica y su entalpía $W_6 = 0,00798 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$ y $h_6 = 31,184 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$, tenemos:

$$T_{s,6} = 11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,6} = 10,66 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,6} = 10,81 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_6 = 97,8 \text{ [%]}$$

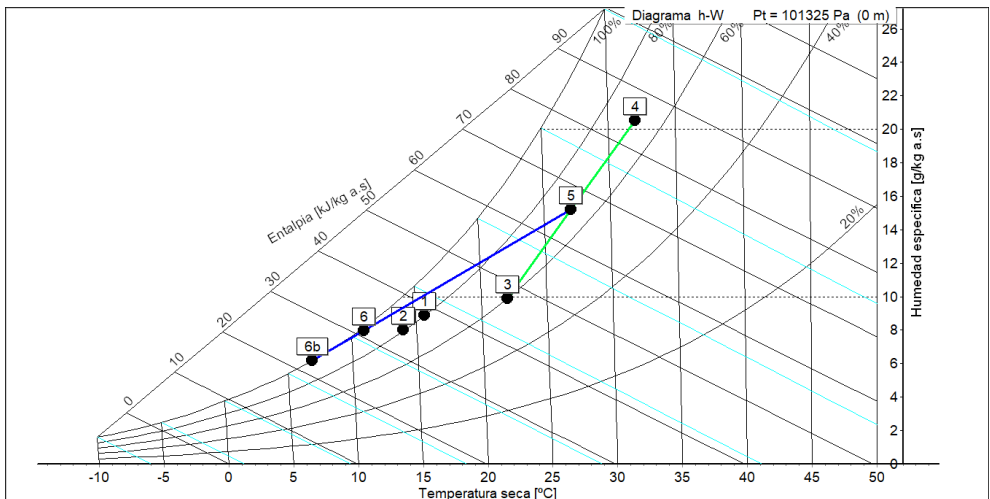


Figura 4.73: Representación del punto "6" en el diagrama psicrométrico.

El proceso total quedará representado como se observa en la figura 4.74.

Los calores puestos en juego en las dos baterías son:

- Batería fría

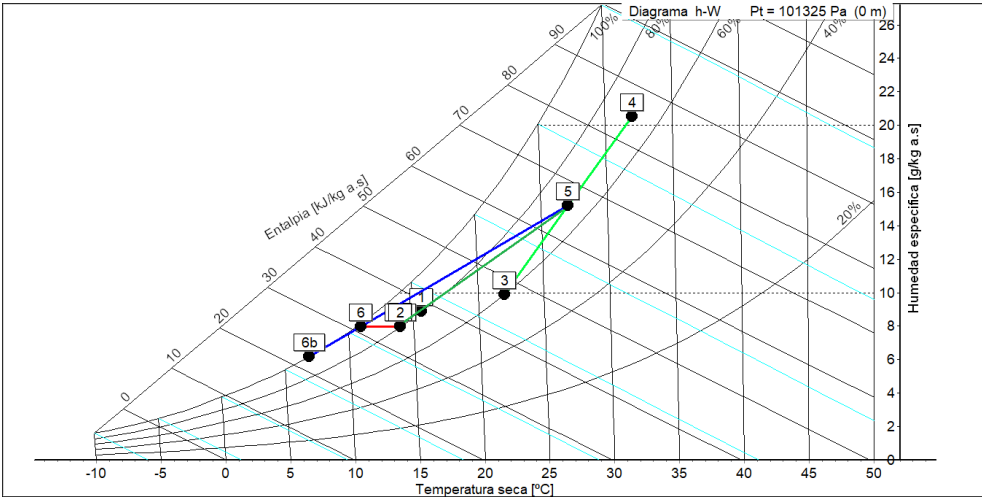


Figura 4.74: Representación del proceso completo en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{tratado}(T_{s,6} - T_{s,5}) \\ &= 1200\frac{7866}{3600}(9,06 - 27,03) = -42\,031 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_{tratado}(W_6 - W_5) \\ &= 3002400\frac{7866}{3600}(0,00798 - 0,01521) = -47\,430 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_t &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = -89\,461 \text{ [W]}\end{aligned}$$

■ Bateria caliente

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{tratado}(T_{s,2} - T_{s,6}) \\ &= 1200\frac{7866}{3600}(14 - 11) = 7866 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_t &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 8137 \text{ [W]}\end{aligned}$$

Otra forma directa de encontrar la solución del problema sería mediante el uso de las rectas de maniobra, tendríamos:

- Local "A"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{s,A}}{\dot{Q}_{T,A}} = \frac{10000}{10000 + 4000} = 0,714$$

- Local "B"

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{s,B}}{\dot{Q}_{T,B}} = \frac{10000}{10000 + 6000} = 0,625$$

Podemos dibujar las rectas de maniobra sobre las condiciones del local, punto "3". Así mismo podemos situar en el diagrama las condiciones de mezcla, punto "5".

Teniendo en cuenta que el salto máximo es de 8 [°C] y que los puntos "5", "1" y "2" deben estar en una recta, es evidente que el salto máximo se deberá cumplir en el local "B", por tanto: $T_{s,2} = 14$ [°C] y $W_2 = 0,00789$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}].

Uniendo el punto "2" con "5", donde intersecciona con la recta de maniobra del local "A", obtendremos las condiciones de impulsión a dicho local. Leemos en la figura 4.75: $T_{s,1} = 15,62$ [°C] y $W_1 = 0,00888$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}].

El resto del problema se realizaría con el mismo procedimiento descrito anteriormente.

El cuarto apartado nos plantea revisar el problema con una temperatura superficial de la batería fría de 5 [°C], y un factor de bypass de 0,2.

Conociendo las condiciones de mezcla, podemos situar en el diagrama el nuevo punto "6" (figura 4.76), así en condiciones ideales el aire saldría de la batería con: $T_{s,6B} = 5$ [°C] y $\phi_{6b} = 100$ [%]. Por lo que:

$$\begin{aligned} W_{6b} &= 0,0054 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_{6b} &= 18,59 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Y las condiciones reales de salida del punto "6", las obtendríamos por la definición de factor de bypass.

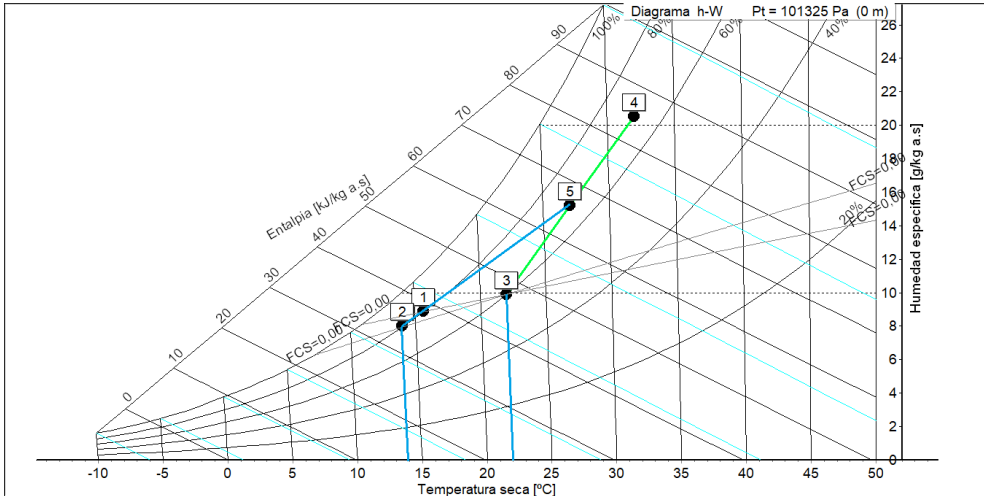


Figura 4.75: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

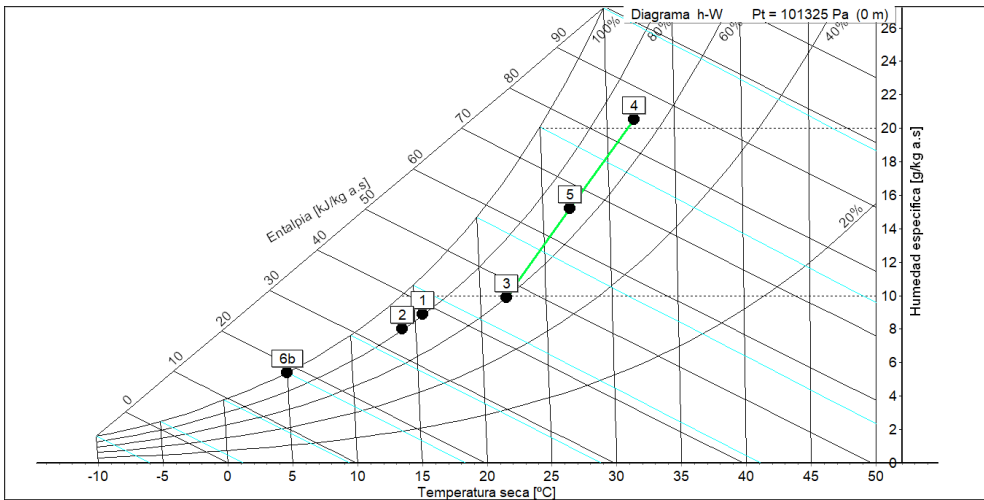


Figura 4.76: Esquema de la UTA.

$$FB = \frac{W_6 - W_{6b}}{W_5 - W_{6b}}$$

Substituyendo tenemos:

$$0,2 = \frac{W_6 - 0,0054}{0,01521 - 0,0054} \implies W_6 = 0,00736 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

La entalpía del punto "6", salida batería fría, se obtendrá por:

$$FB = \frac{h_6 - h_{6b}}{h_5 - h_{6b}}$$

Substituyendo tenemos:

$$0,2 = \frac{h_6 - 18,59}{66 - 18,59} \implies W_6 = 28,07 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Leyendo sobre el diagrama (figura 4.77): $T_{s,6} = 9,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$

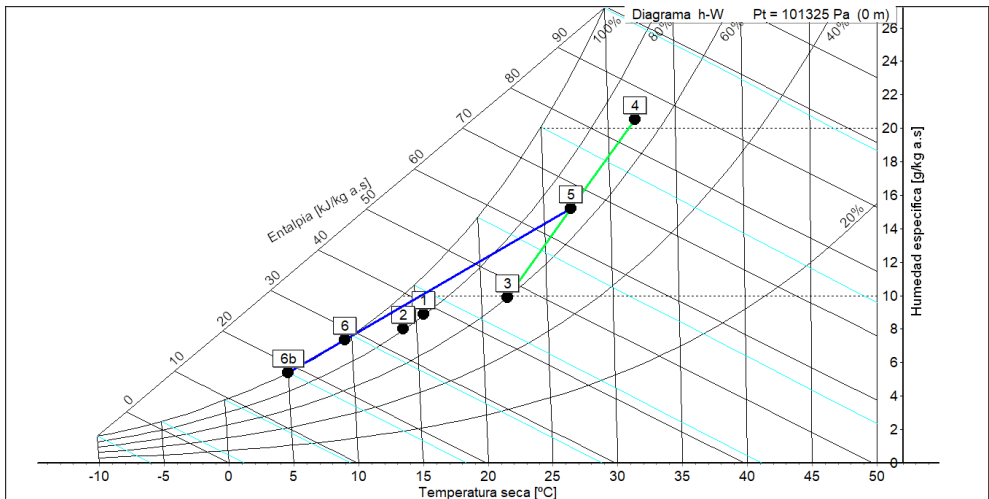


Figura 4.77: Representación del punto "6" en el diagrama psicrométrico.

Como la humedad específica del punto "6" es menor que la necesaria en la impulsión, se deberá mezclar las condiciones del punto "5" con las de un punto "7", para obtener tanto la impulsión del local A ("1"), como el local B ("2").

El punto "7" se puede estimar por pertenecer a la recta que pasa por "5", "1" y "2", y tener la humedad específica del punto "6". Su obtención puede ser gráfica, o bien sustituyendo en la ecuación de la recta, por ejemplo:

$$\frac{T_{s,7} - T_{s,5}}{T_{s,1} - T_{s,5}} = \frac{W_7 - W_5}{W_1 - W_5}$$

Substituyendo tenemos:

$$\frac{T_{s,7} - 27,03}{15,62 - 27,03} = \frac{W_7 - 0,01521}{0,00888 - 0,01521}$$

Despejando:

$$T_{s,7} = 27,03 + 1802,5(W_7 - 0,01521)$$

Substituyendo con $W_7 = 0,00736$ [kg_{H₂O}/kg] tenemos $T_{s,7} = 12,88$ [°C], leyendo el resto de propiedades en el diagrama psicrométrico (figura 4.78):

$$\begin{aligned}\phi_7 &= 79,7 [\%] \\ h_7 &= 31,54 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

Las mezclas en cada local serán:

- Local "A"

$$\frac{W_5 - W_1}{W_5 - W_7} = \frac{0,01521 - 0,00888}{0,01521 - 0,00736} = 0,806$$

El volumen tratado es:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{tratado}} &= 0,806V_1 = 3790 [\text{m}^3/\text{h}] \\ \dot{V}_{\text{bypassado}} &= 912 [\text{m}^3/\text{h}]\end{aligned}$$

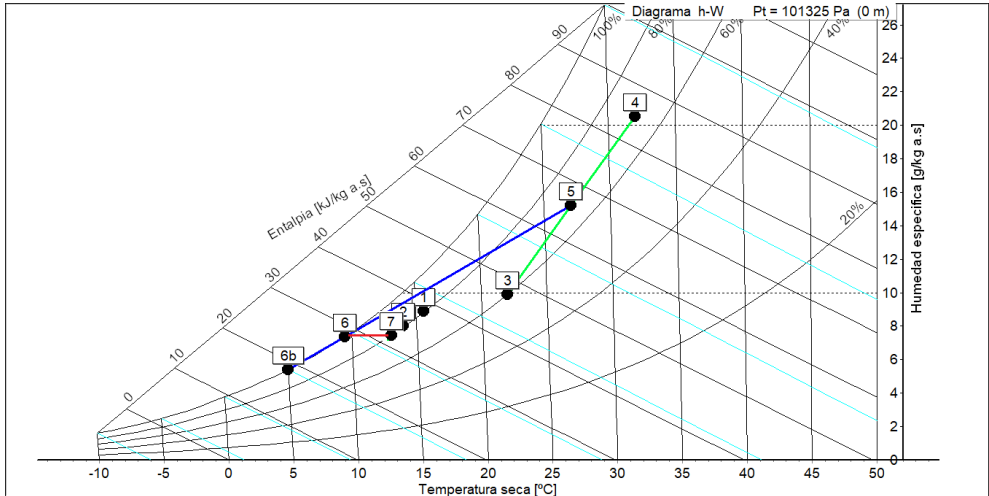


Figura 4.78: Representación del punto "7" en el diagrama psicrométrico.

■ Local "B"

$$\frac{W_5 - W_2}{W_5 - W_7} = \frac{0,01521 - 0,00798}{0,01521 - 0,00736} = 0,921$$

El volumen tratado es:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{tratado} &= 0,921V_2 = 3454 \text{ [m}^3\text{/h]} \\ \dot{V}_{bypaseado} &= 1248 \text{ [m}^3\text{/h]}\end{aligned}$$

El volumen total trasegado es: $V_{total_trasegado} = 3790 + 3454 = 7244 \text{ [m}^3\text{/h]}$

Los calores puestos en juego en las dos baterías son:

■ Batería fría

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{tratado}(T_{s,6} - T_{s,5}) \\ &= 1200\frac{7244}{3600}(9,06 - 27,03) = -42\,329 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_{tratado}(W_6 - W_5) \\ &= 3002400\frac{7244}{3600}(0,00798 - 0,01521) = -47\,365 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_t &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = -89\,694 \text{ [W]}\end{aligned}$$

■ Batería caliente

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{tratado}(T_{s,7} - T_{s,6}) \\ &= 1200\frac{7244}{3600}(12,87 - 9,5) = 8137 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_t &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 8137 \text{ [W]}\end{aligned}$$

En este segundo caso se puede igualmente llegar a la solución mediante las rectas de calor sensible que pasan por el local "3" para ambos locales y situar como en el caso anterior los puntos "1" y "2", seguidamente prolongando la recta que pasa por los puntos "5", "1" y "2" e interseccionando con la recta de humedad constante del punto "6" nos dan las condiciones del punto "7" (ver figura 4.79).

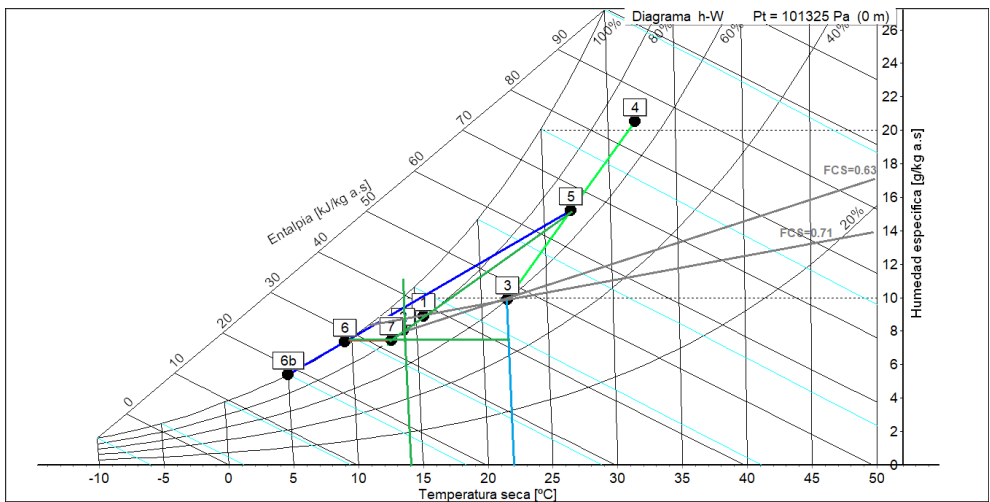


Figura 4.79: Representación del punto "7" en el diagrama psicrométrico.

4.10 Problema 16

Se plantea un cálculo preciso, de una UTA simple en verano/invierno con control de temperatura y humedad.

4.10.1 Enunciado

Con la instalación de la figura 4.80 se deben compensar las cargas sensibles y latentes de un local, tanto en verano como en invierno, estimadas en:

- Verano: $\dot{Q}_s = +25000[W]$ (se ganan) y $\dot{Q}_l = -20000[W]$ (se pierden)
- Invierno: $\dot{Q}_s = -20000[W]$ (se pierden) y $\dot{Q}_l = -5000[W]$ (se pierden)

Debiéndose respetar un salto máximo entre impulsión y local de 8 [°C] en verano y 12 [°C] en invierno.

El ventilador de la instalación impulsa el mismo caudal volumétrico [m³/h] en verano y en invierno, siendo las condiciones del local:

- Verano: $T_s = 24 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 60[\%]$
- Invierno: $T_s = 21 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 60[\%]$

Las condiciones exteriores de proyecto son:

- Verano: $T_s = 35 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 70[\%]$
- Invierno: $T_s = 0 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi = 85[\%]$

Se pide calcular la potencia necesaria en cada equipo y las condiciones psicrométricas durante la evolución a lo largo del sistema.

Notas:

- El caudal de aire exterior es de 2000 [m³/h].
- El factor de bypass de la batería fría es 0,1
- Se puede controlar a voluntad el T_{adp} de la batería fría y la eficiencia del humectador de recirculación de agua.

- Realizar todos los cálculos sin aproximaciones
- Altura sobre el nivel del mar 300 [m].

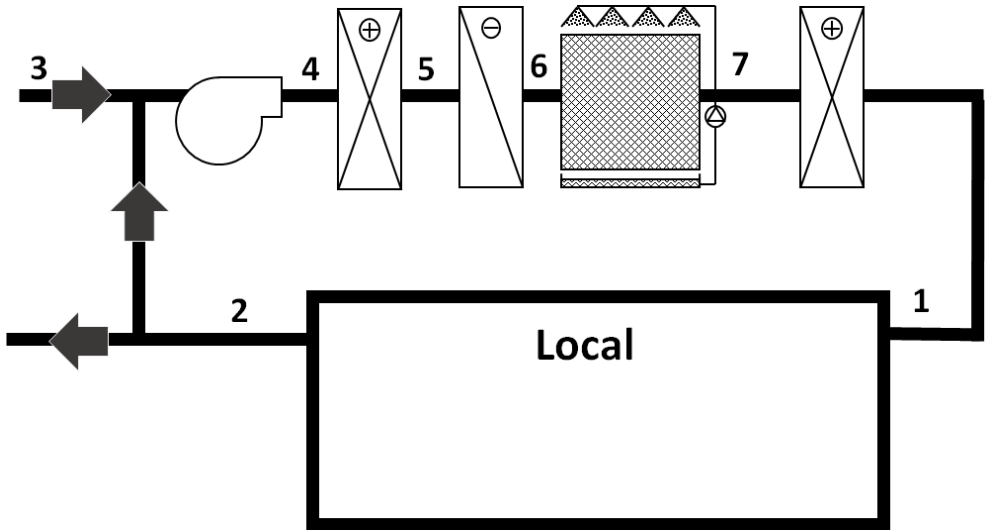


Figura 4.80: Esquema de la UTA.

4.10.2 Solución

La presión total depende de la altura sobre el nivel del mar por la relación:

$$\begin{aligned} P_T &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,2561} \\ &= 101325 \cdot (1 - 2,255692 \cdot 10^{-5} \cdot 300)^{5,2561} = 97\,773 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Como existe un único ventilador, deberemos estimar el caudal necesario a impulsar en verano e invierno para compensar las cargas (con la restricción de diferencia de temperaturas entre impulsión y local establecida) y posteriormente seguir el problema con el caudal máximo de ambas situaciones.

En primer lugar calculemos las condiciones del local: $T_{s,2,Ver} = 24 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{2,Ver} = 60 \text{ [%]}$. Calculamos el resto de variables:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 24)}{35,859 - (273,159 + 24)} = 3,475 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=24[^\circ\text{C}]} = 2985 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,2,Ver} = \frac{\phi}{100} P_{v,satT=24[^\circ\text{C}]} = \frac{60}{100} 2985 = 1791 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} W_{2,Ver} &= 0,62198 \frac{P_{v,2,Ver}}{P_T - P_{v,2,Ver}} = 0,62198 \frac{1791}{97773 - 1791} \\ &= 0,011\,608 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{2,Ver} &= 1,006 \cdot T_{s,2,Ver} + W_{2,Ver} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,2,Ver}) \\ &= 1,006 \cdot 24 + 0,00936 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24) = 53,694 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Calcularemos el caudal de impulsión para verano con las restricciones del problema, haciendo uso de las potencias térmicas a compensar. Recordemos la definición de calor sensible y latente según el proceso "1" a "23" de la figura 2.4.

Analizamos los diferentes periodos de funcionamiento:

- Verano

Restricción: $24 - T_{s,1,Ver} \leq 8 [^{\circ}\text{C}]$. Tomamos la igualdad ya que eso implica el caudal mínimo de impulsión $\implies T_{s,1,Ver} = 16 [^{\circ}\text{C}]$. Desplazamiento desde la impulsión al local (derecha-arriba en figura 4.81):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,Ver} &= \dot{m}_{1,Ver}(T_{s,2,Ver} - T_{s,1,Ver})(1,006 + 1,86W_{1,Ver}) \\ \dot{Q}_{l,Ver} &= \dot{m}_{1,Ver}(W_{2,Ver} - W_{1,Ver})(2501 + 1,86T_{2,Ver})\end{aligned}$$

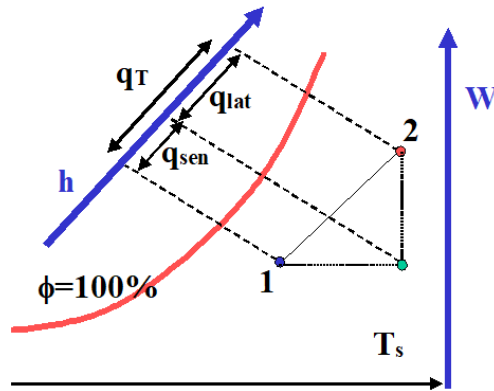


Figura 4.81: Esquema del proceso de verano sobre diagrama psicrométrico.

