

Capítulo 8

Termodinámica del aire húmedo

Aire húmedo

El equilibrio bifásico de aire y agua se estudia como cualquier otro: la temperatura, la presión, y los potenciales químicos del H_2O , N_2 , O_2 , Ar , CO_2 , etc. (según lo que se entienda por aire y por agua) deben ser uniformes en el equilibrio. Si así se estudiara, y sólo se considerase la mezcla de agua pura (H_2O) y aire puro (digamos, 79% de N_2 y 21% de O_2), la composición de equilibrio bifásico a presión y temperatura ambiente (100 kPa y 15 °C) sería $x_{liq,H_2O} \approx 1$, $x_{liq,N_2} \approx 10^{-5}$, $x_{liq,O_2} \approx 10^{-5}$, $x_{vap,H_2O} \approx 0,02$, $x_{vap,N_2} \approx 0,77$ y $x_{vap,O_2} \approx 0,21$, es decir, la proporción de aire disuelto en el agua es pequeñísima (aunque permite respirar a todos los peces), el oxígeno se disuelve más (la solubilidad de ambos aumenta con la presión y disminuye con la temperatura), y el aire contiene del orden del 2% de vapor de agua cuando está saturado (i.e. en equilibrio con el agua).

Del análisis anterior se desprende que el aire húmedo puede considerarse a efectos ingenieriles como aire puro o, si se precisa considerar cambios de composición, como mezcla de aire puro no condensable y vapor de agua condensable¹, por lo que, para simplificar los cálculos, conviene utilizar una nomenclatura asimétrica, referida al aire (que no cambia de fase). Se definen así los siguientes conceptos referidos a la mezcla gaseosa:

Aire seco, o simplemente aire, es una mezcla gaseosa de composición fija: $x_{N_2} = 0,7809$, $x_{O_2} = 0,2095$, $x_{Ar} = 0,0093$ y $x_{CO_2} = 0,0003$ (o aproximadamente $x_{N_2} = 0,79$ y $x_{O_2} = 0,21$).

Fracción molar de vapor: $x_{vapor} \equiv n_{vapor} / (n_{aire} + n_{vapor})$.

Humedad, llamada también humedad absoluta (para distinguirla de la humedad relativa) e incluso humedad específica (aunque nótese que no es por unidad de masa de la mezcla): $w \equiv m_{vapor} / m_{aire}$.

Humedad relativa: $\phi \equiv x_{vapor} / x_{vapor\ sat|p,T}$.

Grado de saturación: $\psi \equiv w_{vapor} / w_{vapor\ sat|p,T,m_{aire}}$. Casi no se utiliza esta función. Nótese que el proceso contemplado en la definición se refiere a una masa fija de aire, y que si se midiese $w_{vapor} / w_{vapor\ sat|p,T,V}$ (introduciendo vapor de agua y sacando aire para que no aumentara la presión) se obtendría un valor casi igual al de la humedad relativa.

1. Condensable en esas mismas condiciones de presión y temperatura.

Al estudio del aire húmedo se le llama higrometría o psicrometría. Por supuesto que, de acuerdo con la regla de las fases, para especificar el estado de equilibrio en una fase homogénea de dos sustancias (aire puro y agua pura) basta conocer, además de la presión y la temperatura, una relación entre las proporciones en que se encuentran las sustancias, luego, dada una medida de la humedad, existirán relaciones que permitirán conocer las demás funciones.

Los cálculos se simplifican si, además de considerar el aire no condensable, se supone para el agua líquida el modelo de líquido perfecto ($\rho_{liq}=cte$, $c=cte$), para el aire húmedo el modelo de gas perfecto ($pV=nR_uT$, $c_p=cte$), y el equilibrio del agua en estado de saturación (bifásico) se aproxima por la ley de Raoult $x_{vapor,sat}=p^*(T)/p$, siendo $p^*(T)$ la presión de equilibrio bifásico del agua pura a esa temperatura.

Nótese que este modelo carece de sentido para temperaturas superiores a la de saturación del agua pura a la presión de interés; es decir, para $p=100$ kPa, si $T>100$ °C, por mucha agua que se añada al aire nunca se llegará a la saturación.

Humedad absoluta y relativa

Con las hipótesis anteriores, y llamando $M_{va}\equiv M_v/M_a$ a la relación de masas molares del vapor y el aire, $M_{va}=0,018/0,029=0,622$, se tienen las relaciones:

$$x_v \equiv \frac{n_v}{n_a + n_v} = \frac{1}{\frac{m_a M_v}{M_a m_v} + 1} = \frac{1}{\frac{M_{va}}{w} + 1} = \frac{\phi p^*(T)}{p} \quad (8.1)$$

$$\phi \equiv \frac{x_v}{x_{v,sat}} = \frac{x_v}{\frac{p^*(T)}{p}} = \frac{1}{\frac{p^*(T)}{p} \left(\frac{M_{va}}{w} + 1 \right)} \quad (8.2)$$

$$w \equiv \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_{va}}{\frac{p}{\phi p^*(T)} - 1} = \frac{M_{va}}{\frac{1}{x_v} - 1} \quad (8.3)$$

donde x_v es la fracción molar de vapor en la fase gaseosa (la de aire seco será $x_a=1-x_v$), ϕ es la humedad relativa (respecto al contenido de vapor de una atmósfera en equilibrio con agua líquida pura a esa p y T), y w es la humedad absoluta.

Las medidas precisas de la humedad del aire se basan en la extracción del vapor con una sal higroscópica, y más prácticamente, en la variación de la conductividad eléctrica o del coeficiente de dilatación de una sustancia higroscópica, o en la determinación de la temperatura de rocío o de la de saturación adiabática (o de la de bulbo húmedo, casi idéntica a la anterior, y muy sencillo de realizar). El patrón primario es la gravimetría por adsorción con P_2O_5 , y como puntos de calibración secundarios de humedad relativa se utilizan las disoluciones acuosas saturadas (en presencia de aire, a 100 kPa), como las de la Tabla 8.1.

Tabla 8.1. Humedad relativa del aire en equilibrio con una disolución acuosa saturada de sal a presión de 100 kPa, para varias temperaturas.

Sal	10 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C
LiCl	14	12	12	11	11
MgCl ₂	34	33	33	32	31
NaCl	76	76	75	75	76
K ₂ SO ₄	98	97	96	96	96

En la compresión isentrópica del aire húmedo la humedad relativa disminuye, como se puede deducir de (8.3), y el agua líquida que se desprende en los compresores de aire proviene de la etapa posterior de enfriamiento a alta presión, donde sí hay condensación.

Temperatura de rocío, temperatura de saturación adiabática y temperatura de bulbo húmedo

A presión constante, si se calienta el aire húmedo a $w=cte$ la humedad relativa disminuye. Dado un estado higrométrico (p, T, ϕ) se llama temperatura de rocío, T_R , a la que alcanzaría una masa de aire al ir enfriándose a $p=cte$ y $w=cte$ hasta que se saturase ($\phi=1$). Teniendo en cuenta (8.1) y (8.2), la ecuación que da la temperatura de rocío será:

$$1 = \frac{1}{\frac{p^*(T_R)}{p} \left(\frac{M_{va}}{w} + 1 \right)} \rightarrow p^*(T_R) = \phi p^*(T) \tag{8.4}$$

Cuando $T_R > 0$ al condensar el agua lo hace en fase líquida, pero si $T_R < 0$ °C, se forma hielo y se llama más propiamente temperatura de escarcha.

Se llama temperatura de saturación adiabática a la que alcanzaría una corriente en estado (p, T, ϕ) al añadirle agua líquida en estado $(p, T)^2$ adiabáticamente hasta conseguir saturarla (Fig. 8.1). Su cálculo se realiza a partir de:

$$\left. \begin{aligned} - \text{balance másico de aire: } \dot{m}_{a1} &= \dot{m}_{a2} \\ - \text{balance másica de agua: } \dot{m}_{a1}w_1 + \dot{m}_3 &= \dot{m}_{a2}w_2 \\ - \text{balance energético: } \dot{H}_1 + \dot{H}_3 &= \dot{H}_2 \end{aligned} \right\} \tag{8.5}$$

donde las entalpías se ponen en función de p, T y w con (8.14), según se detalla posteriormente.