Substituyendo los valores conocidos:

$$\begin{aligned}25 &= \dot{m}_{1,Ver}(24 - 16)(1,006 + 1,86 \cdot W_{1,Ver}) \\ 20 &= \dot{m}_{1,Ver}(0,011608 - W_{1,Ver})(2501 + 1,86 \cdot 24)\end{aligned}$$

De donde podemos despejar:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{1,Ver} &= 3,0553 \text{ [kg/s]} \\ W_{1,Ver} &= 0,009037 \text{ [kgH}_2\text{O/kg}_{\text{gas}}]\end{aligned}$$

Como las condiciones de impulsión son $T_{s,1,Ver} = 16$ [°C] y $W_{1,Ver} = 0,009\ 037$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}], obtenemos:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 16)}{35,859 - (273,159 + 16)} = 3,260 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=16\text{[°C]}} = 1819 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,1,Ver} = \frac{P_T \cdot W_{1,Ver}}{0,62198 + W_{1,Ver}} = 1400 \text{ [Pa]}$$

$$v_{e,1,Ver} = 287 \frac{T_{s[K],1,Ver}}{P_T - P_{v,1,Ver}} = 287 \frac{273,159 + 16}{97773 - 1400} = 0,8612 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{gas}}]$$

$$\dot{V}_{1,Ver} = \dot{m}_{1,Ver} \cdot v_{e,1,Ver} = 3,0553 \cdot 0,8612 = 2,6312 \text{ [m}^3\text{/s]} = 9473 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

■ Invierno

Las condiciones del local en invierno son $T_{s,2,Inv} = 21$ [°C] y $\phi_{2,Inv} = 60$ [%]. Calculamos el resto de variables:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 21)}{35,859 - (273,159 + 21)} = 3,3959 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=21\text{[°C]}} = 2488 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,2,Inv} = \frac{\phi}{100} P_{v,satT=21\text{[°C]}} = \frac{60}{100} 2488 = 1493 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} W_{2,Inv} &= 0,62198 \frac{P_{v,2,Inv}}{P_T - P_{v,2,Inv}} = 0,62198 \frac{1493}{97773 - 1493} \\ &= 0,009\ 645 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{2,Inv} &= 1,006 \cdot T_{s,2,Inv} + W_{2,Inv} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,2,Inv}) \\
 &= 1,006 \cdot 21 + 0,00936 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 21) = 45,625 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

Restricción: $T_{s,1,Inv} - 21 \leq 12 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Tomamos la igualdad ya que eso implica el caudal mínimo de impulsión $\Rightarrow T_{s,1,Inv} = 33 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Desplazamiento desde la impulsión al local (izquierda-arriba en figura 4.82):

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{s,Inv} &= \dot{m}_{1,Inv} (T_{s,2,Inv} - T_{s,1,Inv}) (1,006 + 1,86 W_{1,Inv}) \\
 \dot{Q}_{l,Inv} &= \dot{m}_{1,Inv} (W_{2,Inv} - W_{1,Inv}) (2501 + 1,86 T_{s,1,Inv})
 \end{aligned}$$

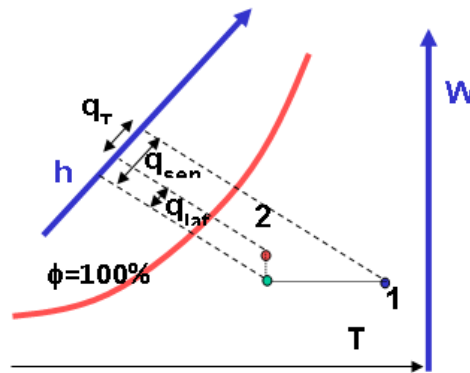


Figura 4.82: Esquema del proceso en invierno sobre diagrama psicrométrico.

Substituyendo los valores conocidos:

$$\begin{aligned}
 -20 &= \dot{m}_{1,Inv} (21 - 33) (1,006 + 1,86 \cdot W_{1,Inv}) \\
 5 &= \dot{m}_{1,Inv} (0,009645 - W_{1,Inv}) (2501 + 1,86 \cdot 21)
 \end{aligned}$$

De donde podemos despejar:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{1,Inv} &= 1,631 \text{ 27 [kg/s]} \\
 W_{1,Inv} &= 0,008 \text{ 438 [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

Como las condiciones de impulsión son $T_{s,1,Inv} = 33$ [°C] y $W_{1,Inv} = 0,008\ 438$ [kg_{H₂O}/kg_{gas}], obtenemos:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 33)}{35,859 - (273,159 + 33)} = 3,7018 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,sat T=33\text{[°C]}} = 5032 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,1,Inv} = \frac{P_T \cdot W_{1,Inv}}{0,62198 + W_{1,Inv}} = 1308 \text{ [Pa]}$$

$$v_{e,1,Inv} = 287 \frac{T_{s[K],1,Inv}}{P_T - P_{v,1,Inv}} = 287 \frac{273,159 + 33}{97773 - 1308} = 0,911 \text{ [m}^3\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$\dot{V}_{1,Inv} = \dot{m}_{1,Inv} \cdot v_{e,1,Inv} = 1,63127 \cdot 0,911 = 1,4861 \text{ [m}^3\text{/s]} = 5350 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Para que se cumplan las dos restricciones a la vez debemos impulsar el caudal mayor, es decir, el que exige la situación de verano. Por lo tanto, tomamos:

$$\dot{V}_{1,Inv} = V_{1,Ver} = 2,6312 \text{ [m}^3\text{/s]} = 9473 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Esto originará que en verano sean ciertos los datos calculados, no así los de invierno, que deberemos volver a estimar.

$$\begin{aligned} -20 &= \frac{2,6312}{v_{e,1,Inv}} (21 - T_{s,1,Inv}) (1,006 + 1,86 \cdot W_{1,Inv}) \\ 5 &= \frac{2,6312}{v_{e,1,Inv}} (0,09645 - W_{1,Inv}) (2501 + 1,86 \cdot 21) \end{aligned}$$

La solución de este sistema debe ser iterativa:

- Suponemos un valor de $v_{e,1,Inv} = 0,911$ [m³/kg_{gas}], por lo tanto: $\dot{m}_{1,Inv} = \frac{2,6312}{0,911} = 2,8882$ [kg/s]. Con ello calculamos:

$$W_{1,Inv} = 0,008\,963 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{s,1,Inv} = 27,771 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{v,1,Inv} = \frac{P_T \cdot W_{1,Inv}}{0,62198 + W_{1,Inv}} = \frac{97773 \cdot 0,008963}{0,62198 + 0,008963} = 1389 \text{ [Pa]}$$

$$v_{e,1,Inv} = 287 \frac{T_{s[K],1,Inv}}{P_T - P_{v,1,Inv}} = 287 \frac{273,159 + 27,771}{97773 - 1389} = 0,8961 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

- Suponemos ahora un valor de $v_{e,1,Inv} = 0,8961 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$, por lo tanto:
 $\dot{m}_{1,Inv} = \frac{2,6312}{0,8961} = 2,9363 \text{ [kg/s]}$. Con ello calculamos:

$$W_{1,Inv} = 0,008\,974 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{s,1,Inv} = 27,66 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{v,1,Inv} = \frac{P_T \cdot W_{1,Inv}}{0,62198 + W_{1,Inv}} = \frac{97773 \cdot 0,008974}{0,62198 + 0,008974} = 1391 \text{ [Pa]}$$

$$v_{e,1,Inv} = 287 \frac{T_{s[K],1,Inv}}{P_T - P_{v,1,Inv}} = 287 \frac{273,159 + 27,771}{97773 - 1391} = 0,8957 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

- Suponemos ahora un valor de $v_{e,1,Inv} = 0,8957 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$, por lo tanto:
 $\dot{m}_{1,Inv} = \frac{2,6312}{0,8957} = 2,9373 \text{ [kg/s]}$. Con ello calculamos:

$$W_{1,Inv} = 0,008\,975 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$T_{s,1,Inv} = 27,657 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_{v,1,Inv} = \frac{P_T \cdot W_{1,Inv}}{0,62198 + W_{1,Inv}} = \frac{97773 \cdot 0,008975}{0,62198 + 0,008975} = 1391 \text{ [Pa]}$$

$$v_{e,1,Inv} = 287 \frac{T_{s[K],1,Inv}}{P_T - P_{v,1,Inv}} = 287 \frac{273,159 + 27,657}{97773 - 1391} = 0,8957 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

valor que damos por bueno.

Quedan, por tanto, fijadas las temperaturas de impulsión en verano e invierno al local, así como sus humedades específicas y el caudal másico circulante:

- Verano:

$$T_{s,1,Ver} = 16 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$W_{1,Ver} = 0,009\,037 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\dot{m}_{1,Ver} = 3,0553 \text{ [kg/s]}$$

- Invierno:

$$\begin{aligned}T_{s,1,Inv} &= 27,657 \text{ [}^\circ\text{C]} \\W_{1,Inv} &= 0,008\,975 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\ \dot{m}_{1,Inv} &= 2,9373 \text{ [kg/s]}\end{aligned}$$

Siendo constante en ambos casos un caudal volumétrico de impulsión: $\dot{V}_{1,Inv} = \dot{V}_{1,Ver} = 2,6312 \text{ [m}^3\text{/s]} = 9473 \text{ [m}^3\text{/h]}$

- Cálculo para las condiciones de verano.

Las condiciones de impulsión son:

$$T_{s,1,Ver} = 16 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ y } W_{1,Ver} = 0,009\,037 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}.$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}h_{1,Ver} &= 1,006 \cdot T_{s,1,Ver} + W_{1,Ver} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1,Ver}) \\ &= 1,006 \cdot 16 + 0,009037 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 16) = 38,965 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

Las condiciones exteriores son: $T_{s,3,Ver} = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{3,Ver} = 70 \text{ [%]}$. Por lo tanto:

$$\begin{aligned}\log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 35)}{35,859 - (273,159 + 35)} = 3,750\end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=35\text{ [}^\circ\text{C]}} = 5625 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,3,Ver} = \frac{\phi}{100} P_{v,satT=35\text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{70}{100} 5625 = 3939 \text{ [Pa]}$$

$$W_{3,Ver} = 0,62198 \frac{P_{v,3,Ver}}{P_T - P_{v,3,Ver}} = 0,62198 \frac{3939}{97773 - 3939} = 0,026\,11 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

$$\begin{aligned}h_{3,Ver} &= 1,006 \cdot T_{s,3,Ver} + W_{3,Ver} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,3,Ver}) \\ &= 1,006 \cdot 35 + 0,02611 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 35) = 102,21 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

$$v_{e,3,Ver} = 287 \frac{T_{s[K],3,Ver}}{P_T - P_{v,3,Ver}} = 287 \frac{273,159 + 35}{97773 - 3939} = 0,9427 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Evidentemente las condiciones exteriores tienen mucha mayor entalpía y cantidad de vapor de agua, por lo que tenderemos a utilizar el mínimo volumen de aire requerido, en nuestro caso 2000 [m³/h].

De forma rigurosa, lo que está en juego son las masas de aire seco y no los caudales volumétricos, de manera que:

- Caudal másico de aire impulsión (introducido en el local):

$$\dot{m}_{1,Ver} = 3,0553 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

- Caudal másico de aire exterior:

$$\dot{m}_{3,Ver} = \frac{\dot{V}_3}{v_{e,3,Ver}} = \frac{\frac{2000}{3600}}{0,9427} = 0,5894 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

- Caudal másico de aire recirculada (siendo m_r la masa de aire recirculada):

$$\dot{m}_{r,Ver} = \dot{m}_{1,Ver} - \dot{m}_{3,Ver} = 3,0553 - 0,5894 = 2,4659 \text{ [kg}_{\text{as}}/\text{s}]$$

- Condiciones de mezcla:

$$\begin{aligned} W_{4,Ver} &= \frac{\dot{m}_{r,Ver} W_{2,Ver} + \dot{m}_{3,Ver} W_{3,Ver}}{\dot{m}_{r,Ver} + \dot{m}_{3,Ver}} \\ &= \frac{2,4659 \cdot 0,011608 + 0,5894 \cdot 0,02610}{2,4659 + 0,5894} = 0,01440 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{4,Ver} &= \frac{\dot{m}_{r,Ver} h_{2,Ver} + \dot{m}_{3,Ver} h_{3,Ver}}{\dot{m}_{r,Ver} + \dot{m}_{3,Ver}} \\ &= \frac{2,4659 \cdot 53,694 + 0,5894 \cdot 102,188}{2,4659 + 0,5894} = 63,049 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

y el cálculo de las demás variables:

$$T_{s,4,Ver} = \frac{h_{4,Ver} - 2501W_{4,Ver}}{1,006 + 1,86W_{4,Ver}} = \frac{63,049 - 2501 \cdot 0,01440}{1,006 + 1,86 \cdot 0,01440} = 26,176 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

La situación típica de verano será no poner en funcionamiento la primera batería de calentamiento ni la humectación, ya que el aire en las condiciones de mezcla (punto "4") lleva mayor cantidad de vapor y posee mayor entalpía que en la impulsión (punto "1"). La batería de frío deberá proporcionar la humedad específica de impulsión (punto 1) y la segunda batería de calentamiento ajustar la temperatura de impulsión.

Con este planteamiento las condiciones del punto "5" (salida primera batería de calor) coincidirán con la del punto "4" (condiciones de mezcla), y para obtener las condiciones del punto "6" (salida de la batería de frío, que tendrá la misma humedad específica que el punto "1"), haremos uso de la definición del factor de bypass.

$$FB = \frac{W_{6,Ver} - W_{6b,Ver}}{W_{5,Ver} - W_{6b,Ver}} = \frac{W_{1,Ver} - W_{6b,Ver}}{W_{4,Ver} - W_{6b,Ver}}$$

de donde despejando la humedad específica del aire a la salida de la batería fría considerada como ideal, obtenemos:

$$\begin{aligned} W_{6,Ver} &= \frac{W_{1,Ver} - FB \cdot W_{4,Ver}}{1 - FB} = \frac{0,009037 - 0,1 \cdot 0,01440}{1 - 0,1} \\ &= 0,008441 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

como en las condiciones ideales, el aire a la salida de la batería tendría una humedad relativa del $\phi_i = 100\%$, podemos obtener las demás propiedades como:

$$P_{v,6b,Ver} = \frac{P_T \cdot W_{6b,Ver}}{0,62198 + W_{6b,Ver}} = \frac{97773 \cdot 0,008441}{0,62198 + 0,008441} = 1309 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} T_{r,6b,Ver} = T_{s,6b,Ver} = T_{h,6b,Ver} &= \frac{35,859 \cdot \log P_{v,6b,Ver} - 2148,496}{\log P_{v,6b,Ver} - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(1309) - 2148,496}{\log(1309) - 10,2858} = 284,11 \text{ [K]} = 10,95 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{6b,Ver} &= 1,006 \cdot T_{s,i} + W_i \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,i}) \\
 &= 1,006 \cdot 10,95 + 0,008441 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 10,95) = 32,299 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

A partir de la definición de factor de bypass podremos obtener las condiciones reales de salida de la batería:

$$FB = \frac{h_{6,Ver} - h_{6b,Ver}}{h_{5,Ver} - h_{6b,Ver}} = \frac{h_{6,Ver} - h_{6b,Ver}}{h_{4,Ver} - h_{6b,Ver}}$$

$$\begin{aligned}
 h_{6,Ver} &= h_{6b,Ver} + FB(h_{4,Ver} - h_{6b,Ver}) \\
 &= 32,299 + 0,1(63,049 - 32,299) = 35,374 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

Conocida la entalpía del punto "6" y su humedad específica podemos obtener las demás propiedades como:

$$T_{s,6,Ver} = \frac{h_{6,Ver} - 2501W_{6,Ver}}{1,006 + 1,86w_{6,Ver}} = \frac{35,374 - 2501 \cdot 0,009037}{1,006 + 1,86 \cdot 0,009037} = 12,488 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Las potencias puestas en juego serán:

- Batería fría.

Proceso abajo a la izquierda. Recordar punto "4" = punto "5".

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_s &= \dot{m}_{1,Ver}(T_{s,6,Ver} - T_{s,5,Ver})(1,006 + 1,86W_{6,Ver}) \\
 &= 3,0553(12,488 - 26,176)(1,006 + 1,86 \cdot 0,009037) = -42,77 \text{ [kW]}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_l &= \dot{m}_{1,Ver}(W_{6,Ver} - W_{5,Ver})(2501 + 1,86T_{s,5,Ver}) \\
 &= 3,0553(0,009037 - 0,01440)(1,006 + 1,86 \cdot 26,176) = -41,78 \text{ [kW]}
 \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = -84,55 \text{ [kW]}$$

■ Batería caliente

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= \dot{m}_{1,Ver}(T_{s,1,Ver} - T_{s,6,Ver})(1,006 + 1,86W_{1,Ver}) \\ &= 3,0553(16 - 12,488)(1,006 + 1,86 \cdot 0,009037) = 10,97 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_T &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 10,97 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Cálculo para las condiciones de invierno.

Las condiciones de impulsión son:

$$T_{s,1,Inv} = 27,657 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ y } W_{1,Inv} = 0,008975 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}].$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}h_{1,Inv} &= 1,006 \cdot T_{s,1,Inv} + W_{1,Inv} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,1,Inv}) \\ &= 1,006 \cdot 27,657 + 0,008975 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 27,657) = 50,71 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]\end{aligned}$$

Las condiciones del local son: $T_{s,2,Inv} = 21 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{2,Inv} = 60 \text{ [%]}$. Por lo tanto:

$$\begin{aligned}\log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 21)}{35,859 - (273,159 + 21)} = 3,396\end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,sat T=21 \text{ [}^\circ\text{C]}} = 2488 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,2,Inv} = \frac{\phi}{100} P_{v,sat T=21 \text{ [}^\circ\text{C]}} = \frac{60}{100} 2488 = 1493 \text{ [Pa]}$$

$$W_{2,Inv} = 0,62198 \frac{P_{v,2,Inv}}{P_T - P_{v,2,Inv}} = 0,62198 \frac{1493}{97773 - 1493} = 0,009645 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned}h_{2,Inv} &= 1,006 \cdot T_{s,2,Inv} + W_{2,Inv} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,2,Inv}) \\ &= 1,006 \cdot 21 + 0,009645 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 21) = 45,625 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]\end{aligned}$$

Las condiciones exteriores son: $T_{s,3,Inv} = 0 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{3,Ver} = 85 \text{ [%]}$. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} \log P_{v,sat} &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot T_{s[K]}}{35,859 - T_{s[K]}} \\ &= \frac{2148,496 - 10,2858 \cdot (273,159 + 0)}{35,859 - (273,159 + 0)} = 2,786 \end{aligned}$$

$$P_{vs} = P_{v,satT=0[^\circ\text{C}]} = 611 \text{ [Pa]}$$

$$P_{v,3,Inv} = \frac{\phi}{100} P_{v,satT=0[^\circ\text{C}]} = \frac{85}{100} 611 = 520 \text{ [Pa]}$$

$$W_{3,Inv} = 0,62198 \frac{P_{v,3,Inv}}{P_T - P_{v,3,Inv}} = 0,62198 \frac{520}{97773 - 520} = 0,03323 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

$$\begin{aligned} h_{3,Inv} &= 1,006 \cdot T_{s,3,Inv} + W_{3,Inv} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,3,Inv}) \\ &= 1,006 \cdot 0 + 0,03323 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 0) = 8,31 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

$$v_{e,3,Inv} = 287 \frac{T_{s[K],3,Inv}}{P_T - P_{v,3,Inv}} = 287 \frac{273,159 + 0}{97773 - 520} = 0,8062 \text{ [m}^3/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Calculamos ahora los caudales máscicos que circulan:

- Caudal máscico de aire impulsión (introducido en el local):

$$\dot{m}_{1,Inv} = 2,9373 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

- Caudal máscico de aire exterior:

$$\dot{m}_{3,Inv} = \frac{\dot{V}_3}{v_{e,3,Inv}} = \frac{\frac{2000}{3600}}{0,8061} = 0,6891 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

- Caudal máscico de aire recirculada (siendo m_r la masa de aire recirculada):

$$\dot{m}_{r,Inv} = \dot{m}_{1,Inv} - \dot{m}_{3,Inv} = 2,9373 - 0,6891 = 2,2482 \text{ [kg}_{\text{gas}}/\text{s}]$$

- Condiciones de mezcla:

$$\begin{aligned}
 W_{4,Inv} &= \frac{\dot{m}_{r,Inv} W_{2,Inv} + \dot{m}_{3,Inv} W_{3,Inv}}{\dot{m}_{r,Inv} + \dot{m}_{3,Inv}} \\
 &= \frac{2,2482 \cdot 0,009645 + 0,6891 \cdot 0,003323}{2,2482 + 0,6891} = 0,00816 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\
 h_{4,Inv} &= \frac{\dot{m}_{r,Inv} h_{2,Inv} + \dot{m}_{3,Inv} h_{3,Inv}}{\dot{m}_{r,Inv} + \dot{m}_{3,Inv}} \\
 &= \frac{2,2482 \cdot 45,625 + 0,6891 \cdot 8,31}{2,2482 + 0,6891} = 36,86 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}
 \end{aligned}$$

y el cálculo de las demás variables:

$$T_{s,4,Inv} = \frac{h_{4,Inv} - 2501 W_{4,Inv}}{1,006 + 1,86 W_{4,Inv}} = \frac{36,86 - 2501 \cdot 0,00816}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00816} = 16,12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Como el punto "4" tiene menos humedad específica y menos entalpía que las condiciones de impulsión (punto "1"), no se pondrá en funcionamiento la batería fría y sí la humectación.

$$\begin{aligned}
 W_{4,Inv} &= 0,00816 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} < W_{1,Inv} = 0,008975 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\
 h_{4,Inv} &= 36,86 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]} < h_{1,Inv} = 50,71 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}
 \end{aligned}$$

El proceso seguido en el equipo de aire acondicionado, desplazamiento desde el punto "4" al punto "1", puede ser:

- Calentamiento - humectación - calentamiento.

La potencia calorífica se reparte entre ambas baterías a voluntad.

- Humectación y calentamiento.

Toda la potencia calorífica está en la segunda batería de calentamiento.

- Calentamiento y humectación.

Toda la potencia térmica está en la primera batería de calor. Desarrollamos únicamente este último caso.

El proceso inicial de calentamiento (punto "5") debe alcanzar la temperatura húmeda del aire de las condiciones de impulsión, y después mediante la

humectación con recirculación alcanzar las condiciones de impulsión punto "1". Lógicamente, la batería fría y la segunda batería de calentamiento no estarán en funcionamiento.

Así, en primer lugar deberemos estimar la temperatura húmeda del aire del punto "1".

Para la suposición inicial debemos estimar la media entre la temperatura seca y la temperatura húmeda, así:

Condiciones de impulsión: $T_{s,1,Inv} = 27,657$ [°C] y $W_{1,Inv} = 0,008975$ [kg_{H₂O}/kg_{as}].

$$P_{v,1,Inv} = \frac{P_T \cdot W_{1,Inv}}{0,62198 + W_{1,Inv}} = \frac{97773 \cdot 0,008975}{0,62198 + 0,008975} = 1390 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} T_{r,1,Inv} &= \frac{35,859 \cdot \log P_{v,1,Inv} - 2148,496}{\log P_{v,1,Inv} - 10,2858} \\ &= \frac{35,859 \cdot \log(1390) - 2148,496}{\log(1390) - 10,2858} = 285,01 \text{ [K]} = 11,86 \text{ [°C]} \end{aligned}$$

Aplicamos el modo de iteración especial que se ha comentado en anteriores problemas. Recordemos que la filosofía es reducir el intervalo para localizar la temperatura húmeda, ya que la simple sustitución no nos lleva al resultado correcto.

Partimos de un intervalo inicial ($T_{min} = 11,86$ [°C], $T_{max} = 27,657$ [°C]). Tomamos la media como valor inicial (19,76 [°C]) y calculamos la solución (16,41 [°C]). con ello podemos afirmar que la solución está en el intervalo ($T_{min} = 16,41$ [°C], $T_{max} = 19,76$ [°C]).

Tomamos la media como valor inicial (18,08 [°C]) y calculamos la solución (16,78 [°C]), con ello podemos afirmar que la solución está en el intervalo ($T_{min} = 16,78$ [°C], $T_{max} = 18,08$ [°C]).

Y así sucesivamente, hasta que los límites del intervalo tengan una diferencia que sea la precisión con la que queremos estimar la temperatura húmeda. En la tabla 4.6 se efectúa el cálculo obteniendo finalmente como temperatura húmeda (después de algunas iteraciones más) $T_h = 17,66$ [°C].

Resultando $T_{h,1,Inv} = 17,66$ [°C] y $W_s^* = 0,01312$ [kg_{H₂O}/kg_{as}].

Tabla 4.6: Iteración para el cálculo de la T_h

	Inicio	iter. 1	iter. 2	iter. 3	iter. 4	iter. 5	iter. 6	iter. 7
Th[°C]		19,76	16,41	18,08	17,43	17,76	17,61	17,68
Pvs[Pa]		2305	1867	2076	1992	2034	2015	2024
Ws[kg v/kg as]		0,0150	0,0121	0,0135	0,0129	0,0132	0,0131	0,0132
Th[°C] salida		13,06	20,13	16,78	18,13	17,46	17,77	17,61
Max[°C]	27,66	19,76	19,76	18,08	18,08	17,76	17,76	17,68
Min[°C]	11,86	13,06	16,41	16,78	17,43	17,46	17,61	17,61
Media[°C]		19,76	16,41	18,08	17,43	17,76	17,61	17,68
Dif[°C]	15,79	6,70	3,35	1,31	0,65	0,30	0,15	0,07

Y podemos afirmar que el punto "5" vendrá definido como: $T_{h,5,Inv} = T_{h,1,Inv} = 17,66$ [°C] y $W_{5,Inv} = W_{4,Inv} = 0,00816$ [kg_{H₂O}/kg_{as}]. La temperatura seca se podrá obtener despejando de la expresión de la temperatura húmeda, así:

$$T_h = \frac{T_s(1,006 + 1,86W) + 2501(W - W_s^*)}{1,006 + 4,186W - 2,326W_s^*}$$

de donde, sustituyendo para el punto "5" y teniendo en cuenta que representa la humedad específica de un aire saturado (100[%]) que ya ha sido calculado en el proceso iterativo ($W_s^* = 0,01312$ [kg_{H₂O}/kg_{as}]).

$$\begin{aligned} T_{s,5,Inv} &= \frac{T_{h,5,Inv}(1,006 + 4,186W_{5,Inv} - 2,326W_s^*) - 2501(W_{5,Inv} - W_s^*)}{1,006 + 1,86W_{5,Inv}} \\ &= 29,62 \text{ [°C]} \end{aligned}$$

La entalpía es:

$$\begin{aligned} h_{5,Inv} &= 1,006 \cdot T_{s,5,Inv} + W_{5,Inv} \cdot (2501 + 1,86 \cdot T_{s,5,Inv}) \\ &= 1,006 \cdot 29,62 + 0,00816 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 29,62) = 50,65 \text{ [kJ/kg}_{as}] \end{aligned}$$

Finalmente, la eficiencia de humectación se calculará haciendo uso de las condiciones ideales de salida del humectador, y que ya hemos estimado en el proceso iterativo: $T_{s,7b,Inv} = T_{s,5,Inv} = 17,66$ [°C] y $\phi_{7b,Inv} = 100$ [%], que daba $W_{7b,Inv} = 0,01312$ [kg_{H₂O}/kg_{as}]. Aplicamos ahora el concepto de eficiencia del humectador:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{h_{7,Inv} - h_{6,Inv}}{h_{7b,Inv} - h_{6,Inv}} = \frac{h_{1,Inv} - h_{5,Inv}}{h_{7b,Inv} - h_{5,Inv}}$$

Sustituyendo:

$$EFI = 100 \frac{0,008975 - 0,00816}{0,01312 - 0,00816} = 0,16$$

Las potencias puestas en juego serán:

- Primera batería caliente \implies Funciona

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= \dot{m}_{1,Inv}(T_{s,5,Inv} - T_{s,4,Inv})(1,006 + 1,86W_{4,Inv}) \\ &= 2,9373(29,62 - 16,12)(1,006 + 1,86 \cdot 0,00816) = 40,50 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_l = 0 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 40,50 \text{ [kW]}$$

- Batería fría \implies No funciona
- Humectador \implies Funciona (agua recirculada)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= \dot{m}_{1,Inv}(T_{s,7,Inv} - T_{s,6,Inv})(1,006 + 1,86W_{4,Inv}) \\ &= 2,9373(27,66 - 29,62)(1,006 + 1,86 \cdot 0,00816) = -5,88 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_l &= \dot{m}_{1,Inv}(W_{7,Inv} - W_{6,Inv})(2501 + 1,86T_{s,7,Inv}) \\ &= 2,9373(0,008975 - 0,00816)(2501 + 1,86 \cdot 27,66) = 6,05 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 0,17 \text{ [kW]}$$

- Segunda batería caliente \implies No funciona

El problema se podría haber resuelto mediante el programa Sicro. De ser así, para las condiciones de impulsión tendríamos:

- Para las condiciones de verano (figura 4.83).
- Para las condiciones de invierno (figura 4.84).

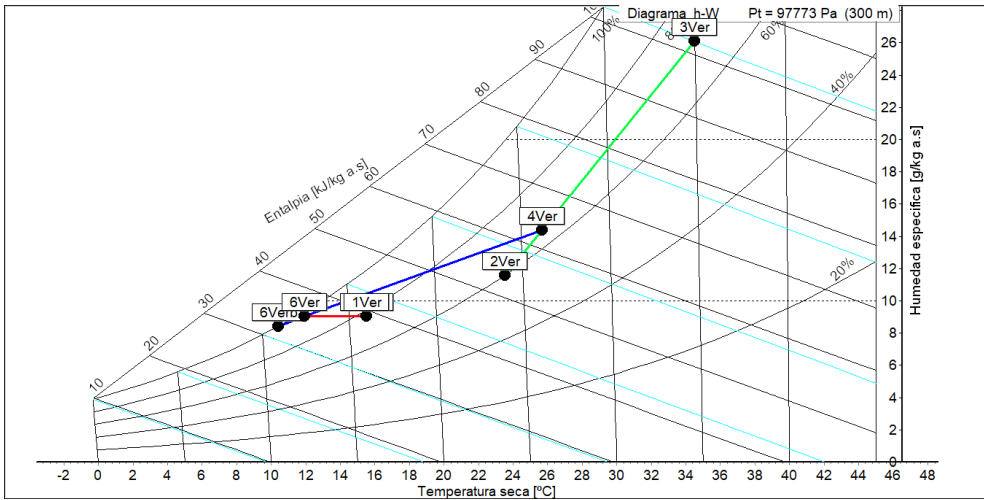


Figura 4.83: Representación del proceso en verano sobre diagrama psicrométrico.

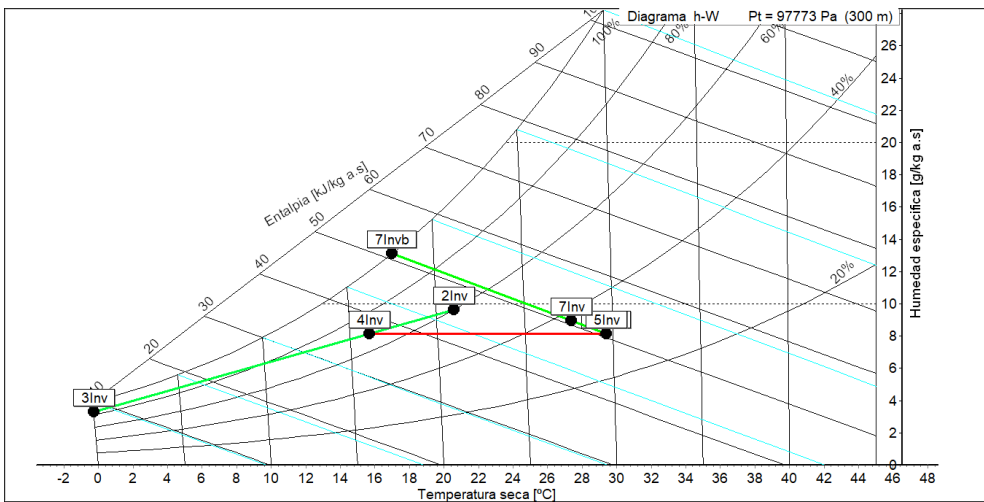


Figura 4.84: Representación del proceso en invierno sobre diagrama psicrométrico.

4.11 Problema 17

Sistema de climatización por inducción. Funcionamiento y cálculos en eyecto-convectores.

4.11.1 Enunciado

Se tiene un equipo de inducción de aire en un local con una carga sensible de 6500 [W] y latente de 4000 [W] (ganadas). El local se mantiene a una atmósfera (101 325 [Pa]), a 22 [°C] de temperatura seca y 50[%] de humedad relativa. El serpentín se encuentra a 30 [°C] (suponer un factor de bypass fijo de 0,1) y el aire de inducción llega a una temperatura de 8 [°C] y 90[%] de humedad relativa.

Se desea conocer la proporción de aire que bypassea el serpentín y la potencia calorífica cedida por el mismo.

Notas:

- Se supone un volumen de aire inducido igual al de inducción
- Se necesitan 1500 [m³/h] de aire exterior para ventilación como mínimo
- Mínimo consumo de energía
- Suponemos válida la mezcla de volúmenes de aire
- Se suponen válidas las expresiones:
 - $\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,local} - T_{s,imp})$
 - $\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local} - W_{imp})$

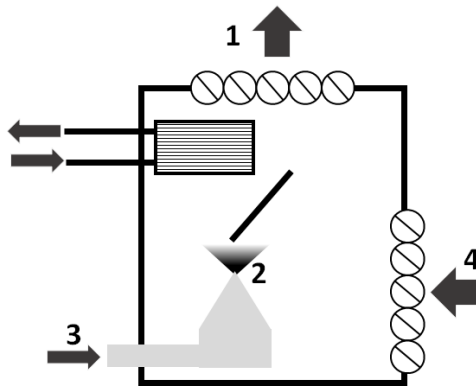


Figura 4.85: Esquema de la UTA.

4.11.2 Solución

La representación esquemática del sistema planteado se tiene en la figura 4.86.

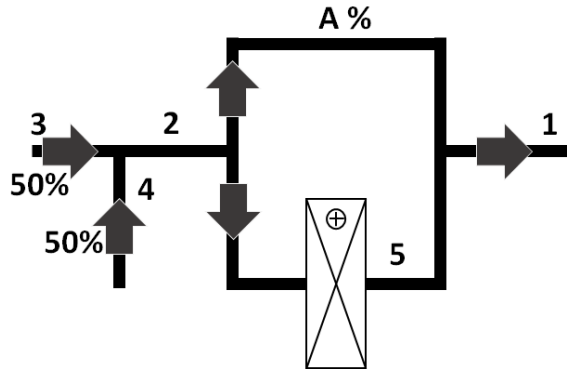


Figura 4.86: Representación esquemática del sistema.

Como observamos, no existe ninguna posibilidad de humectación o deshumectación, luego las condiciones de mezcla, en cuanto a humedad específica, punto "2", deben coincidir con las condiciones de impulsión.

Suponemos válida la mezcla de volúmenes de aire, aunque sabemos que lo más exacto sería en masa de aire seco, pero debido a la aproximación del cálculo de cargas y a la aproximación de leer las propiedades psicrométricas en diagramas, siempre se toma esto como válido (salvo indicación en contra del enunciado por querer ser lo más rigurosos posible).

Las condiciones del aire exterior e inducido, de acuerdo con los datos del problema son:

El punto "2" es una mezcla al 50[%] de aire exterior (punto "3") y 50[%] de aire inducido (punto "4"). Por tanto:

$$W_2 = 0,5W_3 + 0,5W_4 = 0,5 \cdot 0,00598 + 0,5 \cdot 0,00822 = 0,00710 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

$$h_2 = 0,5h_3 + 0,5h_4 = 0,5 \cdot 23,10 + 0,5 \cdot 43,04 = 33,07 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Vemos la representación en el diagrama de la figura 4.88. El resto de propiedades son:

$$\begin{aligned}
 T_{s,2} &= 15,01 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,2} &= 8,95 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,2} &= 11,61 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_2 &= 67 \text{ [%]}
 \end{aligned}$$

Para poder luchar contra las cargas propuestas se debe cumplir:

- $\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,local} - T_{s,imp})$
- $\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local} - W_{imp})$

En este caso podemos calcular el \dot{V}_{imp} con el dato de la carga latente, ya que las humedades específicas son conocidas:

- $W_{local} = W_4 = 0,00822 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]}$
- $W_{imp} = W_1 = W_2 = 0,00710 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]}$

Substituyendo en la ecuación de la carga latente y despejando tenemos:

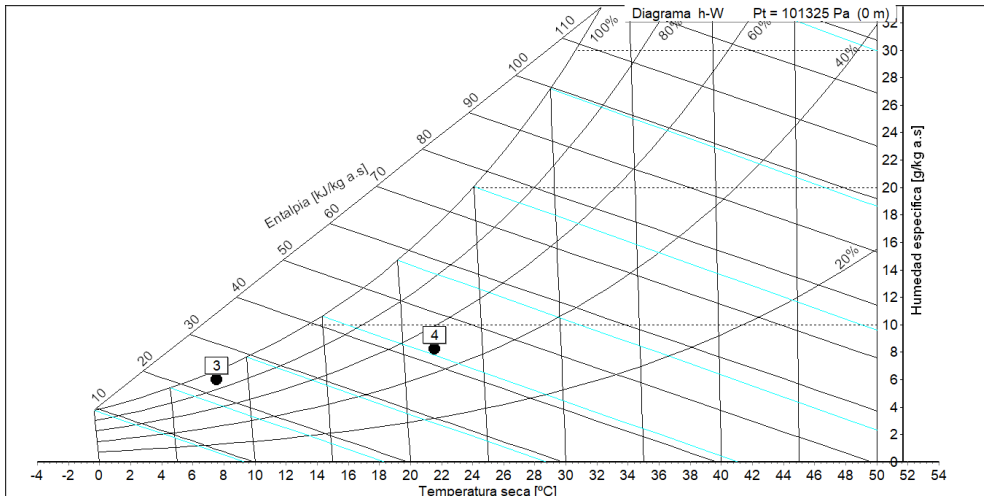


Figura 4.87: Representación de los puntos "3" y "4" en el diagrama psicrométrico.

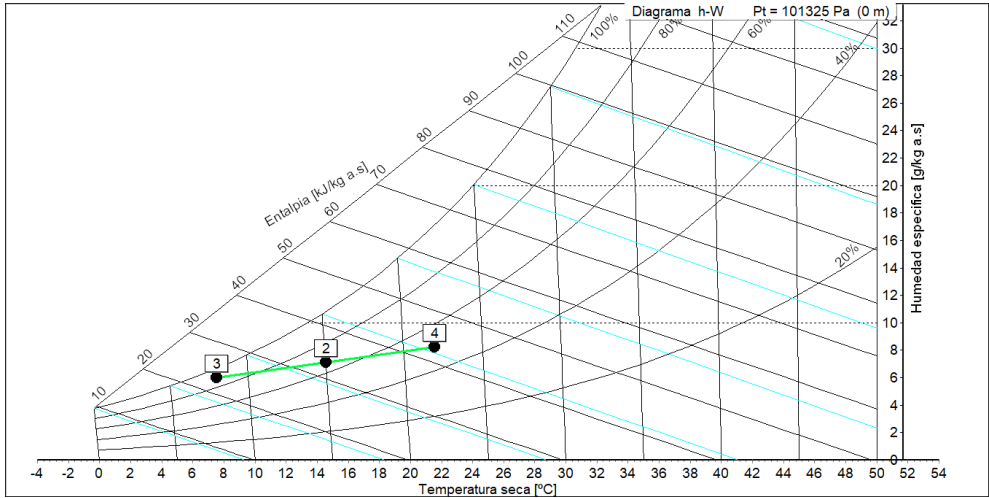


Figura 4.88: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}\dot{V}_{imp} &= \frac{\dot{Q}_l}{3002400(W_{local} - W_{imp})} \\ &= \frac{4000}{3002400(0,00822 - 0,00710)} = 1,1895 \text{ [m}^3\text{/s]} = 4282 \text{ [m}^3\text{/h]}\end{aligned}$$

Como el 50[%] es aire exterior:

$$\dot{V}_{ext} = \frac{4282}{2} = 2141 \text{ [m}^3\text{/h]} > 1500 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Por lo tanto, el equipo cumple la restricción. En caso contrario no hubiera podido satisfacerse dichas necesidades con ese equipo.

Calculamos la temperatura de impulsión ($T_{s,imp} = T_{s,1}$) en base a la temperatura del local ($T_{s,local} = T_{s,4} = 22 \text{ [}^\circ\text{C]}$) y la ecuación de la carga sensible:

$$T_{s,1} = T_{s,4} - \frac{\dot{Q}_s}{1200\dot{V}_{imp}} = 22 - \frac{6500}{1200 \cdot 1,859} = 17,446 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Podemos leer en el diagrama (figura 4.89) las demás propiedades psicrométricas de la impulsión o punto "1":

$$\begin{aligned} T_{r,1} &= 8,94 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,1} &= 12,61 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_1 &= 57,4 \text{ [%]} \\ h_1 &= 35,54 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]} \end{aligned}$$

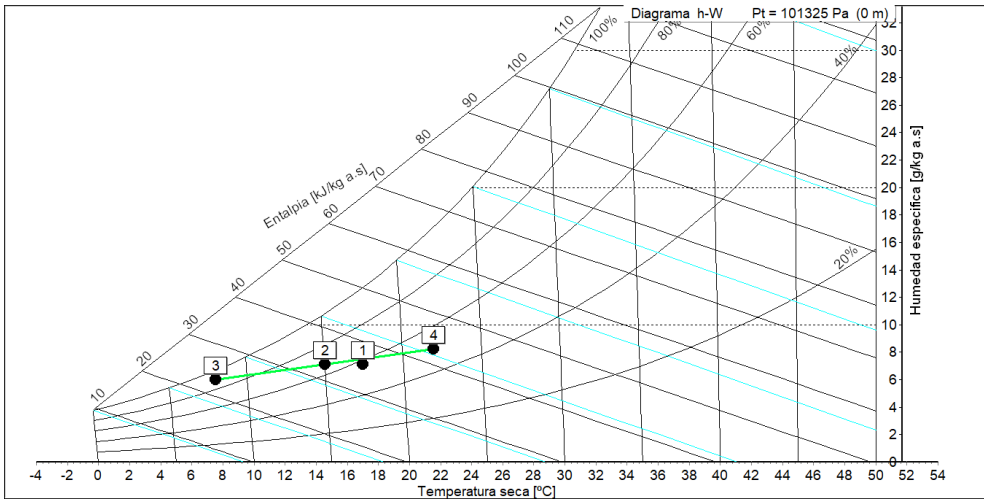


Figura 4.89: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

Las condiciones reales de salida de la batería caliente se obtendrán en base a aplicar la definición de bypass con respecto a las condiciones ideales de salida, siendo estas: $T_{s,5b} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_{5b} = W_2 = 0,00710 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}\text{]}$. Se puede leer en el diagrama (figura 4.90):

$$\begin{aligned} T_{r,5b} &= 8,94 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,5b} &= 17,30 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_{5b} &= 26,9 \text{ [%]} \\ h_{5b} &= 48,33 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]} \end{aligned}$$

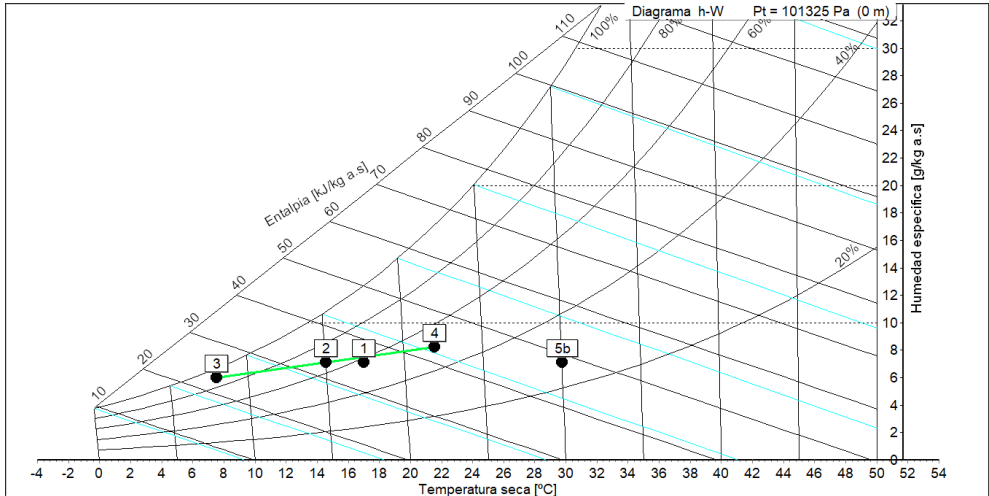


Figura 4.90: Representación del punto "5b" en el diagrama psicrométrico.

Conociendo el factor de bypass de la batería (0,1), podemos calcular la entalpía del punto "5":

$$\begin{aligned}
 FB &= \frac{h_5 - h_{5b}}{h_2 - h_{5b}} \\
 h_5 &= h_{5b} + FB(h_2 - h_{5b}) \\
 &= 48,33 + 0,1(33,07 - 48,33) = 46,804 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

La humedad específica:

$$W_5 = W_2 = 0,00710 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Las demás propiedades se pueden leer en el diagrama (figura 4.91):

$$T_{s,5} = 28,49 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,5} = 8,95 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,5} = 16,78 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_5 = 29,4 \text{ [%]}$$

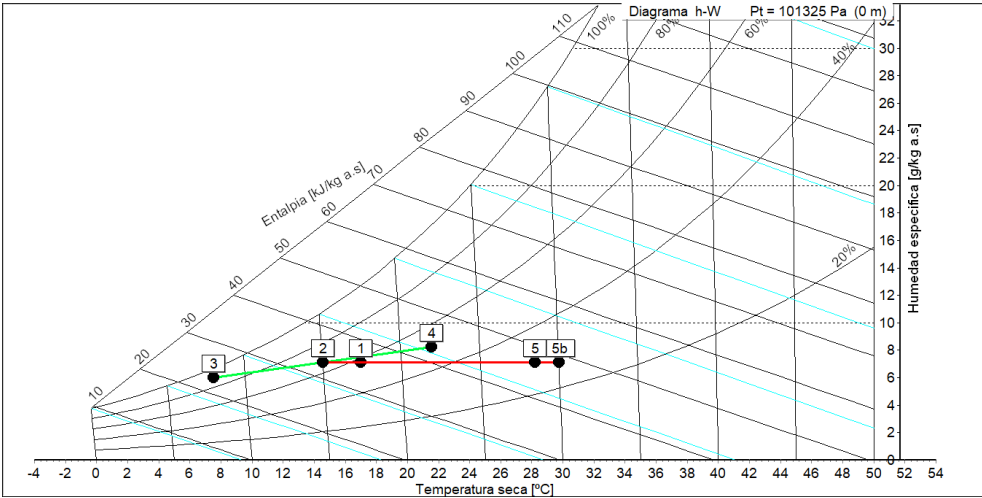


Figura 4.91: Representación del punto "5b" en el diagrama psicrométrico.

Por último, podemos establecer el porcentaje bypassado en el eyector realizando un balance de entalpías, ya que:

$$h_1 = \frac{A}{100}h_2 + \frac{100 - A}{100}h_5$$

Despejando la variable A tenemos el caudal de aire que se bypassa:

$$A = 100 \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_5} = 100 \frac{35,54 - 46,804}{33,07 - 46,804} = 82[\%]$$

Habría que comprobar finalmente que en condiciones reales la batería presenta un factor de bypass de 0,1, circulando un caudal de aire de:

$$\dot{V}_{bateria} = \frac{100 - A}{100} \dot{V}_{imp} = \frac{100 - 82}{100} 4282 = 770 [\text{m}^3/\text{h}]$$

La potencia calorífica cedida por el serpentín es:

$$\dot{Q}_s = 1200 \dot{V}_{bateria} (T_{s,5} - T_{s,2}) = 1200 \cdot \frac{770}{3600} (28,49 - 15,01) 3460 [\text{W}]$$

Capítulo 5

Problemas de diseño de sistemas

5.1 Problema 18

Típica instalación de climatización en verano con control de temperatura y humedad. Según la legislación española, el uso de una batería de calor después de una de frío está permitido cuando ésta funciona con el calor del condensador o con energía solar, por ejemplo.