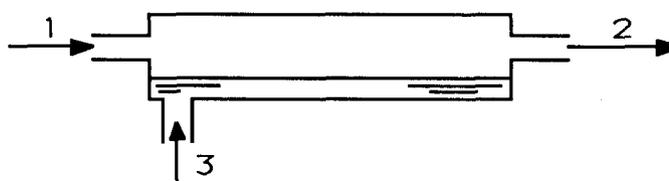


Fig. 8.1. Esquema de un humidificador adiabático.

2. Otros autores definen la temperatura de saturación adiabática introduciendo el agua de aporte no a la temperatura de entrada de la corriente de aire sino a la de salida, aunque esto apenas tiene influencia en el resultado.

La llamada temperatura de bulbo húmedo, es la que alcanza en régimen estacionario un termómetro con el bulbo empapado en agua en presencia de una corriente de aire en condiciones (p, T, ϕ) y al menos 3 m/s de velocidad, y resulta ser aproximadamente igual en valor a la temperatura de saturación adiabática, por lo que en la práctica se usan indistintamente. La geometría de bulbo empapado no es la única que puede utilizarse; una bandeja adiabática con agua en una corriente de aire daría un resultado análogo. Sin embargo, nótese que la temperatura de saturación adiabática corresponde a un estado de equilibrio, mientras que la de bulbo húmedo corresponde a un estado estacionario de no equilibrio con transmisión de calor y cambio de fase.

Funciones termodinámicas

La particularidad que presentan las funciones termodinámicas que se usan en el estudio de las mezclas de aire húmedo es que, como ya se ha explicado, en lugar de utilizar variables molares o valores específicos (por unidad de masa de mezcla) se utilizan valores por unidad de masa de aire seco (p.e., de $H(T, p, m_a, m_v) = n h_{molar}(T, p, w) = m h_{especifica}(T, p, w) = m_a h(T, p, w)$, y es esta última h la que se utiliza).

Hay que hacer notar que, con esta elección, el volumen $v = V/m_a$ no coincide con el inverso de la densidad $1/\rho = V/(m_a + m_v)$, la cual vendrá dada por:

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{p}{R_a T} \frac{\sum x_i M_i}{M_a} = \frac{p}{R_a T} (x_v M_{va} + 1 - x_v) = \frac{p}{R_a T} \left(1 - w \frac{1 - M_{va}}{w + M_{va}} \right) \approx \frac{p}{R_a T} \quad (8.6)$$

Además, tradicionalmente se toma como estado de referencia un estado de equilibrio termomecánico (pero no termoquímico) tal que el agua (líquida) y el aire seco (gas) estén separados y a $T_o = 0^\circ \text{C}$ y $p_o = 100 \text{ kPa}$. En estas condiciones de referencia de no equilibrio termodinámico global bastaría poner en contacto el agua líquida con el aire seco para que apareciera un proceso de evaporación con enfriamiento adiabático, tendente a equilibrar los potenciales químicos, y que podría aprovecharse para, mediante algún artificio adecuado, p.e. generar trabajo.

Más adecuado sería, sobre todo a efectos exergéticos, tomar como estado de referencia el de equilibrio de una atmósfera estándar en condiciones T_∞ , p_∞ y ϕ_∞ (o x_∞); p.e. aire húmedo saturado a 15°C y 100 kPa , o con una humedad relativa dada. En cualquier caso, se supondrá que los procesos de interés tienen lugar en un volumen de control en condiciones estacionarias, ya que en la práctica suele ser difícil modelizar la absorción o desorción de vapor de agua en las paredes. La mezcla que compone la atmósfera se considera como una mezcla ideal, es decir, $H(T, p, x_v) = n[x_a h_a(T, p) + x_v h_v(T, p)]$ y $S(T, p, x_v) = n[x_a s_a(T, p) + x_v s_v(T, p) - R(x_a \ln x_a + x_v \ln x_v)]$.

Con esta referencia, la entalpía, entropía y exergía de una corriente de aire atmosférico pueden considerarse nulas (valor de referencia). Si ahora, p.e., mediante el proceso de separación infinitesimal esquematizado en la Fig. 7.3 cuando $f \rightarrow 0$, se trata de obtener un flujo de agua pura, teniendo en cuenta que el vapor es un componente condensable, la entalpía necesaria sería:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{H} - \dot{H}_\infty}{\dot{n}} &= h_1(T, p) - h_v(T_\infty, p_\infty, x_\infty) = h_1(T, p) - h_v(T_\infty, p_\infty) = \\ &= h_1(T, p) - \left[h_1(T_\infty, p_\infty) - \frac{p_\infty - p^*(T_\infty)}{\rho_1} + h_{lv}(T_\infty) \right] \approx c_l(T - T_\infty) + h_{lv}(T_\infty) \end{aligned} \quad (8.7)$$

por unidad de gasto molar de agua líquida, donde se ha calculado la entalpía del agua pura en el estado hipotético de vapor a T_∞ y p_∞ a partir de la del agua pura en el estado líquido real.

De modo análogo, el trabajo mínimo necesario será (7.22):

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_\infty}{\dot{n}} &= [h_1(T, p) - h_1(T_\infty, p_\infty)] - T_\infty [s_1(T, p) - s_1(T_\infty, p_\infty)] + [\mu_1(T_\infty, p_\infty) - \mu_v(T_\infty, p_\infty, x_\infty)] = \\ &= c_l \left[(T - T_\infty) + \frac{p - p_\infty}{\rho_l c_l} - T_\infty \ln \frac{T}{T_\infty} \right] + \mu_v^\oplus + \int_{p^\oplus}^{p^*(T_\infty)} v_v dp + \int_{p^*(T_\infty)}^{p_\infty} v_l dp - \left[\mu_v^\oplus + RT_\infty \ln \frac{x_v p_\infty}{p^\oplus} \right] \\ &= c_l T_\infty \left(\frac{T}{T_\infty} - 1 + \frac{p - p_\infty}{\rho_l c_l T_\infty} - \ln \frac{T}{T_\infty} \right) + RT_\infty \ln \frac{p^*(T_\infty)}{p^\oplus} + \frac{p_\infty - p^*(T_\infty)}{\rho_1} - RT_\infty \ln \frac{x_v p_\infty}{p^\oplus} \end{aligned} \quad (8.8)$$

que en el caso de que el agua esté a la temperatura atmosférica, y puesto que los términos $\Delta p/\rho$ son despreciables, queda:

$$\frac{\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_\infty}{\dot{n}} = -RT_\infty \ln \frac{x_v p_\infty}{p^*(T_\infty)} = -RT_\infty \ln \phi_\infty \quad (8.9)$$

como ya se dedujo en (7.24), y que enseña que el coste tiende a cero cuando la atmósfera está saturada, y a infinito cuando la atmósfera está seca.

Para obtener aire seco puro a partir de la atmósfera se sigue el mismo desarrollo, aunque ahora es directamente aplicable (7.23) porque el aire seco no condensaría. En efecto, la entalpía necesaria se calcularía de modo análogo a (8.7), obteniéndose:

$$\frac{\dot{H} - \dot{H}_\infty}{\dot{n}} = c_{p_a} (T - T_\infty) \quad (8.10)$$

por unidad de gasto molar de aire seco, y el trabajo mínimo requerido se calcularía de modo análogo a (8.8), obteniéndose:

$$\frac{\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_\infty}{\dot{n}} = c_{p_a} \left(T - T_\infty - T_\infty \ln \frac{T}{T_\infty} \right) - RT_\infty \ln x_a \quad (8.11)$$

Finalmente, para obtener una corriente de aire húmedo en condiciones T, p, ϕ , a partir de una atmósfera en condiciones $T_\infty, p_\infty, \phi_\infty$, la entalpía requerida sería:

$$\frac{\dot{H} - \dot{H}_\infty}{\dot{n}} = (x_v c_{p_v} + x_a c_{p_a})(T - T_\infty) \quad (8.12)$$

siendo x_v y x_a las fracciones molares en las condiciones T, p, ϕ , mientras que la exergía de esa misma corriente (trabajo mínimo requerido para conseguirla a partir de la atmósfera) sería:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_\infty}{\dot{n}} = & -RT_\infty(x_v \ln x_v + x_a \ln x_a) + \\ & + (x_v c_{p_v} + x_a c_{p_a}) \left(T - T_\infty - T_\infty \ln \frac{T}{T_\infty} \right) - RT_\infty \ln \frac{p}{p_\infty} \end{aligned} \quad (8.13)$$

Como se puede observar en (8.7-13) el proceso seguido ha sido siempre empezar componiendo la mezcla definitiva a partir de la atmósfera circundante y luego pasar de las condiciones T_∞, p_∞ a las condiciones T, p a composición constante.