5.1.1 Enunciado

Diseñar una instalación que sea capaz de compensar las cargas en verano de 15 000 [W] de calor sensible (se ganan) y 5000 [W] de calor latente (se ganan), siendo las condiciones psicrométricas del local y exteriores respectivamente de:

- Local: $T_s = 22$ [°C] y $\phi = 60$ [%].
- Exterior: $T_s = 32$ [°C] y $\phi = 68$ [%].

Requisitos:

- Presión total 1[atm](101 325 [Pa])
- Se debe utilizar un 50[%] de aire exterior
- El salto entre local e impulsión es de 7 [°C] (como máximo)
- En caso de utilizar una batería fría, esta debe tener un factor de bypass de 0,1.

5.1.2 Solución

En primer lugar, situemos en el diagrama (figura 5.1) las condiciones exteriores y las del local, así :

- Condiciones del aire del local: $T_{s,1} = 22 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_1 = 60 [\%]$. Obteniendo de la lectura del diagrama el resto de variables:

$$T_{r,1} = 13,89 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{h,1} = 16,87 [^{\circ}\text{C}]$$

$$W_1 = 0,0099 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$h_1 = 47,28 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

- Condiciones exteriores: $T_{s,5} = 32 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_5 = 68 [\%]$. Obteniendo de la lectura del diagrama el resto de variables:

$$T_{r,5} = 25,35 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{h,5} = 26,98 [^{\circ}\text{C}]$$

$$W_5 = 0,020\ 52 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$h_5 = 84,73 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

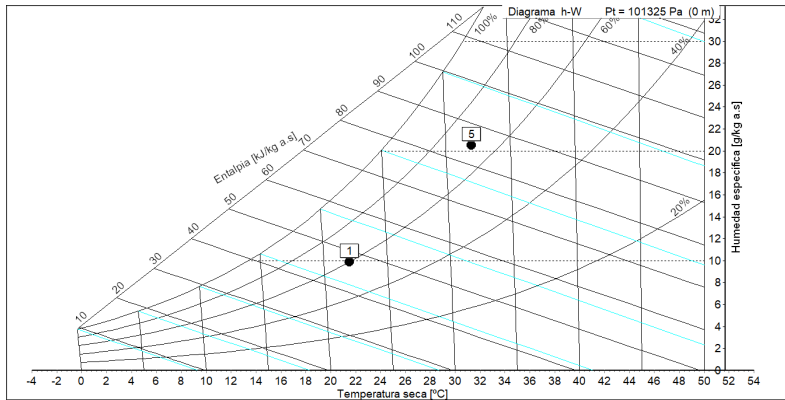


Figura 5.1: Representación de los puntos "1" y "5" en el diagrama psicrométrico.

Teniendo en cuenta que se debe utilizar un 50 [%] de aire exterior, las condiciones de mezcla serán:

$$W_2 = 0,5W_1 + 0,5W_5 = 0,5 \cdot 0,0099 + 0,5 \cdot 0,02052 = 0,0152 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$h_2 = 0,5h_1 + 0,5h_5 = 0,5 \cdot 47,28 + 0,5 \cdot 84,73 = 66,005 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]$$

Podemos leer en el diagrama las demás propiedades (figura 5.2):

$$T_{s,2} = 27,06 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,2} = 20,53 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,2} = 22,45 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_2 = 67,5 \text{ [%]}$$

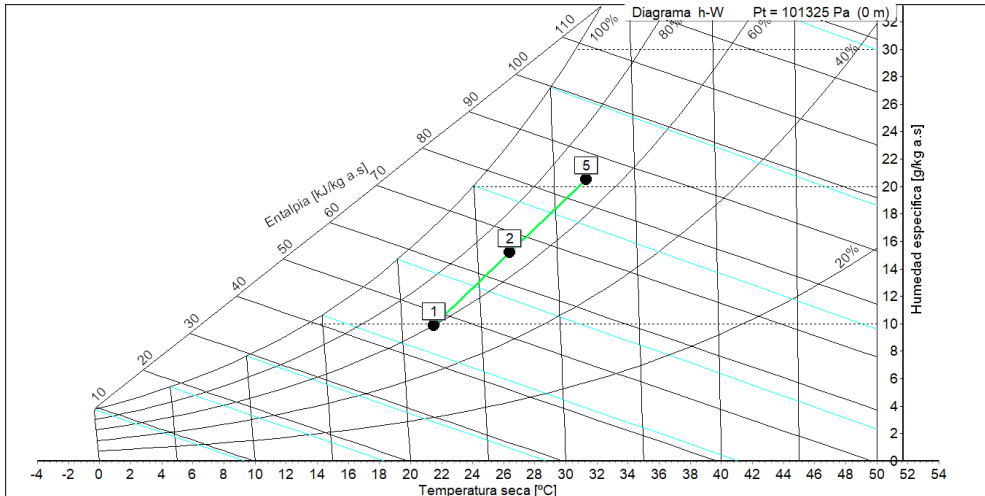


Figura 5.2: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

Las condiciones de impulsión deben satisfacer las cargas térmicas y condición impuesta. Por tanto:

- $\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,1} - T_{s,4})$
- $\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{imp}(W_1 - W_4)$
- $T_{s,1} - T_{s,4} = 7 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Podemos calcular el volumen de impulsión necesario con la expresión del calor sensible:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{imp} &= \frac{\dot{Q}_s}{1200(T_{s,1} - T_{s,4})} \\ &= \frac{1500}{1200 \cdot 7} = 1,7857 \text{ [m}^3/\text{s]} = 6428 \text{ [m}^3/\text{h]}\end{aligned}$$

Ahora, con la expresión de la carga latente calculamos la humedad específica de impulsión, W_4 .

$$\begin{aligned}W_4 &= W_1 - \frac{\dot{Q}_l}{3002400\dot{V}_{imp}} \\ &= 0,0099 - \frac{5000}{3002400 \cdot 1,7857} = 0,0089674 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

Leyendo el el diagrama (figura 5.3) el punto "4" con $T_{s,4} = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_4 = 0,0089674 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$ tenemos:

$$\begin{aligned}T_{r,4} &= 12,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,4} &= 13,45 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_4 &= 84,4 \text{ [%]} \\ h_4 &= 37,77 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

En esta circunstancia observamos en el diagrama que no existe una batería fría que pueda llevar a las condiciones de impulsión desde las de mezcla el aire tratado (no corta a la línea de saturación al 100[%] la recta que une las condiciones de mezcla con las de impulsión). Por tanto, intentaremos un enfriamiento con una batería con un T_{adp} apropiado y un posterior calentamiento (ver figura 5.4).

Al pasar el aire por la batería fría, la humedad específica resultante deberá de ser la de impulsión, pues el posterior calentamiento no aporta humedad: $W_3 = W_4 = 0,00897 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$. Como la batería fría debe poseer un factor de bypass de 0,1, se deberá cumplir:

$$FB = \frac{W_3 - W_{3b}}{W_2 - W_{3b}}$$

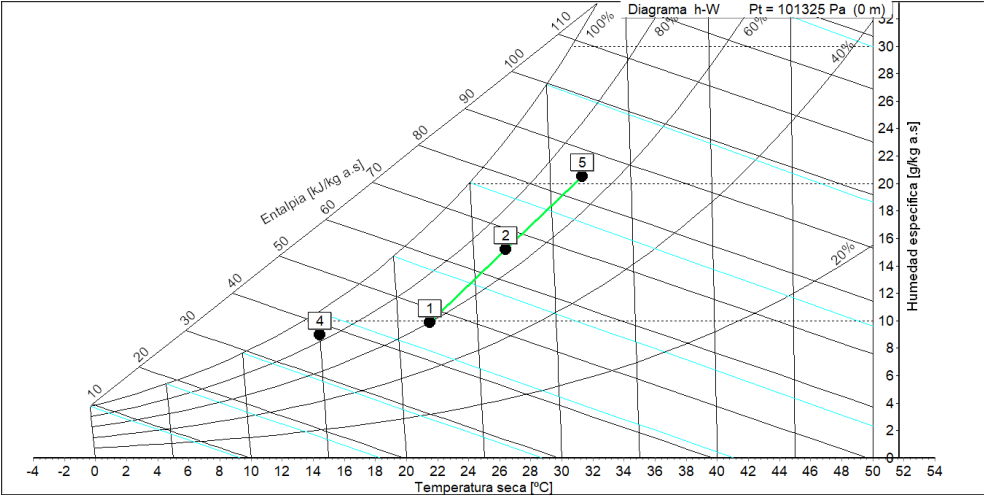


Figura 5.3: Representación del punto "4" en el diagrama psicrométrico.

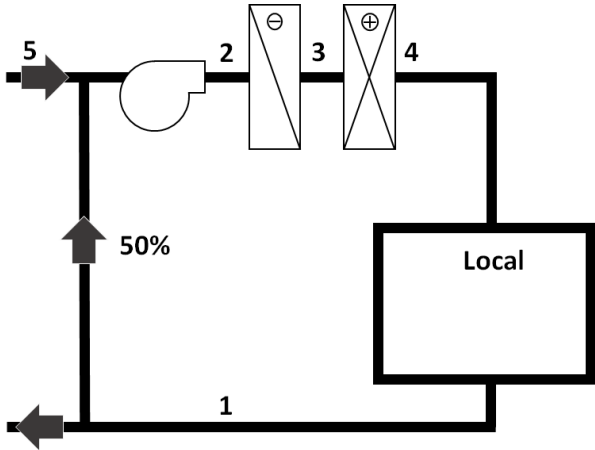


Figura 5.4: Esquema del sistema

Substituyendo valores y despejando tenemos:

$$\begin{aligned}
 W_{3b} &= \frac{W_3 - FB \cdot W_2}{1 - FB} \\
 &= \frac{0,00897 - 0,1 \cdot 0,0152}{0,9} = 0,008\,275 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}
 \end{aligned}$$

Podemos leer el resto de variables del punto "3b" en el diagrama (figura 5.5), con $W_{3b} = 0,008\,275 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$ y $\phi_{3b} = 100\%$:

$$\begin{aligned}
 T_{s,3b} &= 11,2 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 h_{3b} &= 32,14 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}
 \end{aligned}$$

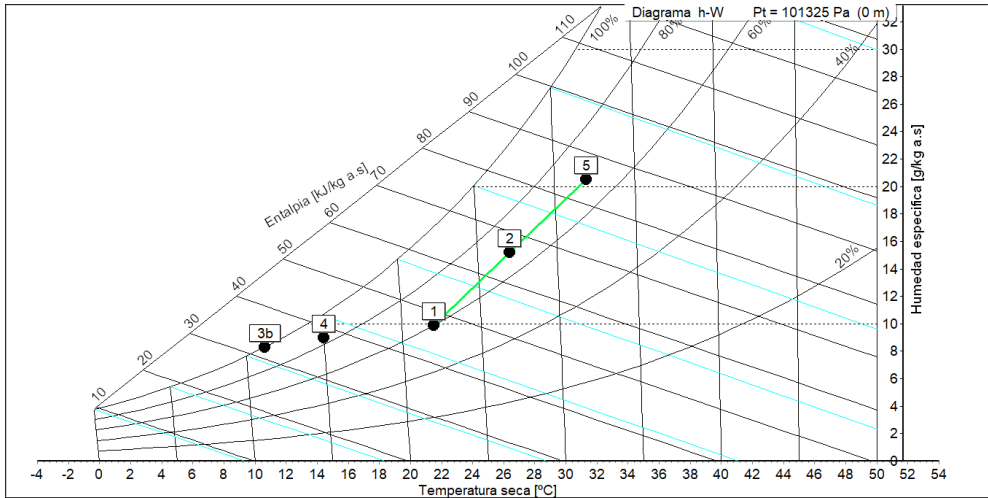


Figura 5.5: Representación del punto "3b" en el diagrama psicrométrico.

Haciendo uso de la definición del factor de bypass podemos obtener la entalpía del punto "3", mediante:

$$FB = \frac{h_3 - h_{3b}}{h_2 - h_{3b}}$$

Despejando y substituyendo valores calculamos primero la entalpía:

$$h_3 = h_{3b} + FB(h_2 - h_{3b}) = 32,14 + 0,1 \cdot (66,005 - 32,14) = 35,526 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

Conociendo la $W_3 = 0,00897 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$ y la $h_3 = 35,526 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$ podemos hallar el resto de variables en el diagrama (figura 5.6):

$$T_{s,3} = 12,8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,3} = 12,41 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,3} = 12,57 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_3 = 97,4 \text{ [%]}$$

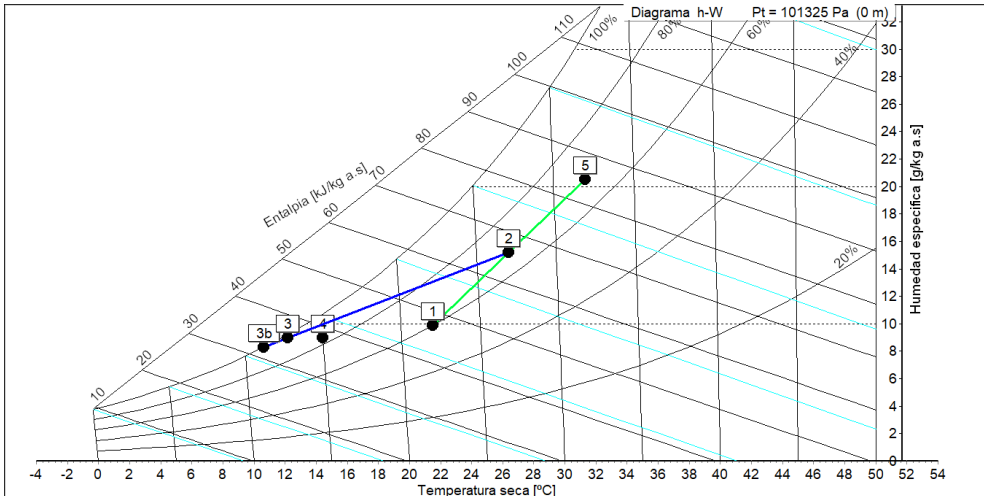


Figura 5.6: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

Queda simplemente un calentamiento sensible hasta las condiciones de impulsión (ver figura 5.7):

Calculamos las potencias en cada equipo:

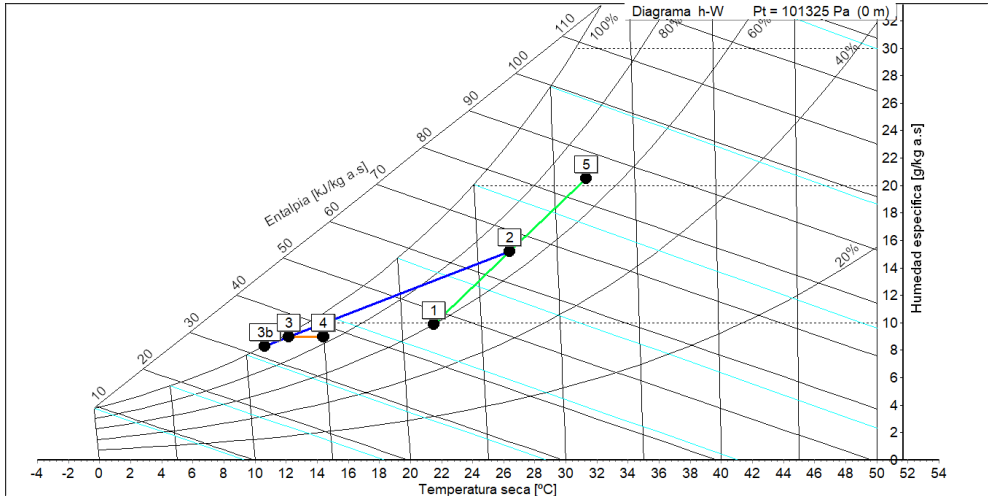


Figura 5.7: Representación del calentamiento sensible en el diagrama psicrométrico.

- Batería fría.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,3} - T_{s,2}) \\ &= 1200 \cdot 1,7857(12,8 - 27,06) = -30\,557 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_{imp}(W_3 - W_2) \\ &= 3002400 \cdot 1,7857(0,00897 - 0,0152) = -33\,401 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_T &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = -63\,958 \text{ [W]}\end{aligned}$$

También podría estimarse el calor total con la diferencia de entalpías:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_T &= 1200\dot{V}_{imp}(h_3 - h_2) \\ &= 1200 \cdot 1,7857(35,526 - 66,005) = -65\,312 \text{ [W]}\end{aligned}$$

Se observa que las ecuaciones son aproximadas, ya que debería dar el mismo calor total independiente de la forma de estimarlo.

- Batería caliente.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,4} - T_{s,3}) \\ &= 1200 \cdot 1,7857(15 - 12,8) = 4714 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_l &= 0 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_T &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 4714 \text{ [W]}\end{aligned}$$

Otra forma de haber estimado las condiciones de impulsión sería en base al factor de calor sensible FCS:

$$FCS = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_T} = \frac{15000}{15000 + 5000} = 0,75$$

Representando la recta de maniobra del local, e imponiendo un salto máximo de 7 [°C], podemos situar las condiciones de impulsión (ver figura 5.8). El volumen de impulsión se puede estimar mediante la expresión del calor sensible:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,1} - T_{s,4})$$

El resto del problema se operaría de igual forma a la descrita anteriormente.

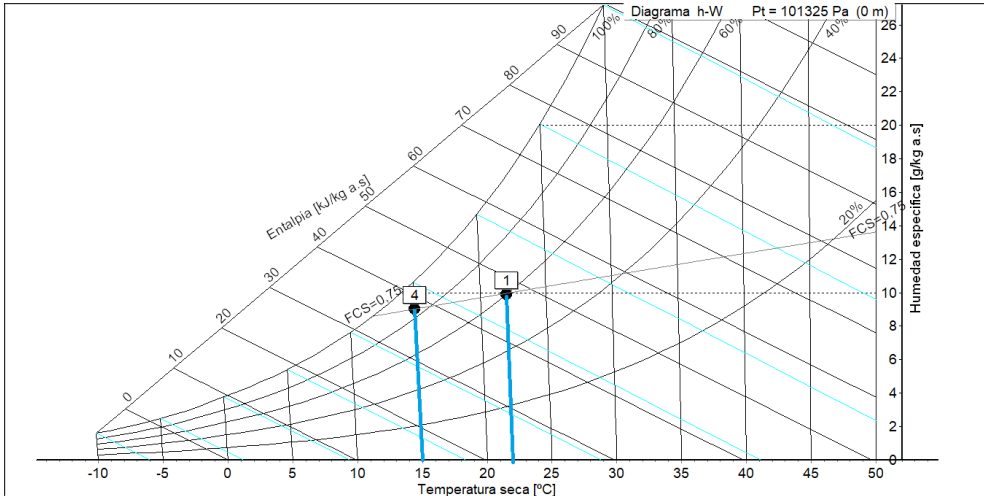


Figura 5.8: Representación $FCS = 0,75$ en el diagrama psicrométrico.

Si el gráfico es en papel, en general, el FCS es una escala aparte referida a un punto ficticio (figura 5.9).

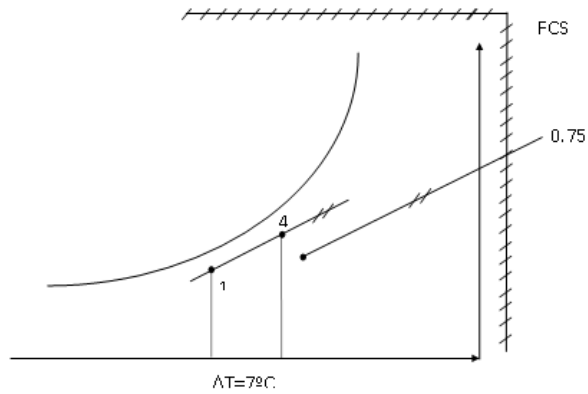


Figura 5.9: Representación $FCS = 0,75$ en el diagrama psicrométrico con ejes de FCS laterales.

5.2 Problema 19

No se da esquema del equipo. Existen distintas posibilidades lógicas.

5.2.1 Enunciado

Idear el sistema de aire acondicionado a voluntad, de forma que sea capaz de compensar las cargas que se producen en el local, tanto en verano como en invierno. Indicar potencias de equipos, así como factores de bypass o eficiencias empleadas y temperaturas superficiales de batería o temperatura del agua de los lavadores.

Cargas en el local:

- Verano
 - $\dot{Q}_s = 15\,000$ [W] se ganan
 - $\dot{Q}_l = 2000$ [W] se ganan
- Invierno
 - $\dot{Q}_s = -10\,000$ [W] se pierden
 - $\dot{Q}_l = 2000$ [W] se ganan

Condiciones exteriores de proyecto:

- Verano: $T_s = 32$ [°C] y $\phi = 68$ [%]
- Invierno: $T_s = 0$ [°C] y $\phi = 80$ [%]

Condiciones interiores del local:

- Verano: $T_s = 24$ [°C] y $\phi = 60$ [%]
- Invierno: $T_s = 20$ [°C] y $\phi = 50$ [%]

Salto máximo permitido de temperatura entre local e impulsión:

- Verano: 8 [°C]
- Invierno: 12 [°C]

Notas:

- Solución con mínimo número de equipos trabajando, quedando libres los factores de bypass, T_{adp} , eficiencias, temperaturas de agua (en caso de humectadores), y potencias en baterías calientes y frías.
- El ventilador impulsa, lógicamente, el mismo caudal volumétrico tanto en verano como en invierno.
- Aire exterior tiene el mismo porcentaje en verano e invierno.
- Presión total 1[atm](101 325 [Pa]).
- Se suponen válidas las expresiones:
 - $\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,local} - T_{s,imp})$
 - $\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local} - W_{imp})$

5.2.2 Solución

Al ser el mismo caudal volumétrico en verano que en invierno, debemos estimar inicialmente el mismo, para que se cumplan las restricciones de saltos de temperatura local-impulsión en ambas estaciones. Situemos en el diagrama (figura 5.10) las condiciones del local, tanto en verano como en invierno:

- Verano: $T_{s,1,Ver} = 24 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_{1,Ver} = 60 [\%]$. Leemos en el diagrama los valores:

$$\begin{aligned} T_{r,1,Ver} &= 15,76 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{h,1,Ver} &= 18,60 [^{\circ}\text{C}] \\ W_{1,Ver} &= 0,011\ 19 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_{1,Ver} &= 52,63 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

- Invierno: $T_{s,1,Inv} = 20 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_{1,Inv} = 50 [\%]$. Leemos en el diagrama los valores:

$$\begin{aligned} T_{r,1,Inv} &= 9,27 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{h,1,Inv} &= 13,78 [^{\circ}\text{C}] \\ W_{1,Inv} &= 0,007\ 26 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_{1,Inv} &= 38,55 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Tanto en verano como en invierno se deberán compensar las cargas latentes y sensibles del local, por tanto se deberá cumplir:

- Verano

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,local,Ver} - T_{s,2,Ver}) \\ &\longrightarrow 15000 = 1200\dot{V}_{imp}(24 - T_{s,2,Ver}) \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local,Ver} - W_{2,Ver}) \\ &\longrightarrow 2000 = 3002400\dot{V}_{imp}(0,0112 - W_{2,Ver}) \end{aligned}$$

■ Invierno

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200\dot{V}_{imp}(T_{s,local,Inv} - T_{s,2,Inv}) \\ &\rightarrow -10000 = 1200\dot{V}_{imp}(20 - T_{s,2,Inv}) \\ \dot{Q}_l &= 3002400\dot{V}_{imp}(W_{local,Inv} - W_{2,Inv}) \\ &\rightarrow 2000 = 3002400\dot{V}_{imp}(0,0073 - W_{2,Inv})\end{aligned}$$

Imponiendo en verano el salto máximo en temperaturas permitido tenemos:

$$\begin{aligned}T_{s,2,Ver} &= 24 - 8 = 16 [^{\circ}\text{C}] \\ &\rightarrow \dot{V}_{imp} = 1,5625 [\text{m}^3/\text{s}] \\ &\rightarrow T_{s,2,Inv} = 25,33 [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}$$

Por tanto, sí cumple las restricciones establecidas.

Si imponemos el salto máximo permitido en invierno:

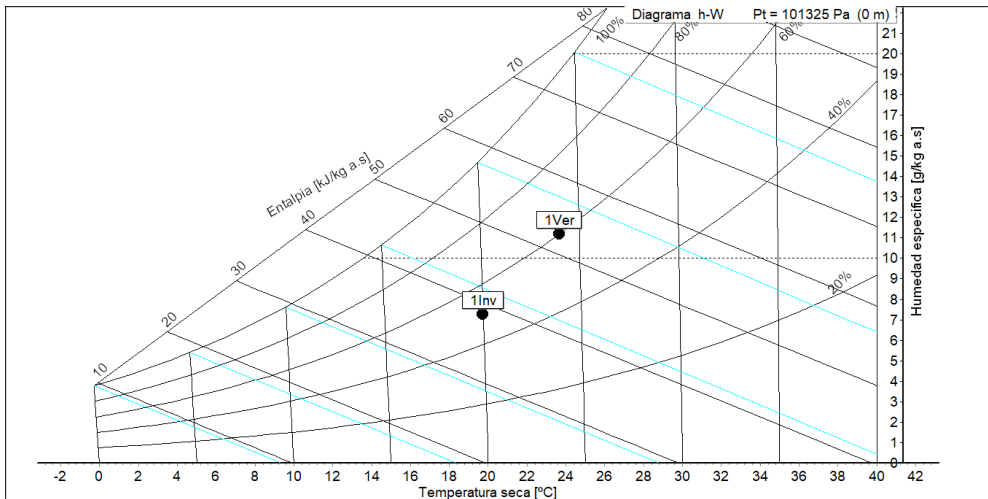


Figura 5.10: Representación de los puntos "1,Verano" y "1,Invierno" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}
 T_{s,2,Inv} &= 20 + 12 = 32 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 &\longrightarrow \dot{V}_{imp} = 0,69445 \text{ [m}^3\text{/s]} \\
 &\longrightarrow T_{s,2,Ver} = 6 \text{ [}^\circ\text{C]}
 \end{aligned}$$

Con lo que no se cumplen las restricciones.

Por tanto, las condiciones definitivas de impulsión serán:

- Verano: $T_{s,2,Ver} = 16 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_{2,Ver} = 0,01077 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}]$. Leemos en el diagrama (figura 5.11) los valores:

$$\begin{aligned}
 T_{r,2,Ver} &= 15,17 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,2,Ver} &= 15,48 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_{2,Ver} &= 94,8 \text{ [%]} \\
 h_{2,Ver} &= 43,35 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

- Invierno: $T_{s,2,Inv} = 25,33 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_{2,Inv} = 0,00687 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}]$. Leemos en el diagrama (figura 5.11) los valores:

$$\begin{aligned}
 T_{r,2,Inv} &= 8,46 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,2,Inv} &= 15,44 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_{2,Inv} &= 34,3 \text{ [%]} \\
 h_{2,Inv} &= 42,99 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

Siendo el volumen de impulsión en ambas estaciones:

$$\dot{V}_{imp} = 1,5625 \text{ [m}^3\text{/s]} = 5625 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Así mismo, podemos situar las condiciones exteriores en el diagrama tanto en verano como en invierno:

- Verano: $T_{s,3,Ver} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $\phi_{3,Ver} = 68 \text{ [%]}$. Leemos en el diagrama (figura 5.12) los valores:

$$\begin{aligned}
 W_{3,Ver} &= 2052 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{gas}}] \\
 h_{3,Ver} &= 84,73 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

- Invierno: $T_{s,3,Inv} = 0 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_{3,Inv} = 80 [\%]$. Leemos en el diagrama (figura 5.12) los valores:

$$W_{3,Inv} = 0,00302 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

$$h_{3,Inv} = 7,54 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Si sólo existe un equipo en funcionamiento en calefacción, será una batería de calor. Por lo que la humedad específica del aire en la impulsión se deberá obtener en la mezcla del aire exterior con el aire del local (punto "4"). Por tanto, siendo "p" el tanto por uno de aire exterior sobre el total, se deberá cumplir:

$$W_{4,Inv} = (1 - p)W_{1,Inv} + pW_{3,Inv}$$

De donde despejamos "p":

$$p = \frac{W_{1,Inv} - W_{4,Inv}}{W_{3,Inv} - W_{1,Inv}} = \frac{0,00726 - 0,00687}{0,00302 - 0,00726} = 0,092$$

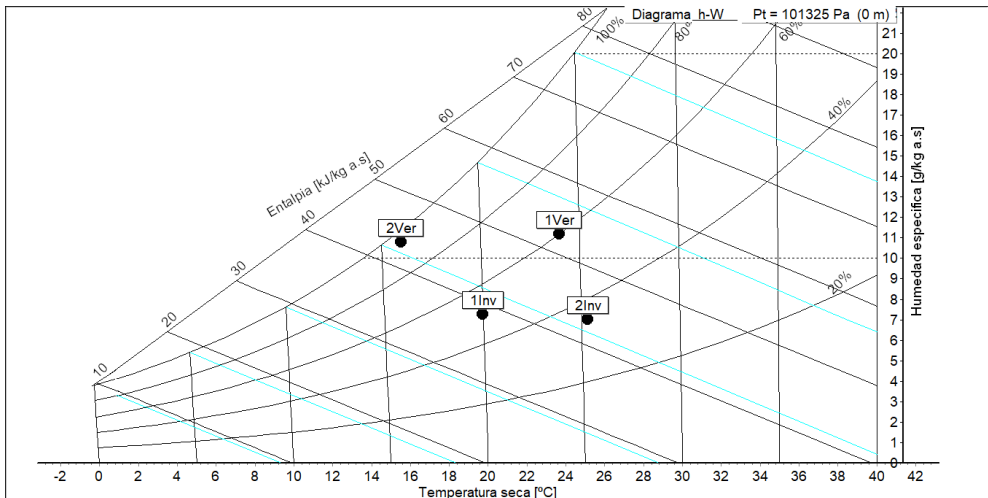


Figura 5.11: Representación de los puntos "2,Verano" y "2,Invierno" en el diagrama psicrométrico.

De este modo, la entalpía del aire de mezcla será:

$$h_{4,Inv} = (1-p)h_{1,Inv} + ph_{3,Inv} = (1-0,092)38,55 + 0,092 \cdot 7,54 = 35,697 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]$$

Leyendo del diagrama (figura 5.13) el resto de variables:

$$T_{s,4,Inv} = 18,17 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,4,Inv} = 8,46 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,4,Inv} = 12,68 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_{4,Inv} = 53 \text{ [%]}$$

Y la cantidad de calor de la batería debería alcanzar las condiciones de impulsión (figura 5.14):

$$\dot{Q}_s = 1200 \dot{V}_{imp} (h_{imp,Inv} - h_{4,Inv}) = 1200 \cdot \frac{5625}{3600} (42,99 - 36,697) = 11,799 \text{ [W]}$$

En el caso del verano, utilizando el mismo porcentaje de aire exterior tenemos:

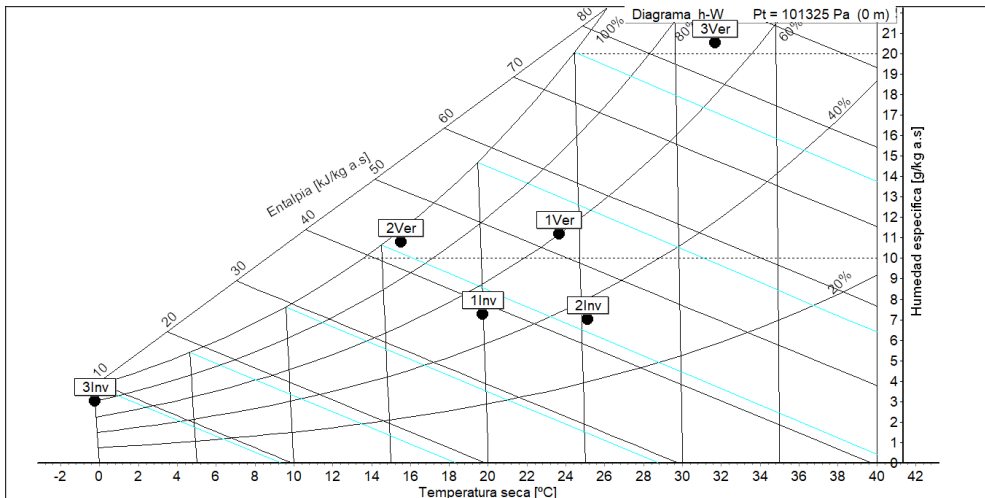


Figura 5.12: Representación de los puntos "3,Verano" y "3,Invierno" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}
 W_{4,Ver} &= (1 - p)W_{1,Ver} + pW_{3,Ver} \\
 &= (1 - 0,092)0,01119 + 0,092 \cdot 0,02052 = 0,01205 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \\
 h_{4,Ver} &= (1 - p)h_{1,Ver} + ph_{3,Ver} \\
 &= (1 - 0,092)52,63 + 0,092 \cdot 84,73 = 55,583 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]
 \end{aligned}$$

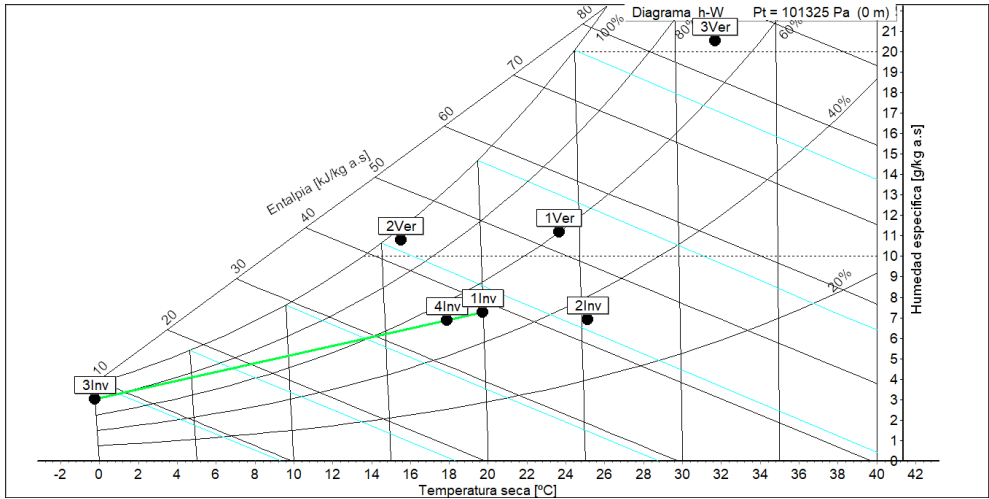


Figura 5.13: Representación del punto "4, Invierno" en el diagrama psicrométrico.

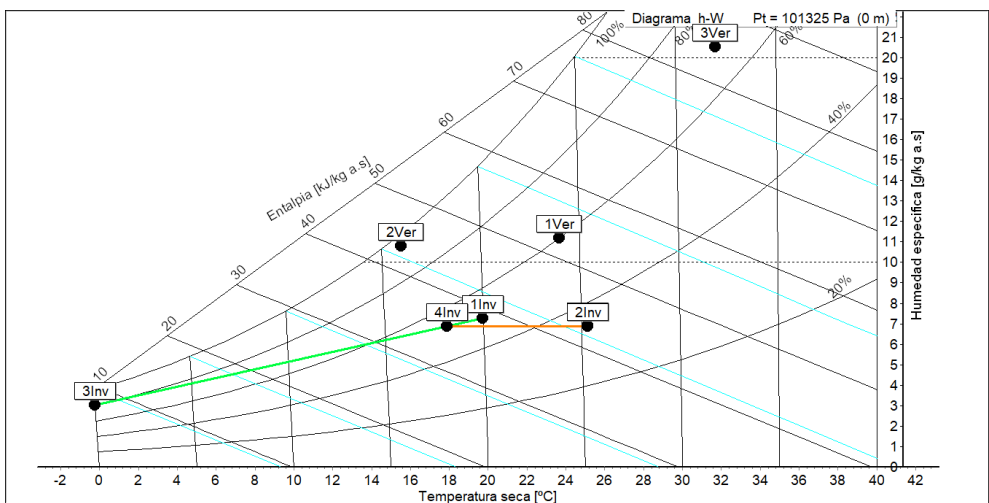


Figura 5.14: Calentamiento desde el punto "4" hasta el de impulsión.

y leyendo las restantes variables en el diagrama (figura 5.15) tenemos:

$$\begin{aligned} T_{s,4,Ver} &= 24,74 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,4,Ver} &= 16,90 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{h,4,Ver} &= 19,51 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ \phi_{4,Ver} &= 61,7 \text{ [%]} \end{aligned}$$

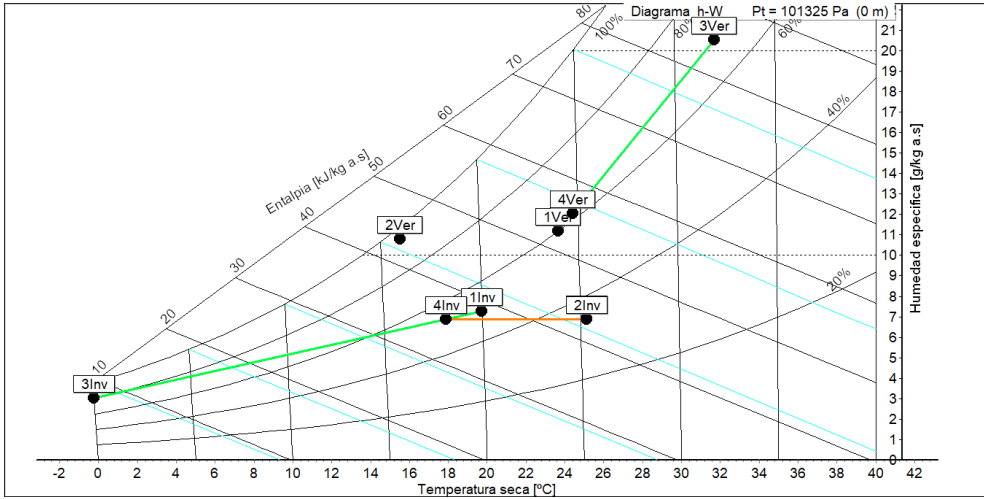


Figura 5.15: Representación del punto "4,Verano".

En verano deberemos pasar de las condiciones de mezcla a las de impulsión, ya conocidas y representadas en el diagrama. Observamos que como nos han dejado libertad de imponer cualquier factor de bypass y cualquier T_{adp} , es posible obtener una única batería fría que tras el paso del aire por ella alcance las condiciones de impulsión. Las condiciones de temperatura de dicha batería se obtendrían dibujando una recta que, uniendo los puntos de mezcla e impulsión, se prolongase hasta alcanzar la línea de saturación ($\phi = 100$ [%]). En la gráfica (figura 5.16) obtenemos una temperatura superficial de la batería de $14,96$ [°C].

$$\begin{aligned} W_{2b,Ver} &= 0,010\ 62 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]} \\ h_{2b,Ver} &= 41,91 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]} \end{aligned}$$

Pudiendo estimar el factor de bypass de dicha batería mediante:

$$FB = \frac{h_{Iv} - h_{Ivb}}{h_{Mv} - h_{Ivb}} = \frac{43,35 - 41,91}{55,583 - 41,91} = 0,105$$

$$FB = \frac{W_{Iv} - W_{Ivb}}{W_{Mv} - W_{Ivb}} = \frac{0,01077 - 0,01062}{0,01205 - 0,01062} = 0,105$$

El cálculo de las potencias es:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s &= 1200 \dot{V}_{imp} (T_{s,4,Ver} - T_{s,2,Ver}) \\ &= 1200 \frac{5625}{3600} (24,74 - 16) = 16\,387 \text{ [W]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_l &= 3002400 \dot{V}_{imp} (W_{4,Ver} - W_{2,Ver}) \\ &= 3002400 \frac{5625}{3600} (0,01205 - 0,01077) = 6005 \text{ [W]} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 22\,392 \text{ [W]}$$

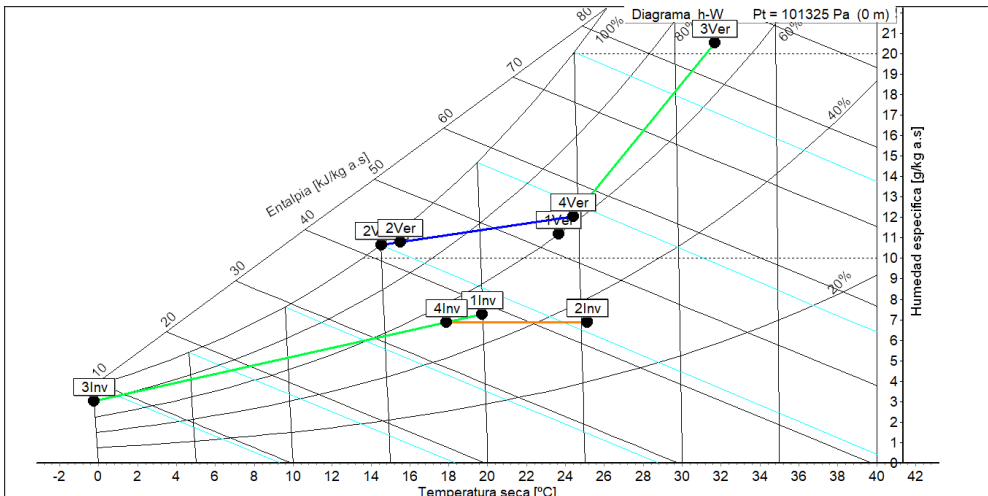


Figura 5.16: Obtención de la T_{adp} .

Capítulo 6

Problemas de sistemas especiales

6.1 Problema 20

Local abastecido con dos sistemas de climatización con restricciones

6.1.1 Enunciado

Se tiene un sistema aire-agua que consta de un CLIMATIZADOR y de un FANCOIL.

Características del FANCOIL:

- No se puede condensar agua y, por lo tanto, sólo contrarresta carga sensible.
- Su temperatura de impulsión del aire al local es 18 [°C].

Características del CLIMATIZADOR:

- El caudal másico de aire seco de retorno es igual al de impulsión. Considerando que el caudal del ventilador de retorno es 3325 [m³/h] y el caudal del aire exterior 360 [m³/h].
- Tiene dos modos de funcionamiento de sus compuertas:
 - Recircular parte de la extracción del local y tomar el aire de renovación mínimo.
 - Tomar todo el aire del exterior.

El funcionamiento de VERANO, las condiciones exteriores son $T_{s,1} = 35$ [°C] y $\phi_1 = 40$ [%]. Las interiores son $T_{s,5} = 24$ [°C] y $\phi_5 = 50$ [%]. Las cargas del local son $\dot{Q}_s = 15\,000$ [W] y $\dot{Q}_l = 3\,000$ [W], sentido positivo entrando al local; sin tener en cuenta el aire de renovación, o ventilación, que toma del exterior.

Preguntas:

1. ¿Cómo funciona la instalación y qué elementos están en marcha para consumir la menor energía?
2. ¿Cuál es el T_{adp} necesario en la batería del climatizador?
3. ¿Cuáles son las condiciones de impulsión del climatizador?
4. ¿Qué potencia total \dot{Q}_t tiene la batería del fancoil?
5. ¿Cuál es la carga por ventilación?
6. ¿Qué potencia total \dot{Q}_t tiene el climatizador?

Notas:

- El factor bypass, FB, de cada batería está indicado en el dibujo y la eficiencia, EFI, del humectador es del 85 [%].
- Despreciad el efecto de los ventiladores.
- Al climatizador y al fancoil les llega agua a diferente temperatura.
- No se permiten aproximaciones.
- Es posible leer las condiciones psicrométricas del diagrama, a $P_T = 101\,325$ [Pa].

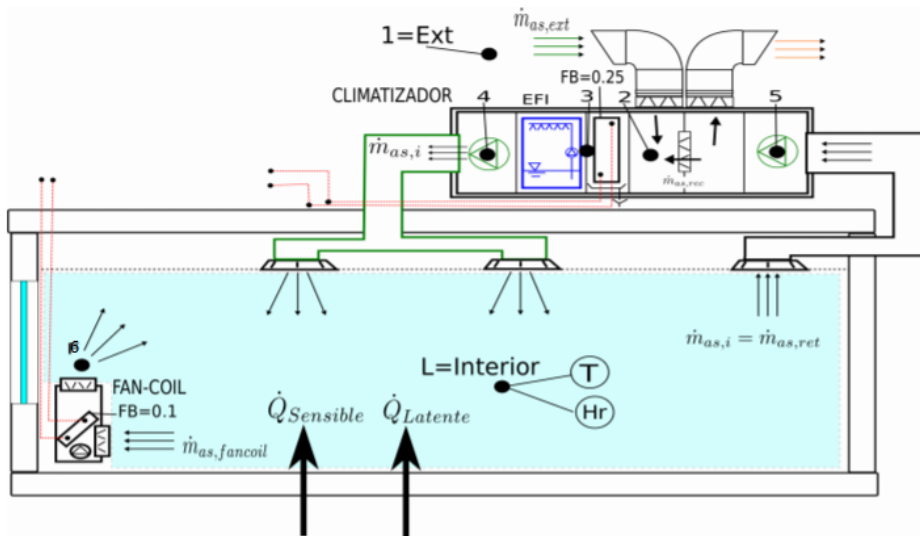


Figura 6.1: Esquema de la instalación de climatización.

6.1.2 Solución

1. Las condiciones del punto "1" y "5" se pueden determinar del diagrama.

EXTERIOR $T_{s,1} = 35 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_1 = 40[\%]$ obteniendo:

$$\begin{aligned} T_{h,1} &= 23,9 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,1} &= 19,4 [^{\circ}\text{C}] \\ W_1 &= 0,014\,13 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \\ h_1 &= 71,47 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \\ v_{e,1} &= 0,8928 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

LOCAL $T_{s,5} = 24 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_5 = 50[\%]$ obteniendo:

$$\begin{aligned} T_{h,5} &= 17,1 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,5} &= 12,9 [^{\circ}\text{C}] \\ W_5 &= 0,009\,30 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}] \\ h_5 &= 47,81 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \\ v_{e,5} &= 0,8544 [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Leyendo sus propiedades en el diagrama:

Como la entalpía del exterior es mayor que la interior, se ponen las compuertas de modo que se tome solo aire de renovación o ventilación.