Cuando no es necesario tener en cuenta los efectos entrópicos (exergéticos), es costumbre tomar como estado energético de referencia el agua líquida a $T_o=0^\circ\text{C}$ y $p_o=100\text{ kPa}$ y el aire seco en esas mismas condiciones, obteniéndose para la entalpía de la mezcla por unidad de gasto de aire seco la expresión:

$$\frac{\dot{H}(T, p) - \dot{H}(T_o, p_o)}{\dot{m}_a} = c_{p_a}(T - T_o) + w \left[c_{p_v}(T - T_o) + h_{lv_o} + \frac{p^*(T_o) - p_o}{\rho_1} \right] \quad (8.14)$$

que es la que viene representada en los diagramas del aire húmedo, aunque a veces se mejora un poco usando un modelo con c_p variable en lugar del simple modelo de fluidos caloríficamente perfectos aquí usado. Nótese que en (8.14) los c_p son específicos y sin embargo en (8.7-13) son molares.

Sustituyendo (8.14) en (8.5) se obtiene una expresión para la temperatura de saturación adiabática $T_{ad}=T_2$ de una corriente en condiciones (p, T, ϕ) :

$$c_{p_a}(T_1 - T_o) + w_1 h_{lv_o} = c_{p_a}(T_2 - T_o) + w_2 h_{lv_o} \quad (8.15)$$

en donde se han despreciado los términos en $\Delta p/\rho$ y también $w_{cp,v}$ frente a $c_{p,a}$, así como \dot{m}_3 frente a \dot{m}_a . Como se ve, con esta última aproximación el proceso de humidificación adiabática se reduce a $h(p, T, \phi) = h(p, T_{ad}, 1)$, por lo que en los diagramas psicrométricos la familia de curvas de $T_{ad} = cte$ coincide prácticamente con la familia de isentálpicas.

Diagrama psicrométrico

Aunque las ecuaciones anteriores no son muy complicadas, el cálculo es laborioso al tener que resolver ecuaciones implícitas si se usa una aproximación exponencial para la $p^*(T)$, por lo que la representación gráfica es muy conveniente (se visualizan fácilmente los procesos y se simplifican los cálculos). Como el estado del aire húmedo es trivariante (p.e. p, T y ϕ), se necesitarían diagramas tridimensionales, por lo que se recurre a hacer diagramas

bidimensionales a presión fija (además, como las presiones de interés suelen ser próximas a la atmosférica, suele bastar con el diagrama psicrométrico a 100 kPa. Aún más; si se representa en lugar de la humedad relativa ϕ el cociente ϕ/p , y en lugar de la densidad ρ la relación ρ/p , el diagrama es único y válido para cualquier presión. Como este diagrama sólo se construye una vez, pueden relajarse las aproximaciones de gas y líquido perfectos y hacerlo más exacto, teniendo en cuenta la variación de c_p con la temperatura.

Dos versiones del diagrama psicrométrico se han popularizado, la $h-w$ en ingeniería (también llamado de Mollier (1923) y que se encuentra en la Fig. A3.6 del Apéndice 3) y la $w-\theta$ en meteorología (siendo $\theta \equiv T - T_o$ la temperatura en la escala Celsius). La primera tiene la ventaja de que la escala energética es lineal y ello permite resoluciones gráficas sencillas, pero a cambio presenta la peculiaridad de ser un diagrama cartesiano oblicuo y no rectangular (la correspondiente ordenada rectangular y se elige tal que $y \equiv h - wh_{v_o}$). Ultimamente el diagrama antiguo diagrama $w-\theta$ también se presenta ya en variables entálpicas, en la forma $w-h$ que apenas se diferencia a simple vista del anterior.

En ambos diagramas, además de $w=cte$ y $h=cte$ (o $\theta=cte$), se representa la familia de $\phi=cte$, la de temperatura de saturación adiabática constante, la de densidad constante, etc.

Si se admiten las aproximaciones de gas y líquido perfectos, las diferentes familias en los diagramas antedichos serán las siguientes:

- Familia de $w=cte$:
 - En el diagrama $w-\theta$ son rectas horizontales.
 - En el diagrama $h-w$ son rectas verticales.
- Familia de $\theta=cte$:
 - En el diagrama $w-\theta$ son rectas verticales.
 - En el diagrama $h-w$ son rectas con una ligera pendiente (creciente con θ) dadas por (8.14) con $y \equiv h - wh_{v_o}$ y $\theta \equiv T - T_o$:

$$\theta = \frac{y}{c_{p_a} + wc_{p_v}} = cte \tag{8.16}$$

- Familia de $h=cte$:
 - En el diagrama $w-\theta$ son rectas decrecientes dadas por (8.14):

$$h = (c_{p_a} + wc_{p_v})\theta + wh_{v_o} = cte \tag{8.17}$$

- En el diagrama $h-w$ son rectas decrecientes dadas por:

$$h = y + wh_{v_o} = cte \tag{8.18}$$

- Familia de $\phi=cte$ a presión p o, mejor, familia de $\phi/p=cte$:
 - En el diagrama $w-\theta$ son exponenciales cóncavas crecientes dadas por (8.2):

$$\frac{\phi}{p} = \frac{1}{p^*(\theta) \left(\frac{M_{va}}{w} + 1 \right)} = cte \quad (8.19)$$

– En el diagrama $h-w$ son exponenciales convexas crecientes dadas por (8.19) sustituyendo (8.16):

– Familia de $\rho=cte$ a presión p o, mejor, familia de $\rho/p=cte$:
vienen dadas por (8.6) y, debido a las pequeñas variaciones relativas de temperatura contempladas y a la pequeñez de w , son prácticamente rectas:

$$\frac{\rho}{p} = \frac{1}{R_a(T_o + \theta) \left(1 - w \frac{1 - M_{va}}{w + M_{va}} \right)} = cte \quad (8.20)$$

Para las constantes que aparecen en la formulación anterior pueden tomarse los siguientes valores:

$$M_v = 0,018 \text{ kg.mol}^{-1}, \quad M_a = 0,029 \text{ kg.mol}^{-1}, \quad M_{va} = 0,622, \quad R_a = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1},$$

$$c_{p_a} = 1000 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}, \quad c_{p_v} = 1900 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}, \quad h_{lv_o} = 2,5 \text{ MJ.kg}^{-1},$$

$$\ln \frac{p^*(T)}{p^*(T^\oplus)} = \frac{-h_{lv}^\oplus M_v}{R_u} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T^\oplus} \right) \quad \text{con } T^\oplus = 298 \text{ K}, \quad \frac{h_{lv}^\oplus M_v}{R_u} = 5300 \text{ K}, \quad \text{y } p^*(T^\oplus) = 3,17 \text{ kPa}$$

donde se ha puesto la ecuación de Clapeyron ajustada en las proximidades de $T^\oplus=25^\circ\text{C}$ que suele ser el centro de interés dentro de las múltiples aplicaciones de la teoría del aire húmedo. También se acostumbra a superponer la función $p^*(\theta)$ en los diagramas psicrométricos mencionados, bien directamente con una escala auxiliar en el eje de las temperaturas, o bien con una escala auxiliar en el eje w que da $p^*(w_{sat})$ a través de (8.3) con $\phi=1$.