Los caudales máxicos son:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ret} &= \dot{V}_5/v_{e,5} = \frac{3325}{0,8544} = 3892 [\text{kg}/\text{h}] = 1,081 [\text{kg}/\text{s}] \\ \dot{m}_{ext} &= \dot{V}_1/v_{e,1} = \frac{360}{0,8928} = 403 [\text{kg}/\text{h}] = 0,112 [\text{kg}/\text{s}] \end{aligned}$$

Por tanto la masa de aire recirculado será,

$$\dot{m}_{rec} = \dot{m}_{ret} - \dot{m}_{ext} = 0,969 [\text{kg}/\text{s}]$$

Y las condiciones de mezcla serán:

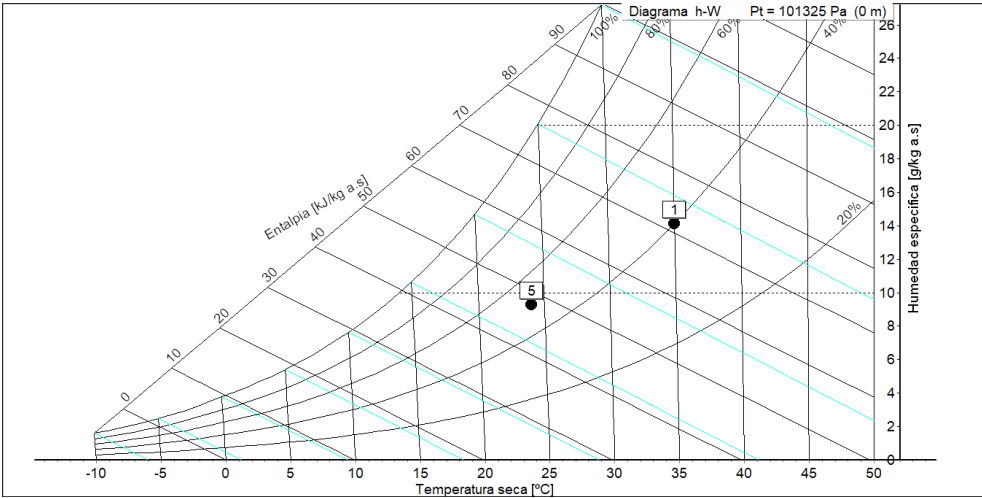


Figura 6.2: Representación de los puntos "1" y "5" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \frac{\dot{m}_{ext}h_1 + \dot{m}_{rec}h_5}{\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{rec}} = \\
 &= \frac{0,112 \cdot 71,47 + 0,0969 \cdot 47,81}{1,081} = \\
 &= 50,26 \text{ [kJ/kg}_{gas}] \\
 W_2 &= \frac{\dot{m}_{ext}W_1 + \dot{m}_{rec}W_5}{\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{rec}} = \\
 &= \frac{0,112 \cdot 0,01413 + 0,0969 \cdot 0,00930}{1,081} = \\
 &= 0,0098 \text{ [kg}_{H_2O}/\text{kg}_{gas}]
 \end{aligned}$$

Pudiendo leer las demás propiedades en el diagrama.

$$\begin{aligned}
 T_{s,2} &= 25,04 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,2} &= 17,8 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,2} &= 13,7 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_2 &= 49,2 \text{ [%]}
 \end{aligned}$$

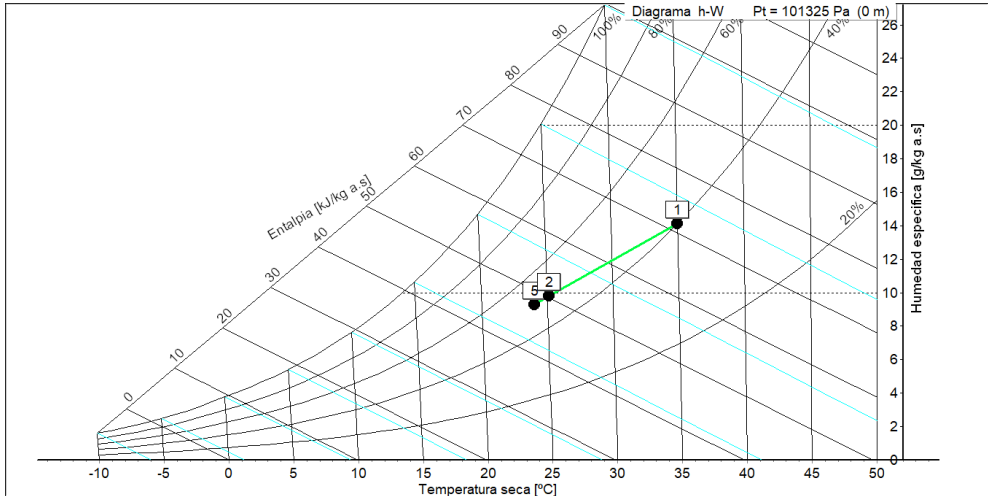


Figura 6.3: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

2. La carga latente sólo está compensada por el climatizador, debiendo impulsar el aire a una humedad más baja que la del local y a una temperatura inferior. Por lo tanto, el proceso del aire impulsado por el climatizador al introducirse en el local será de "1" a "22" (figura 2.4).

$$\dot{Q}_{local} = \dot{m}_{ret}(Cf + C_{p_v}T_{s,5})(W_5 - W_3)$$

de donde despejando,

$$\begin{aligned} W_3 &= W_5 - \frac{\dot{Q}_{local}}{\dot{m}_{ret}(Cf + C_{p_v}T_{s,5})} = \\ &= 0,0093 - \frac{3}{1,081 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 24)} = \\ &= 0,00821 \text{ [kg}_{H_2O}\text{/kg}_{gas}] \end{aligned}$$

A partir de este valor y considerando el factor de bypass de la batería podemos obtener las condiciones ideales:

$$FB = \frac{W_3 - W_{3,b}}{W_2 - W_{3,b}}$$

Y despejando,

$$W_{3,b} = \frac{W_3 - FBW_2}{1 - FB} = \frac{0,00821 - 0,25 \cdot 0,0098}{1 - 0,25} = 0,00768 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$$

Y sabiendo que las condiciones ideales se obtienen con una humedad relativa del 100[%],

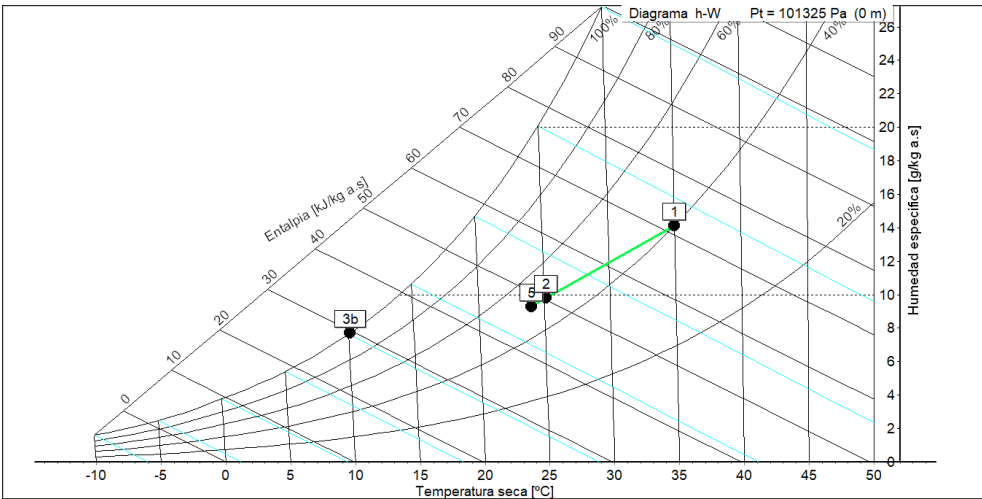


Figura 6.4: Representación del punto "3b" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned} T_{s,3b} &= T_{h_{3b}} = T_{r_{3b}} = 10,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{3b} &= 29,51 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Siendo por tanto el T_{adp} de la batería del climatizador de 10,1 [°C].

- Las condiciones de salida para la entalpía se obtendrán aplicando el concepto del factor de bypass, así:

$$FB = \frac{h_3 - h_{3,b}}{h_2 - h_{3,b}}$$

De donde despejando,

$$h_3 = h_{3b} + FB(h_2 - h_{3b}) = 29,51 + 0,25 \cdot (50,26 - 29,51) = 34,70 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Pudiendo situar con la humedad específica y la entalpía el punto "3" en el diagrama.

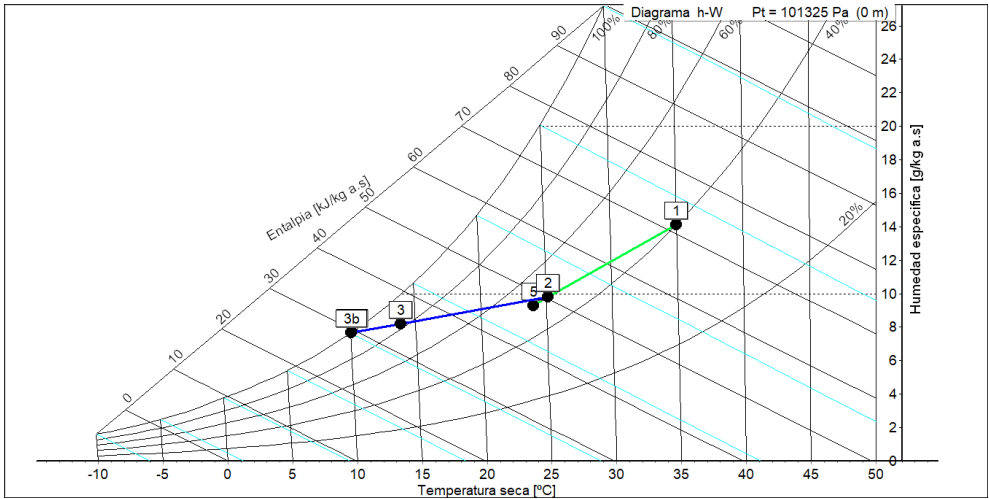


Figura 6.5: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

$$T_{s,3} = 13,87 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,3} = 12,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,3} = 11,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_3 = 83,3 \text{ [%]}$$

De forma numérica se podría haber obtenido la temperatura en función de su humedad y entalpía mediante,

$$T_{s,3} = \frac{h_3 - 2501 \cdot W_3}{1,006 + 1,86 \cdot W_3} = \frac{34,70 - 2501 \cdot 0,00821}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00821} = 13,87 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

4. La potencia sensible que el climatizador compensará en el local será (recordar proceso "1 a 2"):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= \dot{m}_{ret}(Cp_{as} + Cp_v W_3)(T_{s,5} - T_{s,3}) = \\ &= 1,081(1,006 + 1,86 \cdot 0,00821 \cdot (24 - 13,87)) = 11,18 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Luego el fancoil deberá compensar el resto, es decir:

Potencia sensible fancoil = Potencia sensible local - Potencia sensible climatizador

$$\dot{Q}_{s, \text{fancoil}} = 15 - 11,18 = 3,82 \text{ [kW]}$$

5. En el fancoil se deberá cumplir el factor de bypass. En este caso es exacto en temperaturas, ya que la batería del fancoil no condensa. Conociendo las condiciones de entrada, temperatura del local = 24 [°C], y temperatura de impulsión del fancoil = 18 [°C], podemos determinar las condiciones de la batería.

$$FB = \frac{T_{s,6} - T_{s,6b}}{T_{s,5} - T_{s,6b}}$$

De donde,

$$T_{s,6b} = \frac{T_{s,6} - FB T_{s,5}}{1 - FB} = \frac{18 - 0,1 \cdot 24}{1 - 0,1} = 17,33 \text{ [°C]}$$

Que, evidentemente, es mayor que la temperatura de rocío del aire del local $T_{r,5} = 12,9 \text{ [°C]}$.

Como la humedad específica será de la entrada (local $W_6 = W_5 = 0,00930 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$) podemos determinar en el diagrama,

$$\begin{aligned}T_{h,6} &= 12,2 \text{ [°C]} \\ T_{r,6} &= 11,1 \text{ [°C]} \\ \phi_6 &= 83,3 \text{ [%]} \\ h_6 &= 41,68 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]\end{aligned}$$

Igualmente se podría haber obtenido directamente mediante su temperatura y humedad como:

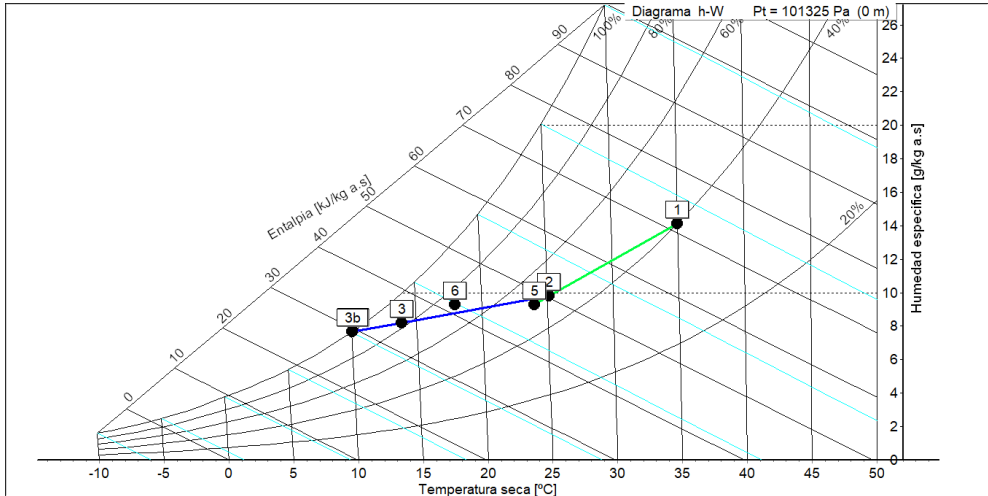


Figura 6.6: Representación del punto "6" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned} h_6 &= 1,006 T_{s,6} + W_6(2501 + 1,86 T_{s,6}) = \\ &= 1,006 \cdot 18 + 0,0093 (2501 + 1,86 \cdot 18) = 41,86 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

Finalmente el caudal a utilizar en el fancoil será,

$$\dot{Q}_{t, \text{fancoil}} = \dot{m}_{\text{fancoil}}(h_5 - h_6)$$

De donde,

$$\dot{m}_{\text{fancoil}} = \frac{\dot{Q}_{t, \text{fancoil}}}{h_5 - h_6} = \frac{3,82}{47,81 - 41,68} = 0,623 \text{ [kg/s]}$$

Y utilizando el volumen específico a la entrada tendremos el caudal en [m³/h].

$$V_{\text{fancoil}} = \dot{m}_{\text{fancoil}} v_{e,5} = 0,623 \cdot 0,8544 = 0,532 \text{ [kg/s]} = 1917 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

6. La potencia de ventilación será,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{t,vent} &= \dot{m}_{ext}(h_1 - h_5) = 0,112 \cdot (71,47 - 47,81) = 2,650 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_{s,vent} &= \dot{m}_{ext}(Cp_{as} + Cp_v W_5)(T_{s,1} - T_{s,5}) = \\ &= 0,112 \cdot (1,006 + 1,86 \cdot 0,00930) \cdot (35 - 24) = 1,261 \text{ [kW]} \\ \dot{Q}_{l,vent} &= \dot{m}_{ext}(Cf + Cp_v T_{s,1})(W_1 - W_5) = \\ &= 0,112 \cdot (2501 + 1,86 \cdot 35) \cdot (0,01413 - 0,00930) = 1,338 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

7. La potencia total compensada por el climatizador será,

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_{ret}(h_3 - h_2) = 1,081 \cdot (34,70 - 50,26) = -16,82 \text{ [kW]}$$

Como comprobación podemos establecer los balances globales, así:

$$\text{Potencia total local} = 15 + 3 = 18 \text{ [kW]}$$

$$\text{Potencia ventilación} = 2,65 \text{ [kW]}$$

$$\text{Total demanda} = 20,65 \text{ [kW]}$$

$$\text{Potencia fancoil} = 3,82 \text{ [kW]}$$

$$\text{Potencia climatizador} = 16,82 \text{ [kW]}$$

$$\text{Total aporte} = 20,84 \text{ [kW]}$$

El proceso global en el diagrama se observa en la figura,

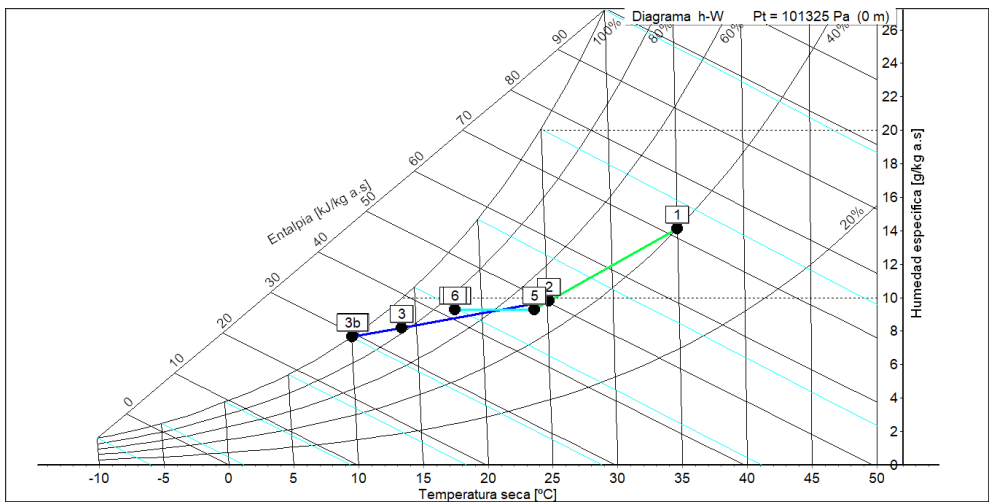


Figura 6.7: Representación del proceso global en el diagrama psicrométrico.

6.2 Problema 21

Climatización especial de un centro de proceso de datos.

6.2.1 Enunciado

En la imagen (figura 6.8) se muestra un sistema para climatizar un centro de datos. (1[atm](101 325 [Pa])).

1. La zona L1 (punto "11") tiene carga sensible y latente pequeñas (sin contar el aire de ventilación). La sensible puede ser + ó - según la época del año y la latente debida a personas siempre es positiva (ganancia).
2. La zona L2 (punto "12") posee una carga sensible alta debida a los ordenadores (ganancia de calor) constante a lo largo de todo el año. Condiciones de las zonas:
 - a) L1: debe mantenerse a $T_{s,11} = 24 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_{11} = 24[\%]$.
 - b) L2: la máxima temperatura permitida de retorno desde L2 (punto "5") son $38 [^{\circ}\text{C}]$.

El sistema está formado por dos UTAs:

- UTA-1: su objetivo es compensar la carga latente. Tiene un humidificador adiabático ($EFI = 70 \%$) y una batería que puede dar frío y calor (con $FB = 0,1$). Caudal $350 [\text{m}^3/\text{h}]$
- UTA-2: su objetivo es compensar la carga sensible (fundamentalmente de los ordenadores). Tiene un recuperador sensible ($EFI = 75 \%$ según norma UNE-308), una máquina de frío (ambas baterías, condensador y evaporador $FB = 0,1$ y la batería de frío no puede condensar) y un humidificador adiabático.

PREGUNTAS:

1. Los modos de operación dependen de la temperatura seca exterior

- Invierno: $T_{s,1} < 15$ [°C]
- Templado 15 [°C] $< T_{s,1} < 35$ [°C]
- Verano: 35 [°C] $< T_{s,1}$

Explica y justifica, cualitativamente, ¿cómo harías funcionar la instalación en cada CLIMA?. ¿Qué cosas funcionan, cómo y por qué?.

2. Si las condiciones exteriores son $T_{s,1} = 38$ [°C] y $\phi_1 = 40$ [%]. La zona L1 (punto "11") tiene una carga sensible de 6 [kW] y latente de 0,5 [kW], mientras que la zona L2 (punto "12") tiene carga sensible (ordenadores) de 150 [kW], se pide:

2.1. ¿cuánto hay que impulsar en volumen en la UTA-2?

2.2. ¿cuánto calor compensa la UTA-1, sensible y latente?

2.3. ¿cuál es la T_{adp} de la batería de la UTA-1?

2.4. ¿cuáles son las condiciones de impulsión de la UTA-2?

2.5. ¿cuál es la T_{adp} de la batería de la UTA-2 si necesitas ponerla en marcha? ¿condensa?

2.6. ¿Si pone en marcha la batería de frío de la UTA-2, qué potencia hace falta?

Nota:

- Se puede asumir ecuaciones simplificadas
- Como se observa en la figura el caudal de la UTA-2 alcanza la zona L1 y atraviesa a la zona L2
- El caudal que circula por las dos corrientes del recuperador es el mismo.

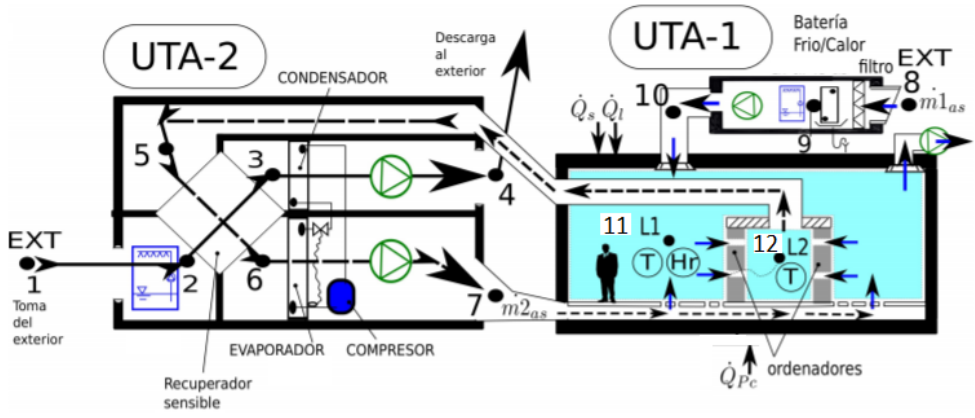


Figura 6.8: Esquema de la instalación.

6.2.2 Solución

punto 1

Los distintos modos de funcionamiento son:

- MODO FRÍO
 - La UTA-2
 - Tiene el humectador apagado.
 - Intercambia con el aire exterior (variando velocidad del ventilador de aire exterior) lo necesario para mantener la temperatura de retorno de los ordenadores por debajo de 38 [°C]
 - La máquina de frío estará muy probablemente apagada.
 - La UTA-1
 - En principio sólo actuará si hay que mantener la humedad relativa de L1.
 - Si actúa, al tomar aire exterior frío y con poca humedad, deberá calentarlo para poder humectarlo.
- MODO TEMPLADO
 - La UTA-2
 - Seguramente pondrá en marcha el humectador adiabático para bajar la temperatura del medio externo de enfriamiento de la sala de ordenadores.
 - La máquina de frío estará apagada. (Nota: aquí se puede jugar entre consumo de agua y consumo de electricidad, si se apaga el humectador y se enciende la máquina de frío)
 - La UTA-1
 - Aquí puede necesitar tanto humectar como deshumectar, dependiendo de las condiciones exteriores y las cargas.

■ MODO CALUROSO

- La UTA-2
 - Pone en marcha el humectador.
 - Pone en marcha la máquina de frío.

- La UTA-1
 - Debe deshumectar con la batería de frío
 - Humectador apagado

El caso en estudio que nos proponen es en modo caluroso, ya que la temperatura exterior son 38 [°C]

punto 2

Con los datos del problema podemos obtener, mediante el diagrama (figura 6.9), las propiedades de las condiciones exteriores (punto "1" y punto "8") y las del local L1 (punto "11"), así:

- Exterior (Punto "1" y "8"): $T_{s,1} = 38$ [°C] y $\phi_1 = 40$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,1} &= 22,05 \text{ [°C]} \\T_{h,1} &= 26,27 \text{ [°C]} \\W_1 &= 0,01672 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\h_1 &= 81,23 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

- Zona L1 (Punto "11"): $T_{s,11} = 24$ [°C] y $\phi_{11} = 50$ [%]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}T_{r,11} &= 12,95 \text{ [°C]} \\T_{h,11} &= 17,07 \text{ [°C]} \\W_{11} &= 0,0093 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]} \\h_{11} &= 47,81 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}\end{aligned}$$

- Zona L2 (Punto "12" y "5"). La humedad específica del punto "12" (zona L2) será la misma que la del punto "11" (zona L1), ya que en la zona L2 sólo se comunica calor sensible, por tanto, podemos situar el punto "12" como: $T_{s,12} = 38$ [°C] y $W_{12} = 0,0093$ [kg_{H₂O}/kg_{as}]. Obteniendo:

$$\begin{aligned}
 T_{r,12} &= 12,95 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,12} &= 21,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_{12} &= 22,5 \text{ [%]} \\
 h_{12} &= 62,14 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}]
 \end{aligned}$$

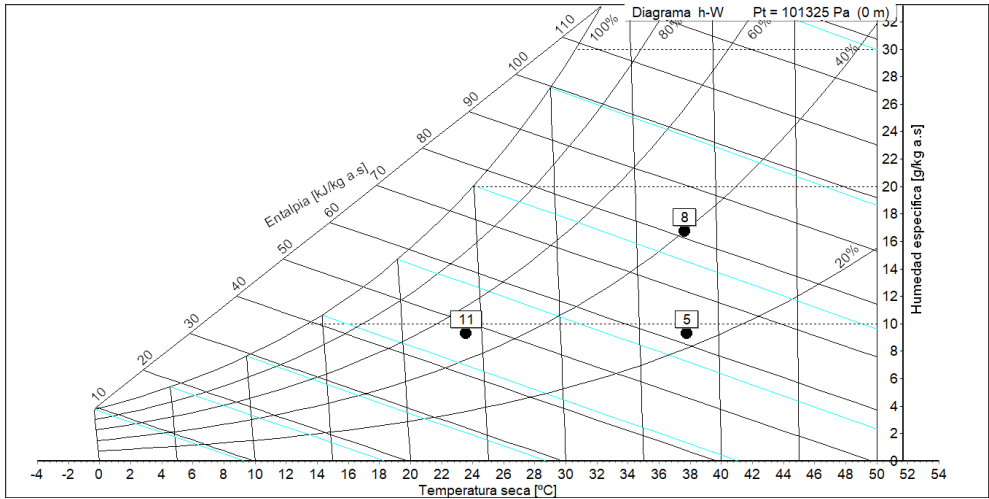


Figura 6.9: Representación de las condiciones exteriores e interiores sobre el diagrama psicrométrico.