Acondicionamiento ambiental

Aunque van siendo cada vez más los procesos industriales que precisan un control termodinámico del aire ambiente (de temperatura, de humedad, de composición de oxígeno y contaminantes, de velocidades relativas, de presión, etc.³), la aplicación más importante sigue siendo la de procurar un ambiente de bienestar fisiológico del cuerpo humano (el de los animales se engloba dentro de la industria pecuaria), tanto en locales como en vehículos. En la industria, además de las necesidades de acondicionamiento ambiental de granjas, invernaderos, almacenes de productos perecederos (de aplicación a toda la industria alimentaria), salas de equipo electrónico, de metrología o de montaje, se necesita el control térmico en casi todos los procesos de la industria química, ya que la temperatura suele ser determinante de la viabilidad y velocidad de reacción.

3. Otros parámetros no termodinámicos del control ambiental son el nivel de ruido, de iluminación, efectos estéticos sonoros, visuales, olfativos, táctiles, etc., aparte de los estrictamente de seguridad (indicadores y protectores). De hecho, en las campañas publicitarias de bienes ingenieriles de consumo masivo (p.e. vehículos y acondicionadores de aire), cada vez se destacan más estos aspectos ambientales 'secundarios'.

Los volúmenes a acondicionar por el ingeniero no suelen ser grandes (de una habitación a un edificio), pero existe otra escala mayor que también es de interés, que es la del acondicionamiento de grandes ambientes habitables (p.e. la Expo 92), donde se trata de aprovechar los recursos naturales (insolación según la orientación y la inclinación, vientos, lluvias) o artificiales (urbanística, tamaño, tipo y distribución de espacios verdes y edificios, etc).

Suelen distinguirse tres escalas de control ambiental: límites soportables (en régimen o en un cierto periodo de tiempo; fuera de ellos pelagra la vida), intervalo habitable (sin demandar un esfuerzo especial; fuera de este intervalo pelagra la actividad, es decir, no se puede trabajar bien), y zona de confort (ambiente agradable, óptimo). Para determinar estos valores es preciso conocer las características ambientales de los sistemas vivos y especialmente del cuerpo humano.

Ambientes biológicos: cargas másicas y térmicas

El cuerpo humano funciona como un sistema termodinámico abierto (si se considera el volumen de control limitado por una superficie imaginaria cerrada extendida sobre la piel), con una temperatura característica de 310 K (37 °C) que varía muy poco (estados febriles ($T > 37,5$ °C) e hipotermias ($T < 36,5$ °C)), aunque, debido al flujo de calor, la temperatura superficial sí que varía mucho según la zona del cuerpo (cubierta, descubierta, prominente); con la vestimenta típica europea, la temperatura de la piel es de unos 27 °C.

Excepto en la etapa infantil, de gran crecimiento, puede considerarse que para tiempos del orden de un día el cuerpo humano funciona en régimen estacionario para los balances másico y energético, tomando aire atmosférico, agua y alimentos para utilizar su exergía en los procesos fisiológicos que en último término dan lugar a un flujo de calor al exterior y a veces también a un flujo de trabajo, además del flujo de salida de los residuos másicos: expiración, transpiración, orina y heces). Un hombre de 70 kg realizando un trabajo normal del sector terciario (servicios), transforma unos 4,5 kg diarios de masa (no se contabiliza la masa p.e. de nitrógeno que no se transforma), repartidos de la siguiente manera: entrada, 2,5 de bebida, 1,1 de comida y 0,9 de oxígeno; salida, 1,8 de vapor de agua en la expiración y la transpiración, 1,5 de orina, 1,0 de CO₂ y 0,2 de heces.

Con el fin de garantizar un suministro de oxígeno adecuado (teniendo en cuenta los gradientes espaciales de concentración cerca del cuerpo), de eliminar los gases residuales producidos (no sólo el CO₂ y H₂O, sino otros muchos componentes que, pese a estar en concentraciones ínfimas, influyen grandemente en el confort, como son los olores), y ayudar en la transmisión de calor, en los locales habitados conviene procurar aire fresco a razón de 4 litros/s (en oficinas) hasta 15 litros/s (en hospitales) por persona, y conseguir que recircule otro tanto o más, para inducir una velocidad cerca del cuerpo de unos 0,1 m/s (más resulta molesto, y menos resulta sucio). Se llama ventilación a este flujo de aire.

En ambientes cerrados (submarinos, aviones y vehículos espaciales) o muy contaminados, hay además que disponer de filtros de polvo (filtros secos, filtros húmedos, electrostáticos, inerciales, etc) y de sustancias nocivas (gérmenes y olores con filtros de carbón vegetal activado o radiación ultravioleta).

El calor metabólico (también llamado calor animal) proviene de la oxidación controlada de la glucosa (y en menor grado de las grasas y proteínas) con el oxígeno, y se puede medir por calorimetría normal de estado estacionario, o por consumo de oxígeno (ya que existe una proporción directa entre ambos, aproximadamente igual a la energía libre de la masa estequiométrica de glucosa).

Suponiendo oxidación completa con el $O_2(g)$ para dar $CO_2(g)$ y $H_2O(l)$, lo cual es un límite teórico que no se cumple en la práctica, el poder calorífico de los alimentos típicos se resume en la Tabla 8.2. Una persona de 70 kg que realice una actividad terciaria normal (unos 150 W de consumo metabólico), requiere unos 13 MJ/día de alimentación; el exceso energético de los alimentos ingeridos se elimina sin procesar del todo, aunque una parte importante puede acumularse (involuntariamente) en forma de grasa subcutánea, según la fisiología propia del individuo.

Tabla 8.2. Poder energético de algunos alimentos típicos.

Verduras	1 MJ/kg
Fruta, cerveza	2 MJ/kg
Leche	3 MJ/kg
Pescado cocido	4 MJ/kg
Filete plancha, yogur, queso y otras proteínas	10 MJ/kg
Azúcar y otros hidratos de carbono	15 MJ/kg
Patatas fritas, frutos secos	25 MJ/kg
Mantequilla, margarina, mayonesa	30 MJ/kg
Grasa	40 MJ/kg

Según el nivel de actividad, el consumo metabólico para un hombre de 70 kg es como se detalla en la Tabla 8.3 (nótese que el rendimiento energético es $\eta_e \approx 0,25$). Esto se refiere a valores medios; durante periodos menores de una hora, un hombre preparado puede generar una potencia mecánica de 200 W; si el periodo es sólo de 1 minuto, puede generar 500 W, y en unos cuantos segundos acercarse al kilovatio. También hay que tener presente que para tiempos cortos no se puede despreciar el efecto de acumulación o agotamiento (variación de la energía interna del volumen de control).

Tabla 8.3. Consumo metabólico medio para un hombre de 70 kg según el nivel de actividad.

Actividad:	Consumo metabólico [W]	Trabajo producido [W]	Vapor de agua emitido [kg/h]
-Durmiendo	70	0	0,05
-Sentado	150	20	0,1
-Andando	180	30	0,15
-Trabajo de pie	200	30	0,25
-Pico y pala	350	70	0,4
-Máximo sostenido	600	120	0,5

El control térmico fisiológico fino se consigue dilatando o contrayendo la malla sanguínea subcutánea para variar la temperatura de la piel y con ello la convección de calor. El control grueso se hace con el sudor (para que no aumente la temperatura corporal) y el escalofrío (para que no disminuya la temperatura corporal). La evacuación de calor se realiza por convección y radiación para temperaturas bajas, incrementándose el efecto de la evaporación con la temperatura; a 25 °C las pérdidas son mitad y mitad para humedades intermedias, a

37 °C el 100% es por evaporación, y por encima de 37 °C la evaporación ha de evacuar no sólo el calor metabólico sino el que llega por convección y radiación).

Además de la carga térmica debida al metabolismo animal, en los problemas de acondicionamiento ambiental hay que tener en cuenta la disipación en equipo y maquinaria eléctricos y en particular la iluminación, infiltraciones y fugas incontroladas del local, relación aire renovado / aire recirculado, transmisión de calor por las paredes y ventanas, efecto de la radiación solar, etc.

Temperatura efectiva: confort

Se define la temperatura efectiva de una atmósfera a cierta temperatura T , humedad relativa ϕ , y velocidad del aire v , como la temperatura del aire húmedo saturado y en reposo que produce la misma "sensación fisiológica". En las zonas templadas se considera que la zona de confort en el diagrama psicrométrico queda limitada por los valores de la Tabla 8.4.

Tabla 8.4. Límites de temperatura de confort en función de la humedad relativa (se supone que en cada temporada se lleva la vestimenta típica).

Humedad relativa	Verano	Invierno
30%	21 °C a 28 °C	18 °C a 24 °C
70%	19 °C a 24 °C	16 °C a 21 °C

No obstante, la sensación fisiológica de confort depende de otros muchos factores: velocidad del aire ($\approx 0,1$ m/s es muy bueno), composición del aire (olores), vestimenta, tipo e intensidad de la actividad, aclimatación (los habitantes de zonas tropicales prefieren más temperatura, cuando se entra a un local se tarda un rato en acomodarse a la temperatura), edad (los ancianos prefieren un grado más), sexo (las mujeres prefieren un grado más), ruido, iluminación, decoración, etc.

Humidificación, secado y enfriamiento

Se consideran aquí diversos procesos de transferencia de calor y masa en los que interviene una corriente de aire húmedo. La humidificación tiene por objeto aumentar el contenido de vapor de agua de una masa de aire, y se consigue añadiendo vapor (es lo mejor) o añadiendo agua pulverizada (o pasando el aire a través de materiales húmedos). El secado de una corriente de aire húmedo se consigue calentándolo (sólo disminuye la humedad relativa pero no la humedad absoluta) o enfriándolo hasta saturación y condensando parte del agua de mezcla, que se separa fácilmente (luego habrá que calentar para que baje la humedad relativa. Otra aplicación es la de usar una corriente de aire para el secado de otros materiales (Fig. 8.2a), que se estudia más abajo. El enfriamiento de una masa de aire se consigue por intercambio de calor o añadiéndole agua pulverizada.

En el acondicionamiento ambiental de verano se trata de enfriar el aire, pero como al enfriarlo aumenta su humedad relativa, habrá que quitarle agua⁴ y luego calentarlo (Fig. 8.2b). En el acondicionamiento de invierno se trata de calentar el aire, pero como al

4. Por eso los aparatos de aire acondicionado necesitan un desagüe.

calentarse se reseca (disminuye la humedad relativa), hay que humidificarlo (y si es mucha el agua que hay que añadir y se enfría demasiado, volver a calentar, como en la Fig. 8.2c). Una característica común a todos estos procesos es la necesidad de calentar y enfriar el aire, lo que los hace propicios a la utilización de bombas de calor que aprovechen el calor a evacuar para bombearlo con pequeño coste y utilizarlo para el calentamiento posterior.

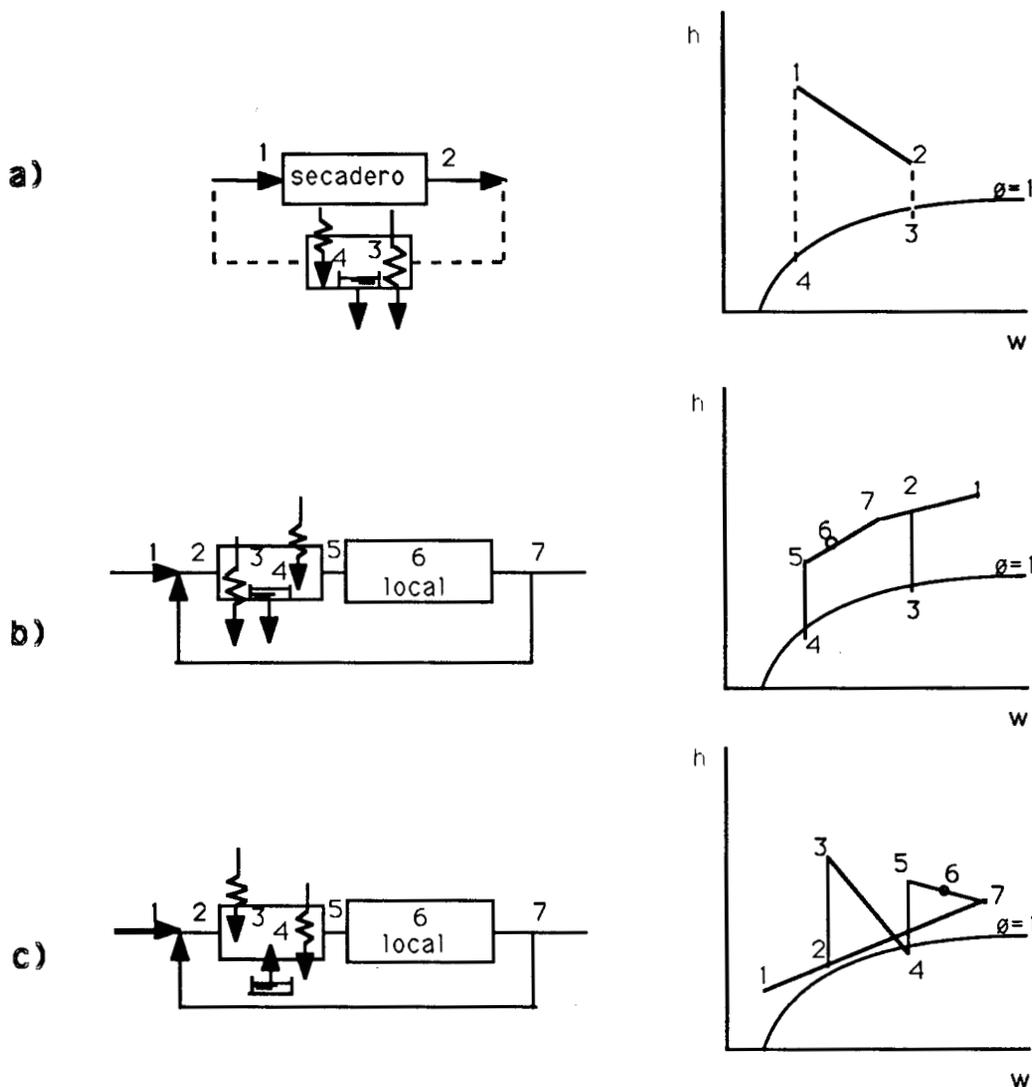


Fig. 8.2. Esquemas de acondicionamiento de una corriente de aire: a) secado, b) verano, c) invierno.

En general, en el local habrá un aporte de agua m_w y de energía Q al aire, debido a las personas, equipos, iluminación, transmisión de calor por las paredes, etc., por lo que las condiciones de la corriente sufrirán un salto:

$$w_7 - w_5 = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}} \quad h_7 - h_5 = \frac{\dot{Q} + \dot{m}_w h_w}{\dot{m}} \quad (8.21)$$

que indica que, si se quiere que las condiciones en el local no varíen mucho de una zona a otra, se precisan grandes gastos máscicos, limitados por la máxima velocidad tolerable dentro. El estado termodinámico del local se define como el correspondiente al valor medio de las magnitudes conservativas entre la entrada y la salida; para procesos isobáricos, la humedad y la entalpía definen completamente el estado, y serán:

$$w_6 \equiv \frac{w_7 + w_5}{2} \qquad h_6 \equiv \frac{h_7 + h_5}{2} \qquad (8.22)$$

También se va a tratar aquí el secado de una sustancia húmeda (es decir, que tenga agua mezclada, pero no combinada químicamente como p.e. en las sales hidratadas), por contacto con una masa de aire no saturada, pero no se consideran procesos de desecación mecánica (escurrido, filtración, prensado, centrifugación, vibración), ni de secado químico (absorción por sólidos o líquidos higroscópicos); en este último caso, o bien se tira el material higroscópico una vez que ha absorbido la humedad (p.e. bolsitas de silica gel), o bien si la absorción es reversible se recicla el absorbedor secándolo con aire caliente para volver a utilizarlo.