En la sala de ordenadores (zona L2) el aire entra de la zona L1 ($T_s = 24 \text{ [}^\circ\text{C]}$) y la temperatura máxima que puede alcanzar nos la fijan en $38 \text{ [}^\circ\text{C]}$, y como conocemos que la potencia sensible generada por los ordenadores son 150 [kW] , utilizando las ecuaciones aproximadas podemos estimar el caudal a mover, así:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_7(T_{s,12} - T_{s,11})$$

Despejando obtenemos:

$$\dot{V}_7 = \frac{\dot{Q}_s}{1200(T_{s,12} - T_{s,11})} = \frac{150000}{1200(38 - 24)} = 8,93 \text{ [m}^3\text{/s]} = 32 \text{ 143 [m}^3\text{/h]}$$

La carga latente de la zona L1 debe ser combatida con la UTA-1, y como tenemos fijado el caudal que maneja podemos estimar la humedad específica de impulsión por la ecuación aproximada:

$$\dot{Q}_l = 3002400V_1(W_{11} - W_{10})$$

Y despejando obtenemos:

$$W_{10} = W_{11} - \frac{\dot{Q}_l}{3002400\dot{V}_1} = 0,0093 - \frac{500}{3002400 \frac{350}{3600}} = 0,0076 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Para conseguir esa humedad debe estar en funcionamiento la batería en modo frío de la UTA-1, la cual trabaja con un factor de bypass de 0,1, y no estar funcionando el humectador (punto "10" igual a punto "9"), por lo que podemos obtener la temperatura de la superficie de la batería (T_{adp}).

$$FB = \frac{W_9 - W_{9b}}{W_8 - W_{9b}} = \frac{W_{10} - W_{9b}}{W_8 - W_{9b}}$$

Y despejando:

$$W_{9b} = \frac{W_{10} - FB \cdot W_8}{1 - FB} = \frac{0,0076 - 0,1 \cdot 0,01672}{1 - 0,1} = 0,00659 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

La temperatura de la batería correspondería a un aire saturado (100[%]) con esa humedad específica, y haciendo uso del diagrama (figura 6.10) obtenemos:

$$\begin{aligned} T_{s,9b} &= 7,85 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{9b} &= 24,48 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

Las condiciones de entalpía a la salida de la batería las obtenemos mediante la definición del factor de bypass:

$$FB = \frac{h_9 - h_{9b}}{h_8 - h_{9b}}$$

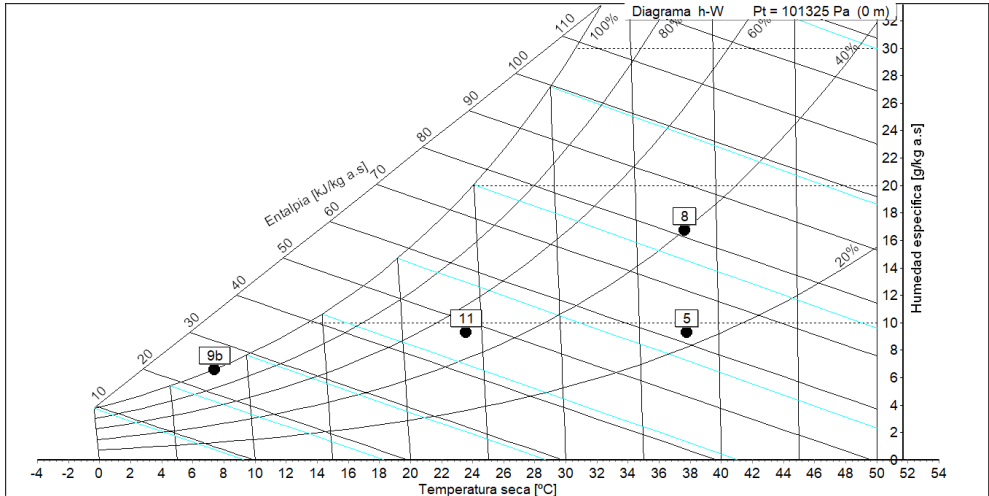


Figura 6.10: Representación del punto "9b" sobre el diagrama psicrométrico.

Despejamos y sustituimos:

$$h_9 = h_{9b} + FB(h_8 - h_{9b}) = 24,48 + 0,1(81,23 - 24,48) = 30,14 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Y la temperatura del punto "9" será la calculamos de la definición de entalpía:

$$T_{s,9} = \frac{h_9 - 2501W_9}{1,006 + 1,86W_9} = \frac{30,14 - 2501 \cdot 0,00659}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00659} = 10,92 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Si hubieramos utilizado la aproximación del factor de bypass para la determinación de la temperatura, tendríamos:

$$T_{s,9} = T_{s,9b} + FB(T_{s,8} - T_{s,9b}) = 7,85 + 0,1(38 - 7,85) = 10,86 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Leyendo los valores (figura 6.11) del punto "9" y "10" en base a $h_9 = 10,14 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$ y $W_9 = 0,00659 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{/kg}_{\text{as}}\text{]}$ se obtiene:

$$\begin{aligned}
 T_{s,9} &= 10,92 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,9} &= 9,94 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{h,9} &= 10,37 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_9 &= 93,7 \text{ [%]}
 \end{aligned}$$

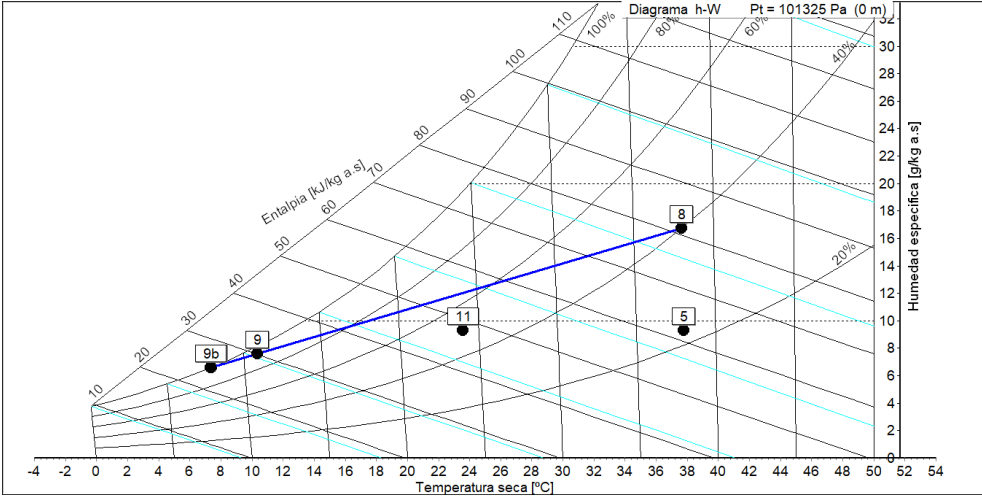


Figura 6.11: Representación del punto "9" sobre el diagrama psicrométrico.

Con ello, la carga sensible que compensa la UTA-1 en el local L1 será:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_7(T_{s,11} - T_{s,7})$$

Despejando la temperatura de "7" se tiene:

$$T_{s,7} = T_{s,11} - \frac{\dot{Q}_s}{1200\dot{V}_7} = 24 - \frac{4470}{1200 \cdot 8,93} = 23,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Para conseguir esa temperatura deberemos poner en marcha el humectador de la UTA-2, que trabaja con una eficiencia del 70[%], por lo tanto:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{W_2 - W_1}{W_{2b} - W_1}$$

Las condiciones ideales de salida del humectador adiabático las obtendremos con un aire con el 100[%] de humedad relativa y una temperatura seca igual a la temperatura húmeda del aire a la entrada $T_{h,1} = 30,80 [^{\circ}\text{C}]$.

La humedad del punto "2b" la podemos obtener del diagrama (figura 6.12) conociendo $T_{s,2b} = 26,27 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_{2b} = 100[\%]$. Por lo que $W_{2b} = 0,021\ 71 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$.

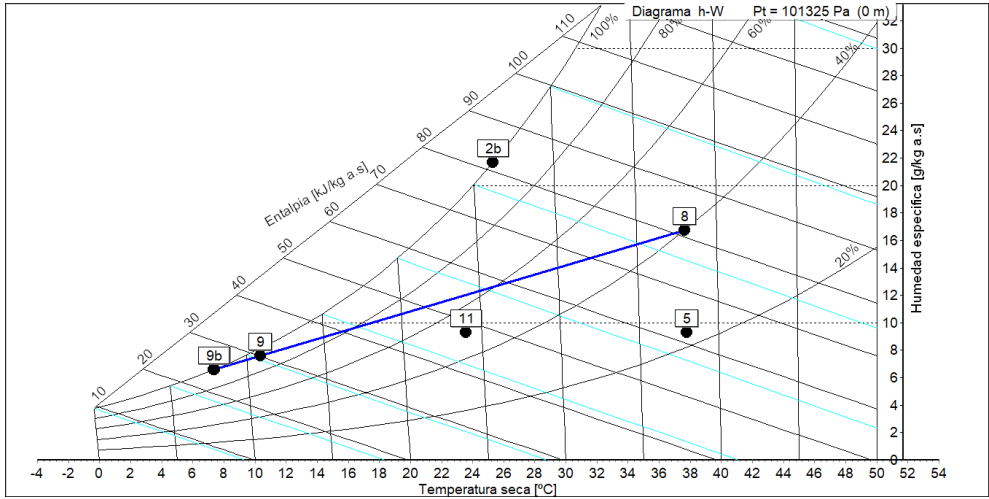


Figura 6.12: Representación del punto "2b" sobre el diagrama psicrométrico.

Substituyendo en la expresión de la eficiencia obtenemos la humedad específica del aire en el punto "2", a la salida del humectador:

$$W_2 = W_1 + \frac{EFI}{100}(W_{2b} - W_1) = 0,01672 + 0,7 \cdot (0,02171 - 0,01672) = 0,020\ 21 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$$

Luego, podemos determinar el punto "2" mediante su humedad específica y su temperatura húmeda: $T_{h,2} = 26,27 [^{\circ}\text{C}]$ y $W_2 = 0,020\ 21 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$. Leyendo en el diagrama (figura 6.13) obtenemos:

$$\begin{aligned} T_{s,2} &= 29,77 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,2} &= 25,10 [^{\circ}\text{C}] \\ \phi_2 &= 76,1 [\%] \\ h_2 &= 81,61 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

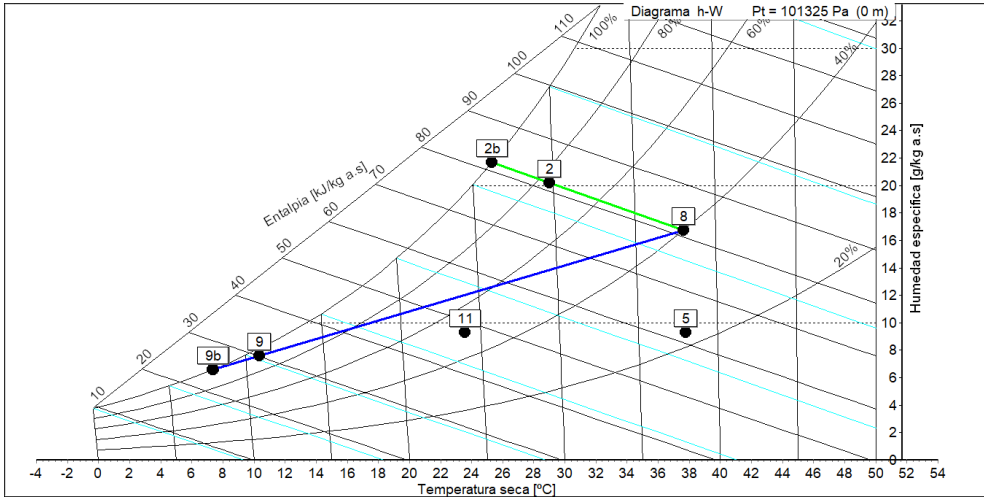


Figura 6.13: Representación del punto "2" sobre el diagrama psicrométrico.

Para obtener la temperatura del punto "6" haremos uso de la definición de eficiencia del recuperador. En este caso, la corriente de impulsión (lo que queremos) es la corriente entre los puntos "5" y "6". Por lo tanto:

$$\frac{EFI}{100} = \frac{T_{s,5} - T_{s,6}}{T_{s,5} - T_{s,2}}$$

Despejando y substituyendo tenemos:

$$T_{s,6} = T_{s,5} + \frac{EFI}{100}(T_{s,5} - T_{s,2}) = 38 + 0,75 \cdot (38 - 29,77) = 31,82 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Del punto "6" conocemos tanto su temperatura como su humedad específica (que será la misma que el punto "12", por ser un recuperador sensible) $T_{s,6} = 31,82 \text{ [}^\circ\text{C]}$ y $W_6 = 0,0093 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$. Por lo que podemos determinar el resto de variables (figura 6.14):

$$\begin{aligned}
 T_{h,6} &= 19,65 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 T_{r,6} &= 12,95 \text{ [}^\circ\text{C]} \\
 \phi_6 &= 31,7 \text{ [%]} \\
 h_6 &= 55,83 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}
 \end{aligned}$$

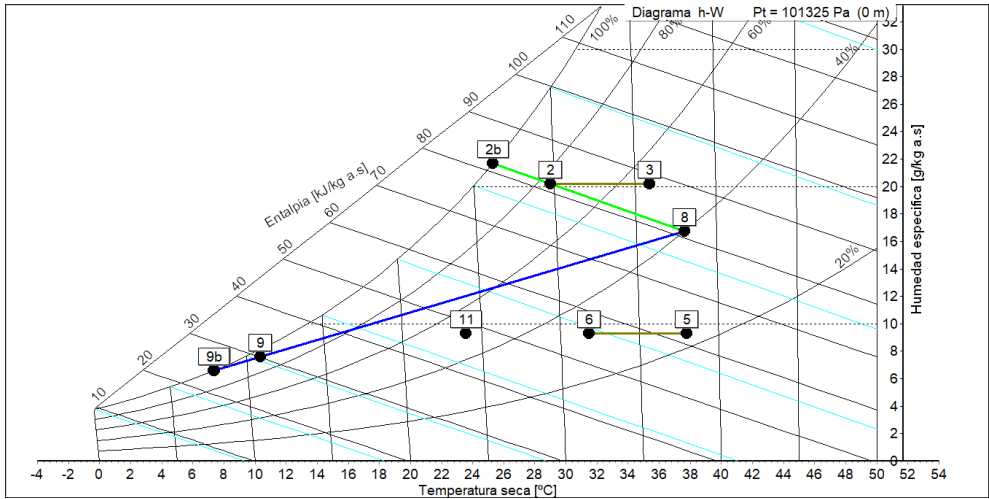


Figura 6.14: Representación del punto "6" sobre el diagrama psicrométrico.

Como la temperatura seca del punto "6" ($T_{s,6} = 31,82 \text{ [}^\circ\text{C]}$) es mayor que la del punto "7" ($T_{s,7} = 23,58 \text{ [}^\circ\text{C]}$) que necesitamos, será necesario poner en marcha la batería de frío.

En la batería de frío podremos aplicar el factor de bypass en temperaturas de forma aproximada, por lo tanto:

$$FB = \frac{T_{s,7} - T_{s,7b}}{T_{s,6} - T_{s,7b}}$$

De donde:

$$T_{s,7b} = \frac{T_{s,7} - FB \cdot T_{s,6}}{1 - FB} = \frac{23,58 - 0,1 \cdot 31,82}{1 - 0,1} = 22,66 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

En este caso, observamos que la temperatura de la batería ($T_{s,7b} = 22,66 [^{\circ}\text{C}]$) es superior a la temperatura de rocío del aire a la entrada (punto "6") ($T_{r,6} = 12,95 [^{\circ}\text{C}]$). Por lo tanto, no se producirán condensaciones de agua sobre la batería, y consecuentemente, en este caso, el factor de bypass en temperaturas se cumple de forma estricta.

Obtenemos, por tanto, las variables del punto "7" (figura 6.15) conociendo su temperatura seca y humedad específica: $T_{s,7} = 23,58 [^{\circ}\text{C}]$ y $W_7 = 0,0093 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]$.

$$\begin{aligned} T_{h,7} &= 16,92 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,7} &= 12,95 [^{\circ}\text{C}] \\ \phi_7 &= 51,3 [\%] \\ h_7 &= 47,39 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}] \end{aligned}$$

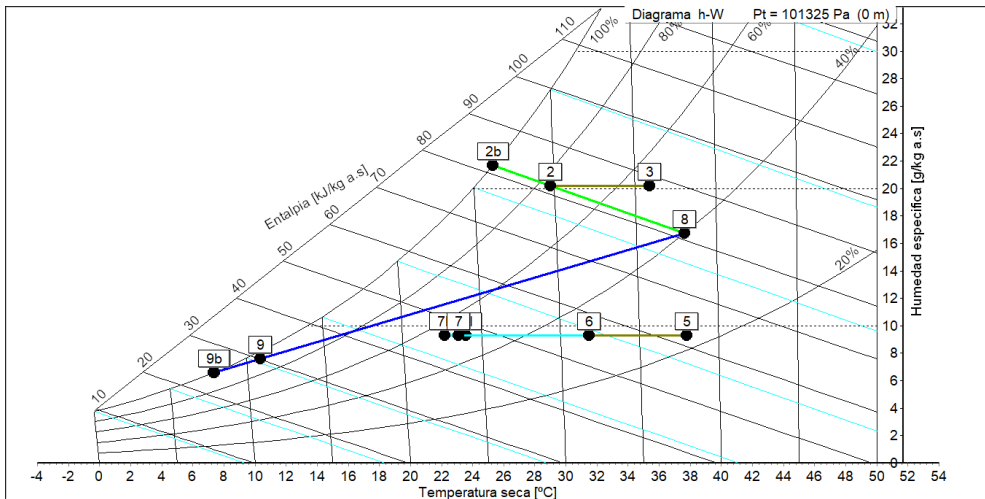


Figura 6.15: Representación del punto "7" sobre el diagrama psicrométrico.

Finalmente, el calor sensible compensado por la batería fría es:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_7(T_{s,7} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 8,93(23,58 - 31,82) = -88\,300 [\text{W}] = -88,3 [\text{kW}]$$

6.3 Problema 22

Sistema de climatización especial.

6.3.1 Enunciado

Se pretende diseñar un sistema de climatización (figura 6.16) para una aplicación como mucha actividad interna de personas. Está formado por dos zonas tienen las mismas condiciones interiores ($T_s = 25 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi = 50[\%]$), pero con orientaciones muy diferentes; Este(E) y Oeste(O).

La ventilación exterior se modula con las compuertas de un economizador, cuya posición se puede programar en el tiempo según la ocupación. El caudal de ventilación cuando la ocupación es máxima, es $1440 [\text{m}^3/\text{h}]$.

La UTA de aire primario se encarga sólo de controlar las cargas latentes de la zonas. El ventilador siempre mueve el mismo caudal. La temperatura de rocío de la impulsión no puede ser inferior a $12 [^{\circ}\text{C}]$. La T_{adp} de la batería de frío se puede controlar. Su factor de bypass vale 0,2. El lavador se usa en invierno. Por último, tiene un sistema para recalentar cuya potencia se puede controlar a voluntad.

Los fancoils compensan carga sensible exclusivamente y tienen un único modo de funcionamiento calor o frío.

Se pide:

1. Se hizo un cálculo de cargas para VERANO, asumiendo la máxima ocupación, y se obtuvo la máxima demanda a las 17h con unas condiciones exteriores de ($T_s = 31 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi = 50[\%]$), y presentando unas cargas de la ZONA-O ($\dot{Q}_l = 1290[\text{W}]$ y $\dot{Q}_s = 6754[\text{W}]$) y de la ZONA-E ($\dot{Q}_l = 3830[\text{W}]$ y $\dot{Q}_s = 5687[\text{W}]$). En ese instante los fancoils estarán en modo frío.
 - ¿Condiciones de impulsión de la UTA , para ZONA-O y ZONA-E?
 - ¿Fracción de caudal recirculado en el economizador?
 - ¿ T_{adp} de la batería de frío?

- ¿Hay que arrancar el post-calentamiento? ¿Cuánta potencia hace falta? Justificalo
 - ¿Potencia a instalar en fancoil ESTE y OESTE?
2. Manteniendo la T_{adp} y FB de la batería de frío del apartado anterior y usando las cargas pico de la mañana, en este caso se producen a las 8h con una ocupación del 20[%] y unas condiciones exteriores de ($T_s = 23 [^{\circ}C]$, $\phi = 77 [%]$), y presentando unas cargas de la ZONA-O ($\dot{Q}_l = 258 [W]$ y $\dot{Q}_s = 1750 [W]$) y de la ZONA-E ($\dot{Q}_l = 766 [W]$ y $\dot{Q}_s = 9234 [W]$). ¿Comenta qué pasaría?

Nota:

- Presión total 101 325 [Pa].
- Se puede asumir ecuaciones simplificadas y constancia de caudal de aire.

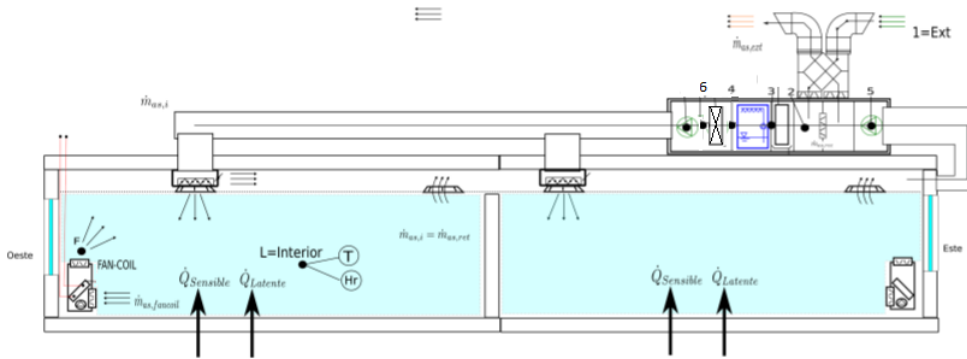


Figura 6.16: Esquema de la instalación.

6.3.2 Solución

punto 1. Tarde de verano.

Con los datos del problema podemos obtener mediante el diagrama las propiedades de las condiciones exteriores (punto "1"), así:

- Exterior (Punto "1"): $T_{s,1} = 31 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi_1 = 50[\%]$. Podemos leer de figura 6.17:

$$\begin{aligned} T_{h,1} &= 22,83 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,1} &= 19,36 [^{\circ}\text{C}] \\ W_1 &= 0,01411 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_1 &= 67,29 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

- Zona O y E (Punto "5"): $T_{s,5} = 25 [^{\circ}\text{C}]$, $\phi_5 = 50[\%]$. Podemos leer de figura 6.17:

$$\begin{aligned} T_{h,5} &= 17,89 [^{\circ}\text{C}] \\ T_{r,5} &= 13,86 [^{\circ}\text{C}] \\ W_5 &= 0,00988 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}] \\ h_5 &= 50,32 [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{gas}}] \end{aligned}$$

La temperatura de rocío de las condiciones de impulsión nos la facilita en el enunciado ($T_{r,6} = 12 [^{\circ}\text{C}]$). Por lo tanto, en otras palabras, están fijando la humedad específica de impulsión, ya que conocida la temperatura de rocío de un aire, se obtiene su humedad específica sin más que fijarse en un aire que tuviera como temperatura seca la de rocío y una humedad relativa del 100 %.

Por lo tanto, el punto "A": $T_{s,A} = 12 [^{\circ}\text{C}]$ y $\phi_A = 100[\%]$, si leemos de la figura 6.18, $W_A = W_6 = 0,00873 [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}]$.