En el proceso de secado por aire (Fig. 8.2a), se presentan varias alternativas, según que el aire se haya precalentado o no, según sea el circuito de aire abierto (se tira el aire húmedo) o cerrado (se recicla), etc. Una variante mixta es la de tirar el aire, pero haciéndolo pasar varias veces por la carga, con recalentamientos intermedios para que cada vez arrastre más agua; este caso se presenta cuando no se quiere reciclar por completo el aire y tampoco se puede calentar mucho para no deteriorar la carga, así que se recircula varias veces, recalentando cada vez hasta la temperatura máxima permitida.

El secado por aire (normalmente caliente para que seque más) se utiliza en la industria textil, en la alimentaria (la humedad activa los procesos de descomposición), en la cerámica, fabricación de papel, para facilitar la combustión de lignitos y turbas (suelen utilizarse los gases de escape), etc. En el secado térmico suele hablarse de secado por conducción, por convección o por radiación, según el modo de aporte del calor. Los secaderos por conducción se usan cuando el material no se descompone fácilmente; el material se hace pasar por encima de un plancha caliente (como para el secado de piritas) o se deja caer sobre un cilindro calentado por el interior.

Los secaderos por convección son los más usados; se dispone el material sobre rejillas o bandejas y se hace circular aire caliente y seco a contracorriente (un ejemplo típico es el de obtención de leche en polvo por deshidratación, pulverizado y secado rápido).

En el secado por radiación se emplean focos infrarrojos (p.e. para secar la pintura de la carrocería de los coches, que, al ser la capa de pintura transparente al infrarrojo, calienta la chapa y el secado es de dentro hacia afuera, mejorándose la adherencia). Para sustancias muy sensibles a la temperatura, en lugar de por calentamiento se secan por vacío (liofilización).

En cualquier caso, hay que tomar precauciones para que el material recién secado y caliente no vaya a coger humedad del ambiente al atemperarse.

Torres húmedas

En las centrales térmicas, y en general en las industrias de gran factura energética, que no estén situadas en la costa o a orillas de un río (o de un lago o un gran embalse), el agua de refrigeración (si la carga térmica es grande siempre habrá que recurrir a un circuito de

refrigeración por agua) resulta cara y ha de reciclarse, para lo que es necesario transmitir calor del agua al aire atmosférico.

Como la utilización de cambiadores de calor sería muy ineficiente por los pequeños saltos térmicos y la baja conductividad del aire, hay que recurrir al enfriamiento del agua por evaporación en contacto directo con el aire en una torre húmeda (Fig. 8.3a) o en un pequeño estanque artificial (Fig. 8.3b) sobre el que se dispersa el agua.

El problema es particularmente severo en el caso de las centrales térmicas, donde las temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración al condensador de la planta han de ser lo más bajas posible para mejorar el rendimiento (por eso el incremento de temperatura no debe ser mayor de 10 ó 15 °C, aparte de por motivos ecológicos de contaminación térmica si no se recicla el agua).

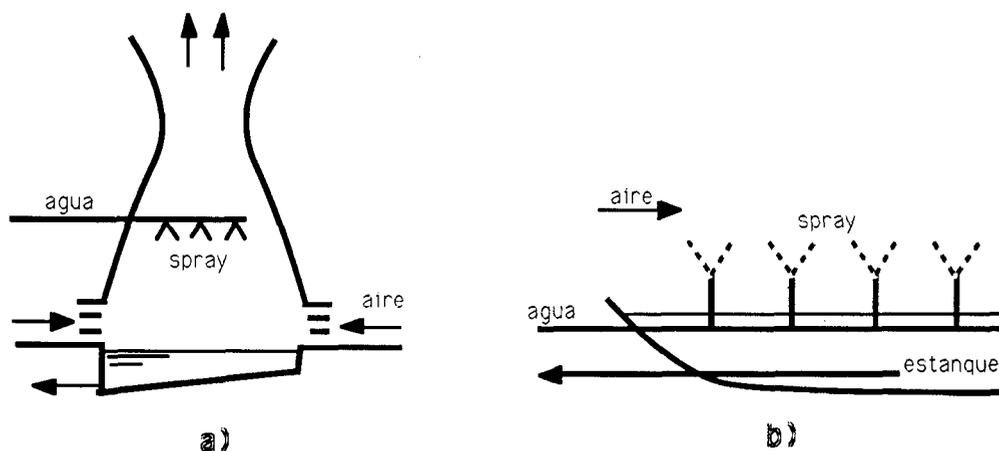


Fig. 8.3. Enfriamiento del agua por evaporación al aire: a) torre húmeda por convección natural, b) estanque artificial con pulverizadores (sprays).

En el caso de la Fig. 8.3b, el agua del estanque estará a una temperatura cercana a la de saturación adiabática del aire ambiente. En cualquiera de estos casos es necesario ir reponiendo el agua que se pierde por evaporación, que será una pequeña fracción respecto a la que se necesitaría en circuito abierto. Aunque el impacto ecológico de estos sistemas es menor, hay que prever la posibilidad de aparición de grandes nieblas en días húmedos, así como la formación de hielo en el caso de la Fig. 8.3b.

En las torres húmedas la circulación del aire puede ser por tiro natural (en cuyo caso aumenta el coste de instalación, ya que se necesitan alturas de hasta 100 m en las grandes centrales) o por tiro forzado con un ventilador soplante o aspirante (son las más compactas, y para pequeñas cargas puede incluso ponerse encima del tejado en ambientes urbanos). La eficiencia depende principalmente de la matriz sólida de relleno, que debe tener gran área mojada y a la vez causar poca pérdida de presión. También puede aumentarse disponiendo un cambiador de calor seco agua/aire antes de la entrada del aire en la torre, con lo que se logra además reducir la producción de nieblas.

La temperatura de la atmósfera terrestre

La atmósfera es una delgada capa gaseosa que envuelve a la Tierra, semitransparente a la radiación solar y casi opaca a la radiación infrarroja lejana (efecto invernadero), por lo que se calienta de adentro hacia afuera, en contra del gradiente gravitatorio, dando lugar a inestabilidades fluidas. Para el balance energético global y su distribución, véase el apartado de radiación solar en el Cap. 19.

El intercambio másico de la atmósfera con la superficie terrestre (hay una pequeña pérdida de gases hacia el exterior, hidrógeno atómico y helio, que es despreciable) viene dominado por la única especie condensable de la atmósfera, el agua, cuyos cambios de fase producen grandes efectos térmicos.

Si la atmósfera estuviese en equilibrio termodinámico su temperatura sería uniforme (no variaría con la altura), pero la atmósfera se aparta bastante del estado de equilibrio térmico por culpa de su semitransparencia a las radiaciones, lo que hace que, incluso suponiendo geometría unidimensional (Tierra plana), el equilibrio térmico sea dinámico, con un flujo de calor constantemente hacia afuera, equilibrado con el flujo de radiación pasante.

El modelo más sencillo que aproxima este comportamiento es el de la atmósfera estándar internacional, que se define como aquella constituida por una mezcla de composición fija, que se comporta como un gas perfecto de masa molar $0,029 \text{ kg/mol}$ y $c_p=1000 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, en presencia de una gravedad constante $g=9,8 \text{ m.s}^{-2}$, y con un gradiente de temperatura de $-6,5 \text{ }^\circ\text{C/km}$ hasta los 11 km de altura y luego temperatura constante hasta 20 km (ver Problema 1.4).

En realidad, el perfil de temperaturas con la altura es muy variable espacio-temporalmente, sobre todo en los primeros kilómetros ($288\pm 50 \text{ K}$ a nivel del mar), no así el perfil de presiones, que varía sólo ligeramente ($101\pm 2 \text{ kPa}$ a nivel del mar). El gradiente de temperatura en la troposfera es negativo porque recibe radiación por abajo y emite en todas direcciones, pero en la estratosfera (por encima de 11 km) se anula e invierte el gradiente porque recibe más por arriba que por abajo (debido a la absorción selectiva de radiación ultravioleta por el ozono) y radia por igual en todas direcciones (más arriba la temperatura vuelve a disminuir y luego ya aumenta indefinidamente, pero ya la densidad es bajísima y hay que recurrir a un modelo cinético, no de medio continuo).

Para estudiar la estabilidad de la estratificación atmosférica (inestabilidad de Rayleigh-Taylor), supongamos que una masa de aire se desplaza adiabáticamente en altura, adaptándose instantáneamente a la presión local, pues el tiempo de relajación mecánica será muchos órdenes de magnitud más pequeño. Sea $\lambda_0 \equiv -dT_0/dz$ ($6,5 \text{ }^\circ\text{C/km}$) el gradiente de temperatura estándar y $\lambda \equiv -dT/dz$ el gradiente que se daría en la expansión adiabática que, suponiendo evolución isentrópica, será:

$$\frac{dT}{T} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dp}{p} \rightarrow \frac{dT}{dz} = -\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\rho g T}{p} \rightarrow \lambda = -\frac{dT}{dz} = \frac{g}{c_p} \quad (8.23)$$

Es decir, la masa de control se enfriaría en su ascenso una cantidad $g/c_p=9,8/1000=9,8$ °C/km, más de los 6,5 °C/km, luego su densidad aumentaría más deprisa y aparecería una fuerza de peso que se opone al movimiento, luego éste es estable.

Sin embargo, si se considera la posibilidad de que el aire húmedo condense, entonces el movimiento será inestable porque en la condensación se libera la entalpía de cambio de fase, que va calentando y dilatando la masa ascendente, incrementándose su flotabilidad (la velocidad de condensación depende del grado de subenfriamiento y la transmisión de calor). En las situaciones estables las nubes son de poco desarrollo vertical (estratos) y no hay tendencia a la lluvia; en cambio, en las situaciones inestables se forman nubes de gran desarrollo vertical (cúmulos) y hay tendencia a la lluvia.

Para que la atmósfera sea estable basta pues con que el gradiente adiabático, $-9,8$ °C/km sea menor (algebraicamente) que el gradiente real (llamado geométrico). Un caso claro de situación estable es la que se da cuando hay "inversión atmosférica", es decir, cuando el gradiente real es positivo (la temperatura aumenta con la altura), lo cual se suele dar de madrugada al enfriarse el suelo y el aire en contacto con él, aunque si persiste esta inversión durante días el aire de las ciudades acumula los contaminantes y la contaminación puede hacerse muy dañina.

RECAPITULACION

1. Se define el modelo y las variables que cuantifican el estado de equilibrio del aire húmedo y se deducen las relaciones entre ellas, como p.e. $w = M_{va} / [\frac{p}{p^*} - 1]$.
2. Se define la temperatura de rocío (o de escarcha si es inferior a 0 °C) y se calcula en función de la humedad relativa y la temperatura, así como la temperatura de saturación adiabática, que, aunque numéricamente coincide en la práctica con la temperatura de bulbo húmedo, no deben confundirse conceptualmente.
3. Se determinan las funciones termodinámicas de estado del aire húmedo, no sólo la densidad y la entalpía, sino también la entropía y la exergía, calculando el coste energético mínimo para obtener agua pura a partir de una atmósfera de aire húmedo, o para cualquier otro proceso de aire húmedo.
4. Se describen los diagramas psicrométricos, su construcción, su rango de aplicación y su manejo.
5. Como la aplicación más importante del aire húmedo es la del acondicionamiento ambiental, se presenta una descripción general de la problemática del control ambiental y su conexión con las cargas másicas y térmicas en los ambientes biológicos.
6. Se describen los procesos de humidificación, secado y enfriamiento, y en particular los procesos de acondicionamiento de locales en verano y en invierno.
7. Se estudia el intercambio másico y energético en las torres de refrigeración húmedas.
8. Se analiza la estabilidad de la atmósfera terrestre.

PROBLEMAS

8.1. Un día seco y caluroso en Madrid se registraron los siguientes datos meteorológicos: temperatura 40 °C, presión 705 mm Hg, humedad relativa del aire 30%. Se desea calcular:

- La humedad específica.
- La temperatura de rocío.
- La temperatura de saturación adiabática.
- El calor a evacuar en 1 m³ de aire para alcanzar la temperatura de rocío.
- La cantidad de agua a añadir a 1 m³ de aire para alcanzar la temperatura de saturación adiabática.

Sol.: a) $w = 0,015$; b) $T_R = 18,5$ °C; c) $T_{sa} = 23,5$ °C; d) $Q = 24$ kJ/m³, e) 6 gr/m³.

8.2. En un recipiente de 5 litros, en una atmósfera a 90 kPa, 27 °C y 50% de humedad relativa, se vierten 3 litros de agua y a continuación se cierra herméticamente. Se pide:

- Calcular la cantidad de vapor de agua en el instante inicial y en el equilibrio final.
- Calcular el calor intercambiado con el exterior.
- Calcular la producción de entropía en el proceso.
Posteriormente se calienta el recipiente hasta que la presión interior alcanza los 450 kPa. Se pide:
- Suponiendo que el nivel de líquido apenas varía, calcular la temperatura alcanzada y la masa de agua evaporada.
- Calcular el calor comunicado.

Sol.: a) $w_{inicial} = 1,26 \cdot 10^{-2}$ kg_{agua}/kg_{aire seco}, $w_{final} = 2,52 \cdot 10^{-2}$ kg_{agua}/kg_{aire seco}; b) $Q = 59,4$ J; c) $\Delta S = 3,5 \cdot 10^{-3}$ J/K; d) $T = 136,5$ °C, $m = 3,43 \cdot 10^{-3}$ kg_{agua}; e) $Q = 1387$ kJ.

8.3. Calcular la cantidad de agua que hay que añadir para pasar aire atmosférico de 2 °C y 70% de humedad a 26 °C y 40% de humedad.

Sol.: $\Delta w = 5,3 \cdot 10^{-3}$ kg_{agua}/kg_{aire seco}.

8.4. Determinar la variación de la humedad relativa con la presión en una compresión isentrópica de aire húmedo.

Sol.: $w = cte \Rightarrow \frac{p}{\phi p^*(T)} = cte \xrightarrow{\frac{dT}{T} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dp}{p}} \frac{d\phi}{\phi} = \frac{dp}{p} \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{h_{iv}^\oplus M_v}{R_u T^\oplus} \right)$

8.5. Determinar las condiciones a la salida tras mezclar dos corrientes, una de 0,01 kg/s de aire húmedo a 200 kPa, 50 °C y 50% de humedad relativa, y la otra de 0,001 kg/s de vapor de agua saturado a 100 kPa, sabiendo que la salida es a 100 kPa.

Sol.: $w_e = 0,02$, $w_s = 0,12$, $T_s = 60$ °C, $\phi_s = 0,8$.

8.6. En la etapa previa de una planta de licuación de aire, se comprime aire ambiente a 25 °C, 100 kPa y 50% de humedad hasta 10 MPa, y se deja enfriar. Calcular la cantidad de agua que condensa.

Sol.: $\Delta w = 0,010 - 0,0002 \approx 0,01$ kg_{agua}/kg_{aire}.

- 8.7. Se dispone de un depósito de 5 m^3 conteniendo vapor de agua a $200 \text{ }^\circ\text{C}$ y 1 MPa en presencia de una atmósfera a $15 \text{ }^\circ\text{C}$, 100 kPa y 60% de humedad. Se pide:
- Trabajo máximo obtenible si sólo se contempla el atemperamiento a volumen constante.
 - Trabajo máximo obtenible si se contempla el equilibrio térmico y mecánico.
 - Trabajo máximo obtenible si se contempla el equilibrio térmico y mecánico y además se contabiliza el efecto de la dilución del agua en el aire.

Sol.: a) $W=16,9 \text{ MJ}$; b) $W=17,4 \text{ MJ}$.