Como los fancoils no compensan la carga latente, esta deberá compensarse completamente por las condiciones de impulsión de la UTA en ambas zonas. Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{l,Zona} = 3002400 \dot{V}_{Zona} (W_5 - W_6)$$

Aplicando la expresión para las dos zonas tenemos:

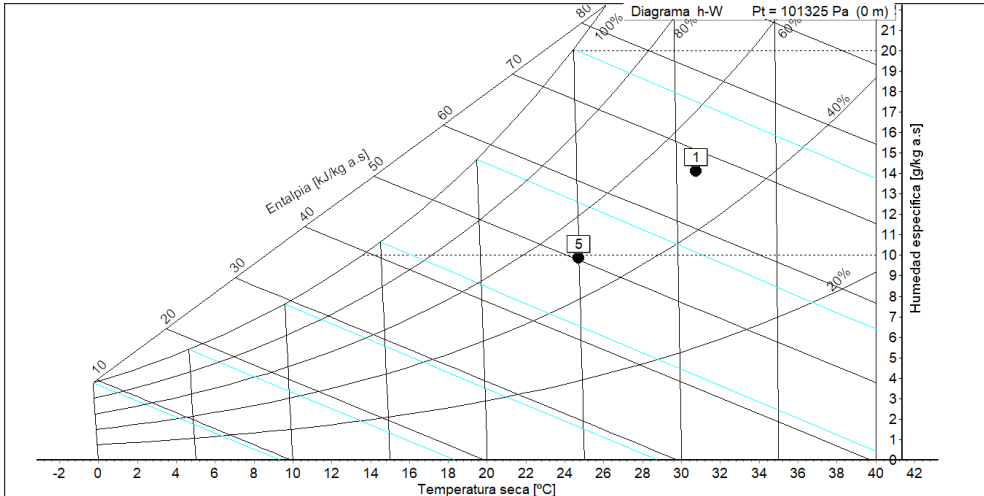


Figura 6.17: Representación de los puntos "1" y "5" en el diagrama psicrométrico.

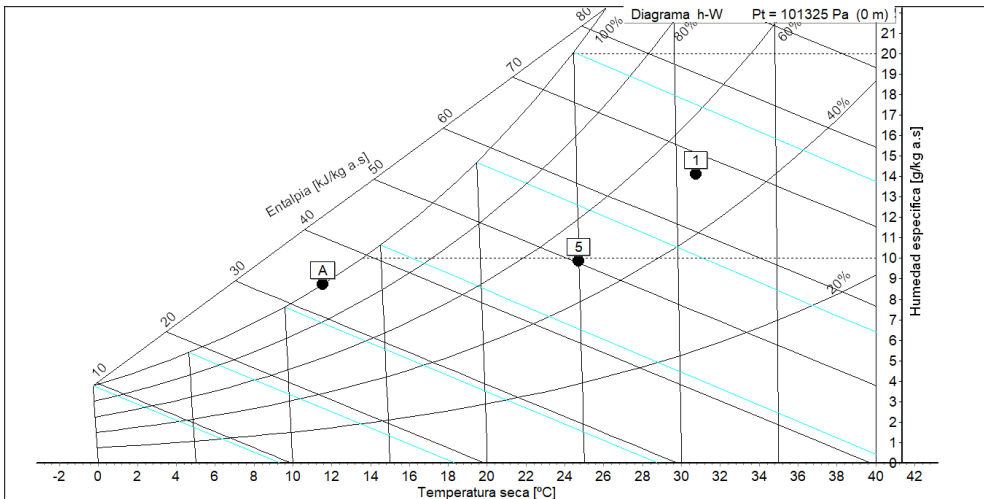


Figura 6.18: Representación del punto "A" en el diagrama psicrométrico.

$$\begin{aligned} \dot{V}_{ZonaO} &= \frac{\dot{Q}_{l,ZonaO}}{3002400(W_5 - W_6)} \\ &= \frac{1290}{3002400(0,00988 - 0,00873)} = 0,3736 \text{ [m}^3/\text{s]} = 1345 \text{ [m}^3/\text{h]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{V}_{ZonaE} &= \frac{\dot{Q}_{l,ZonaE}}{3002400(W_5 - W_6)} \\ &= \frac{3830}{3002400(0,00988 - 0,00873)} = 1,109 \text{ [m}^3/\text{s]} = 3993 \text{ [m}^3/\text{h]}\end{aligned}$$

Luego el caudal de aire de impulsión (se supone igual al de retorno) será $V_5 = 5338 \text{ [m}^3/\text{h]}$.

Como el caudal de aire exterior es $V_1 = 1440 \text{ [m}^3/\text{h]}$, podemos afirmar, suponiendo válida la aproximación en volúmenes, que el caudal de aire bypassado del retorno será $V_{ret} = 5338 - 1440 = 3898 \text{ [m}^3/\text{h]}$ y por tanto, podemos estimar las condiciones de mezcla como:

$$\begin{aligned}h_2 &= \frac{\dot{m}_{ext}h_1 + \dot{m}_{bypass}h_5}{\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{bypass}} = \\ &= \frac{1440 \cdot 67,29 + 3898 \cdot 50,32}{5338} = 54,9 \text{ [kJ/kg}_{gas}] \\ W_2 &= \frac{\dot{m}_{ext}W_1 + \dot{m}_{bypass}W_5}{\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{bypass}} = \\ &= \frac{1440 \cdot 0,01411 + 3898 \cdot 0,00988}{5338} = 0,0110 \text{ [kg}_{H_2O}/\text{kg}_{gas}]\end{aligned}$$

Y la temperatura será (figura 6.19):

$$T_{s,2} = \frac{h_2 - 2501 \cdot W_2}{1,006 + 1,86 \cdot W_2} = \frac{54,9 - 2501 \cdot 0,0110}{1,006 + 1,86 \cdot 0,0110} = 26,63 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Igualmente, de forma aproximada podríamos haber estimado la temperatura de mezcla como:

$$T_{s,2} = \frac{\dot{V}_1 \cdot T_{s,1} + \dot{V}_{bypass} \cdot T_{s,5}}{\dot{V}_1 + \dot{V}_{bypass}} = 26,63 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Como sabemos la humedad específica a la salida de la batería fría, el factor de bypass y las condiciones de entrada, podemos estimar la humedad específica de las condiciones ideales de salida de la batería. Definimos, por tanto:

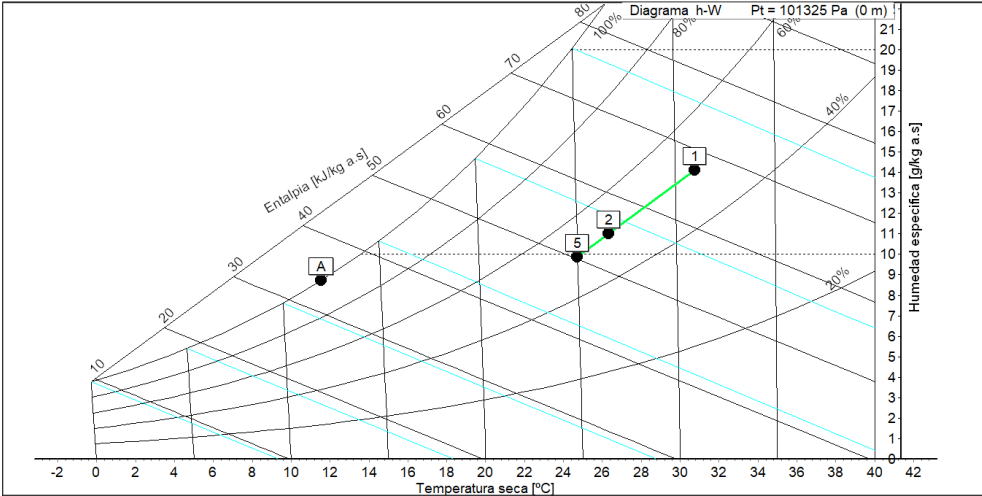


Figura 6.19: Representación del punto "2" en el diagrama psicrométrico.

$$FB = \frac{W_3 - W_{3b}}{W_2 - W_{3b}} = \frac{W_6 - W_{3b}}{W_2 - W_{3b}}$$

Reordenamos y sustituimos:

$$W_{3b} = \frac{W_6 - FB \cdot W_2}{1 - FB} = \frac{0,00873 - 0,2 \cdot 0,0110}{1 - 0,2} = 0,00816 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Obtenemos la temperatura de la batería fría observando un aire saturado (100[%] de humedad relativa) con dicha humedad específica (W_{3b}), resultando (figura 6.20):

$$T_{s,3b} = T_{h,3b} = T_{r,3b} = 10,99 \text{ [}^\circ\text{C}\text{]}$$

$$h_{3b} = 31,64 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}\text{]}$$

Aplicando el factor de bypass en entalpías obtenemos la entalpía del punto "3":

$$FB = \frac{h_3 - h_{3b}}{h_2 - h_{3b}}$$

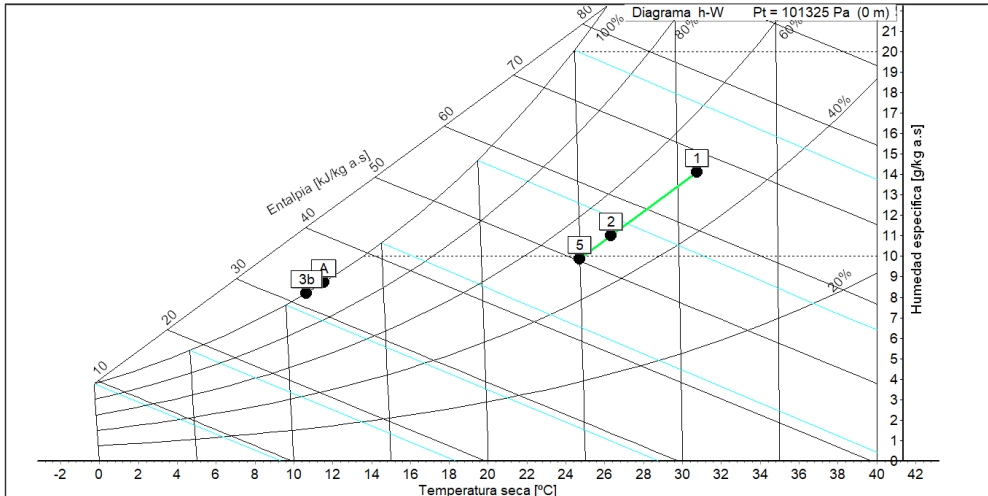


Figura 6.20: Representación del punto "3b" en el diagrama psicrométrico.

Ahora sustituimos y hallamos h_3 :

$$h_3 = h_{3b} + FB(h_2 - h_{3b}) = 31,64 + 0,2 \cdot (54,9 - 31,64) = 36,29 \text{ [kJ/kg}_{\text{gas}}\text{]}$$

Y podemos representar el punto "3" sabiendo su h_3 y $W_3 = 0,008736 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gas}}\text{]}$ junto con el proceso entero en el diagrama de la figura 6.21.

$$T_{s,3} = 14,12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,3} = 12,86 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{r,3} = 11,99 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\phi_3 = 87 \text{ [%]}$$

Como siempre, la temperatura del punto "3" la podríamos haber obtenido por:

$$T_{s,3} = \frac{h_3 - 2501W_3}{1,006 + 1,86W_3} = \frac{36,29 - 2501 \cdot 0,00873}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00873} = 14,12 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

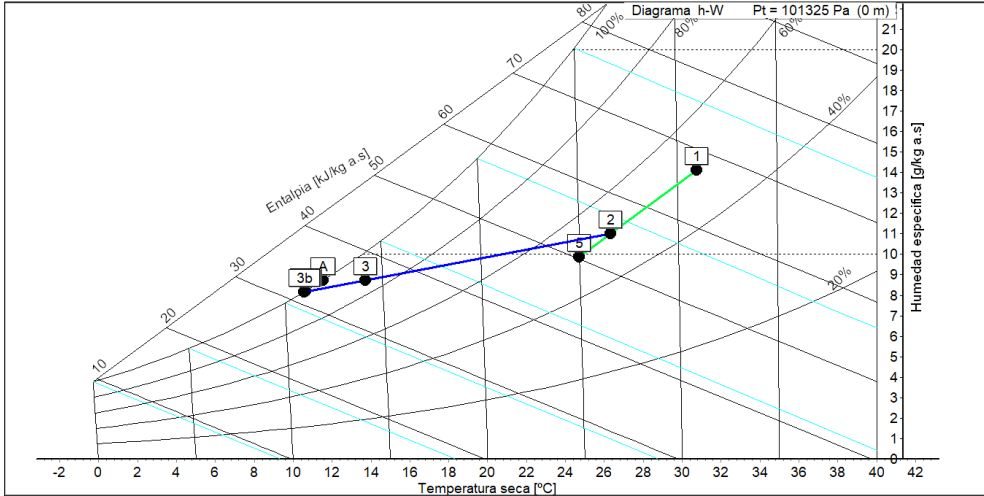


Figura 6.21: Representación del punto "3" en el diagrama psicrométrico.

El calor sensible compensado en cada zona, suponiendo la batería de recalentamiento de la UTA apagada (punto "6" igual a punto "3"), es:

- Zona Oeste

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaO}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 0,3736(25 - 14,12) = 4877 \text{ [W]}$$

Como lo que necesita la zona son 6754 [W], los fancoil de esta zona deben compensar 1877 [W].

- Zona Este

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaE}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 1,109(25 - 14,12) = 14479 \text{ [W]}$$

Como lo que necesita la zona son 5687 [W], observamos que la carga sensible se ha sobrepasado. Como los fancoil sólo pueden dar frío (en verano), no es posible esta solución.

Lo que deberemos poner en marcha es la batería de recalentamiento de la UTA, y alcanzar la temperatura de impulsión que justamente compense el

calor sensible de la zona Este, es decir, la temperatura de salida de la UTA debe ser:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaE}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 1,109(25 - T_{s,6})$$

Y por tanto $T_{s,6} = 20,73$ [°C] (figura 6.22).

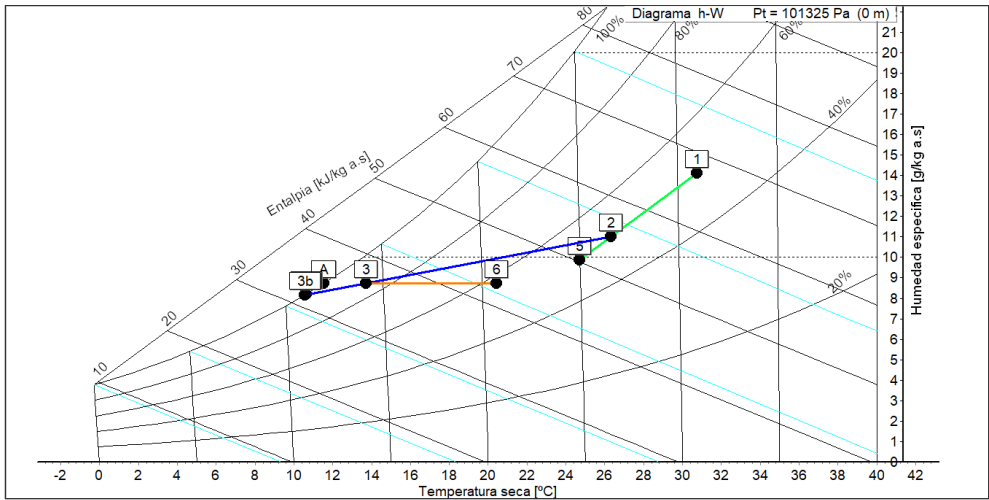


Figura 6.22: Representación del punto "6" en el diagrama psicrométrico.

Con esta temperatura tendremos un calor compensado en la zona Oeste de:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaO}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 0,3736(25 - 20,73) = 1914 \text{ [W]}$$

Y por lo tanto, el fancoil de esa zona deberá compensar $(6754 - 1914) = 4840$ [W].

De otra parte, la potencia del equipo de recalentamiento deberá ser:

$$\dot{Q}_s = 1200(\dot{V}_{ZonaO} + \dot{V}_{ZonaE})(T_{s,6} - T_{s,3}) = 1200 \cdot (1,109 + 0,3736)(20,73 - 14,12) = 11\,760 \text{ [W]}$$

punto 2. Mañana de verano.

En este caso, el caudal de aire exterior se reduce a un 20[%] del máximo, resultando $\dot{V}_1 = 0,2 \cdot 1440 = 288 \text{ [m}^3/\text{h]}$ y como el ventilador tiene el mismo caudal de $5338 \text{ [m}^3/\text{h]}$, se estarán bypassando $5194 \text{ [m}^3/\text{h]}$.

Las condiciones del aire exterior también han cambiado resultando el punto "1" ahora: $T_{s,1} = 23 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $\phi_1 = 77 \text{ [%]}$. Podemos leer de figura 6.23:

$$\begin{aligned} T_{h,1} &= 20,10 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ T_{r,1} &= 18,75 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ W_1 &= 0,013 57 \text{ [kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}]} \\ h_1 &= 57,66 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]} \end{aligned}$$

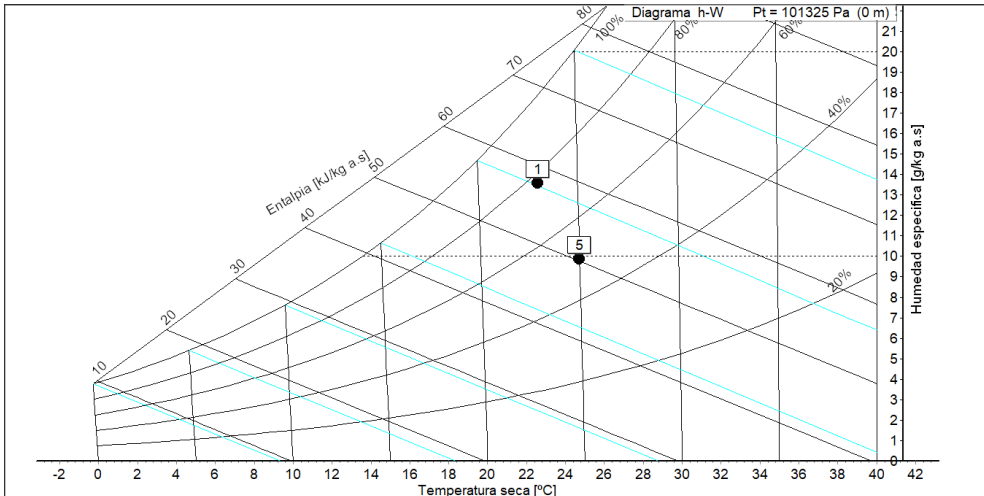


Figura 6.23: Representación del punto "1" en el diagrama psicrométrico.

Las condiciones de mezcla en este caso serán, (casi idénticas a las del local, ya que se bypassa prácticamente todo el aire):

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{\dot{m}_{ext}h_1 + \dot{m}_{bypass}h_5}{\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{bypass}} = \\ &= \frac{144 \cdot 57,66 + 5194 \cdot 50,32}{5338} = 50,52 \text{ [kJ/kg}_{\text{as}}]} \end{aligned}$$

$$W_2 = \frac{\dot{m}_{ext}W_1 + \dot{m}_{bypass}W_5}{\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{bypass}} = \frac{144 \cdot 0,01357 + 5194 \cdot 0,00988}{5338} = 0,00998 \text{ [kg}_{H_2O}/\text{kg}_{gas}]$$

Y la temperatura será (figura 6.19):

$$T_{s,2} = \frac{h_2 - 2501 \cdot W_2}{1,006 + 1,86 \cdot W_2} = \frac{50,52 - 2501 \cdot 0,00998}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00998} = 24,95 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Si mantenemos el T_{adp} y el factor de bypass de la batería, las condiciones a la salida de la batería se podrían obtener aplicando el factor de bypass en entalpías y con ello obtenemos la entalpía del punto "3":

$$FB = \frac{W_3 - W_{3b}}{W_2 - W_{3b}} = \frac{h_3 - h_{3b}}{h_2 - h_{3b}}$$

Ahora sustituimos y hallamos h_3 y W_3 :

$$h_3 = h_{3b} + FB(h_2 - h_{3b}) = 31,64 + 0,2 \cdot (50,52 - 31,64) = 35,42 \text{ [kJ/kg}_{gas}]$$

$$W_3 = W_{3b} + FB(W_2 - W_{3b}) = 0,00816 + 0,2 \cdot (0,00998 - 0,00816) = 0,00852 \text{ [kg}_{H_2O}/\text{kg}_{gas}]$$

Y por tanto, el aire saldría de la batería con la temperatura de:

$$T_{s,3} = \frac{h_3 - 2501 \cdot W_3}{1,006 + 1,86 \cdot W_3} = \frac{35,42 - 2501 \cdot 0,00852}{1,006 + 1,86 \cdot 0,00852} = 13,81 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Esto provocaría una capacidad para compensar la carga latente en ambas zonas mucho más grande que la requerida, ya que:

- Zona Oeste

$$\dot{Q}_l = 3002400 \dot{V}_{ZonaO} (W_7 - W_3) = 3002400 \cdot 0,3736 (0,00988 - 0,00852) = 1525 \text{ [W]}$$

Como lo que necesita la zona en esa hora son 258 [W], el ambiente se secaría, es decir, la humedad relativa no se mantendría y disminuiría.

Para equilibrarla deberíamos modificar la T_{adp} de la batería, por ejemplo, con una válvula de 3 vías.

- Zona Este

$$\dot{Q}_l = 3002400\dot{V}_{ZonaE}(W_7 - W_3) = 3002400 \cdot 1,109(0,00988 - 0,00852) = 4528 \text{ [W]}$$

Como lo que necesita la zona en esa hora son 766 [W], el ambiente se secaría, es decir, la humedad relativa no se mantendría y disminuiría. Para equilibrarla deberíamos modificar la T_{adp} de la batería, por ejemplo, con una válvula de 3 vías.

Para poder alcanzar el equilibrio a la vez en las dos zonas en carga latente deberíamos volver a estimar unos caudales diferentes en ambas zonas y una temperatura de la batería T_{adp} diferente, si no, no lo conseguiríamos.

Respecto a la carga sensible tendríamos, suponiendo la batería de recalentamiento de la UTA apagada:

- Zona Oeste

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaO}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 0,3736(25 - 13,81) = 5017 \text{ [W]}$$

Como lo que necesita la zona son 1750 [W], observamos que la carga sensible se ha sobrepasado. Y como los fancoils sólo pueden dar frío (en verano), lo que ocurriría es que en ese local tampoco se mantendría la temperatura.

- Zona Este

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaE}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 1,109(25 - 14,12) = 14479 \text{ [W]}$$

Como lo que necesita la zona son 9234 [W], observamos que la carga sensible se ha sobrepasado, y como los fancoils sólo pueden dar frío (en verano), lo que ocurriría es que en ese local tampoco se mantendría la temperatura.

Para poder "arreglar" con el sistema propuesto la compensación de calor sensible deberíamos poner en marcha el recalentador de la UTA hasta una temperatura que no fuera necesario utilizar el fancoil en la Zona Oeste (estaría apagado), por tanto:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaO}(T_{s,5} - T_{s,6}) = 1200 \cdot 0,3736(25 - T_{s,6}) = 1750 \text{ [W]}$$

Con lo que $T_{s,6} = 21,1$ [°C]. Con esta temperatura el calor compensado en la zona E sería:

$$\dot{Q}_s = 1200\dot{V}_{ZonaE}(T_{s,5} - T_{s,3}) = 1200 \cdot 1,109(25 - 21,1) = 5190 \text{ [W]}$$

Como a esa hora las cargas en esa zona son 9234 [W], el fancoil de esa zona debe compensar $9234 - 5190 = 4044$ [W].

Por último, el recalentador de la UTA debía estar funcionando con una potencia de:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= 1200(\dot{V}_{ZonaE} + \dot{V}_{ZonaO})(T_{s,6} - T_{s,3}) \\ &= 1200 \cdot (1,109 + 0,3736)(21,1 - 13,81) = 12960 \text{ [W]}\end{aligned}$$

En este caso sí se mantendrían las temperaturas secas en las habitaciones, pero como hemos dicho, no las humedades relativas. Claramente, este sistema no sería conveniente para compensar en dos locales cargas tan dispares. Se hace un consumo de energía elevado y no se consigue el confort 100[%].

Bibliografía

- Carrier (2009). *Manual de aire acondicionado*. Marcombo. ISBN: 9788426714992.
- Heating, Refrigerating American Society of y Air-Conditioning Engineers (2015). *ASHRAE Handbook*. American Society of Heating, Refrigerating y Air Conditioning Engineers. ISBN: 9781936504459.
- Pinazo, J. (1995). *Manual de climatización: Transformaciones siconométricas*. vol. 1. Universidad Politécnica de Valencia. ISBN: 9788477213406.
- Pinazo, J.M. (1996). *Manual de climatización: Cargas térmicas*. vol. 2. Universidad Politécnica de Valencia. ISBN: 9788477213413.
- Pinazo Ojer, J.M. y A. García Lastra (2009). *DTIE 3.01 PSICROMETRÍA*. ATECYR.
- Torrella, E., R.C. López y J.N. Esbrí (2002). *Cálculos en climatización: Ejercicios resueltos*. A. Madrid Vicente. ISBN: 9788489922709.