- 8.8. Para refrigerar el condensador de una central nuclear de 1000 MW de rendimiento térmico de $0,33$ se va a usar una torre húmeda que enfriará el agua $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Se pide:
- Calcular el gasto de agua que debe circular para enfriar el condensador.
 - Calcular el gasto de agua perdido por evaporación.

Sol.: a) $\dot{m} = 47620 \text{ kg/s}$; b) $\dot{m} = 833 \text{ kg/s}$.

- 8.9. Se desea enfriar una corriente de agua de 100 kg/s desde $40 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta $33 \text{ }^\circ\text{C}$ en una torre por contacto con aire atmosférico a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, 93 kPa y 50% de humedad. Suponiendo que el aire alcanza el equilibrio termodinámico con el agua, se pide:

- Temperatura de rocío, temperatura de saturación adiabática y humedad absoluta de la atmósfera.
- Humedad absoluta a la salida.
- Gasto de aire necesario.
- Gasto de agua evaporado.
- Calor evacuado.

Sol.: a) $w=0,014$, $T_R=19 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{sa}=22 \text{ }^\circ\text{C}$; b) $w=0,053$; c) $\dot{m}_{\text{aire}}=28 \text{ kg/s}$; d) $\Delta\dot{m}_{\text{agua}}=1,1 \text{ kg/s}$; e) $Q=3 \text{ MW}$.

- 8.10. Para el acondicionamiento de verano de un local a $21 \text{ }^\circ\text{C}$ y 50% de humedad, estando el exterior a $35 \text{ }^\circ\text{C}$ de bulbo seco y $25 \text{ }^\circ\text{C}$ de bulbo húmedo, se utiliza un refrigerador para enfriar el aire hasta su punto de rocío y un calentador posterior. Sabiendo que el local recibe 20 kW y que se hace recircular el 80% del aire, el cual sale del local a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ y 45% de humedad, se pide:

- Flujo de aire necesario.
- Estado del aire suministrado al local.
- Potencias de refrigeración y calefacción necesarias.
- Cantidad de agua recibida del local.

Sol.: a) $0,263 \text{ kg/s}$ de renovación + $1,4 \text{ kg/s}$ de recirculación; b) $17 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi = 0,56$; c) $41,4 \text{ kW}$, $14,4 \text{ kW}$; d) $0,003 \text{ kg/s}$ de agua.

- 8.11. Se desea pasar una corriente de aire de $1,3 \text{ kg/s}$ desde unas condiciones atmosféricas de $5 \text{ }^\circ\text{C}$, 90 kPa y 20% de humedad relativa hasta $30 \text{ }^\circ\text{C}$ y 90% de humedad. Se pide:

- Estimar el coste energético mínimo (camino perfecto).
- Suponiendo que se usase un calentador eléctrico, calcular la potencia necesaria.
- Suponiendo que se usase una bomba de calor de Carnot, calcular la potencia necesaria.

- d) Suponiendo que se usase una bomba de calor con R-12 como fluido de trabajo, con un rendimiento adiabático del compresor de 0,8 y 5 °C de salto térmico en los cambiadores, calcular la potencia necesaria.

Sol.: a) 11,3 kW; b) 105 kW; c) 27 kW; d) 54,6 kW.

- 8.12. Por la parte superior de una torre de refrigeración entran 50 m³/h de agua a 45 °C y se desea obtener una disminución de temperatura de 15 °C. El aire que entra por la parte inferior está a 25 °C y 50% de humedad, y se desea que salga por la parte superior saturado a 44 °C. Se pide:

- Gasto de aire requerido.
- Gasto de agua perdido.
- Densidad del aire a la entrada y a la salida.
- Diámetro de la torre para que la velocidad media del aire sea de 5 m/s.

Sol.: a) 5,9 kg (aire seco); b) 0,31 kg/s; c) 1,16 kg/m³, 1,06 kg/m³; d) 1,16 m.

- 8.13. Se desea enfriar 300 kg de agua por minuto desde 50 °C a 25 °C en una torre de refrigeración. Para ello se hacen circular por ella 730 m³/min de aire atmosférico a contracorriente.

La atmósfera está a una presión de 94 kPa y las temperaturas de bulbo seco y húmedo son 25 °C y 15 °C, respectivamente. En el proceso de mezcla se pierde el 3,7% de agua por evaporación. Se pide:

- Humedad relativa y absoluta y temperatura de rocío de la atmósfera.
- Densidad del aire a la entrada.
- Humedad absoluta y temperatura del aire a la salida.

Sol.: a) $\phi = 0,3$, $w = 0,006$, $T_R = 6,5$ °C; b) $\rho = 1,1$ kg/m³; c) $w = 0,02$, $T = 28,5$ °C.

- 8.14. Para el acondicionamiento de un local en verano se toma una corriente de 0,1 kg/s de aire atmosférico a 32 °C, 100 kPa y 50% de humedad y se enfría (parte del agua condensa y se elimina) con un refrigerador que utiliza R-12 y funciona con presiones máxima y mínima de 0,9 MPa y 0,4 MPa; el rendimiento adiabático del compresor es de 0,8. Esta corriente de aire frío y saturado se mezcla adiabáticamente con otra corriente de aire atmosférico sin tratar, saliendo todo a 24 °C y 70% de humedad. Se pide:

- Esquema de la instalación y diagramas termodinámicos ($h-w$ y $T-s$) de los procesos.
- Temperatura de rocío y de saturación adiabática de la atmósfera.
- Humedades absolutas de las tres corrientes implicadas.
- Temperatura a la que hay que enfriar la corriente mencionada, y calor a evacuar.
- Gasto de aire a la salida de la cámara de mezcla.
- Temperaturas del R-12 en el refrigerador.
- Gasto circulante de R-12.

Sol.: b) $T_R = 20$ °C, $T_{ad} = 23,5$ °C; c) $w_1 = 0,011$, $w_2 = 0,015$, $w_3 = 0,013$; d) $T = 16$ °C, $q = 25$ kJ/kg; e) $m_3 = 0,2$ kg/s; f) $T_1 = 280$ K, $T_2 = 325$ K, $T_3 = 312$ K, $T_4 = 288$ K; g) $\dot{m}_{R-12} = 0,021$ kg/s.

- 8.15. En un depósito de 30 m^3 hay inicialmente 1 m^3 de agua líquida en equilibrio con aire a $15 \text{ }^\circ\text{C}$ y 100 kPa . Se introducen 100 kg de agua en estado bifásico a 700 kPa y 50% de fracción másica de vapor y se alcanza un nuevo estado de equilibrio definido por p_F y T_F . Se pide:
- Expresión de la cantidad de sustancia de agua en función del volumen de líquido en equilibrio (suma de la cantidad de sustancia de agua líquida y vapor de agua).
 - Cantidades de sustancia de agua y aire iniciales.
 - Cantidades de sustancia de agua y aire finales.
 - Plantear las ecuaciones de conservación de masa y energía para el depósito.
 - Volumen final de líquido si $T_F = T_{\text{inicial}}$.
 - Variación de la presión interior en el caso anterior.
 - Calor que debe salir del depósito en el caso citado.
 - Temperatura final si el proceso fuese adiabático.
 - Variación de la presión interior en el caso anterior.
- Sol.: a) $n_w = \rho_{\text{líqu}} V_{\text{líqu}} / M_w + p^*(T_F)(V_{\text{tot}} - V_{\text{líqu}}) / (R_u T_F)$; b) $n_{w,\text{ini}} = 55576 \text{ mol}$, $n_{a,\text{ini}} = 1192,5 \text{ mol}$; c) $n_{w,\text{ini}} = 61131 \text{ mol}$, $n_{a,\text{ini}} = 1192,5 \text{ mol}$; d) $\Delta m_a = 0$, $\Delta m_w = 100 \text{ kg}$, $\Delta E = Q + h_e \Delta m_w$; e) $V_{\text{líqu}} = 1,1 \text{ m}^3$; f) $\Delta p = 0,34 \text{ kPa}$; g) $Q = 166 \text{ MJ}$; h) $T_{\text{ad}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$; i) $p_{\text{ad}} = 123 \text{ kPa}$.