

ARIA UMIDA

Esercizio 1

In un ambiente di 64.3 m^3 vi è dell'aria alla pressione di 760 mm Hg alla temperatura di $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e con un'umidità relativa $\varphi = 0.64$.

Determinare, ricorrendo prima al diagramma psicrometrico e poi all'approccio analitico:

- Il titolo (umidità specifica) dell'aria;
- La quantità di vapore contenuta nell'ambiente.

- Dal diagramma psicrometrico ($760 \text{ mm Hg} = 101.325 \text{ kPa}$) $x \cong 9.6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$
Per via analitica ($t > 0 \text{ }^\circ\text{C}$), calcolando la pressione di saturazione alla temperatura di $20 \text{ }^\circ\text{C}$ tramite la relazione semplificata (valida per $p = 101.325 \text{ kPa}$):

$$p_s(t) = 611.85 \times \exp\left(\frac{17.502 \times t}{240.9 + t}\right)$$

con t [$^\circ\text{C}$] e $p_s(t)$ in [Pa]

si ottiene:

$$p_s(20 \text{ }^\circ\text{C}) \cong 2341 \text{ Pa} \quad \cong 2.341 \text{ kPa}$$

Il titolo x si ricava dalla:

$$x = 0.622 \frac{j \cdot p_s(t)}{p - j \cdot p_s(t)} = 0.622 \frac{0.64 \cdot 2.341}{101.325 - 0.64 \cdot 2.341}$$

$$x = 9.34 \times 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_a = 9.34 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

- Per determinare la quantità di vapore contenuta nell'ambiente si può operare in due modi:

1. Applicare al vapore l'equazione di stato dei gas ideali:

$$m_v = \frac{p_v \cdot V}{R_v \cdot T} = \frac{j \cdot p_s \cdot V}{R_v \cdot T} = \frac{0.64 \cdot 2341 \cdot 64.3}{\left(\frac{8314}{18.02}\right) \cdot (273.15 + 20)}$$

$$m_v \cong 0.71 \text{ kg}$$

2. Calcolare la massa d'aria secca presente dell'ambiente e moltiplicarla per l'umidità specifica:

$$m_a = \frac{p_a \cdot V}{R_a \cdot T} = \frac{(p - p_v) \cdot V}{R_a \cdot T} = \frac{(101.325 - 0.64 \cdot 2.341) \times 10^3 \cdot 64.3}{\frac{8314}{28.97} \cdot (273.15 + 20)}$$

$$m_a \cong 76.3 \text{ kg}$$

$$m_v = x \cdot m_a = 9.34 \times 10^{-3} \cdot 76.3 \cong 0.71 \text{ kg}$$

Esercizio 2

Una portata d'aria $\dot{V}_e = 400 \text{ m}^3/\text{h}$, alla pressione $p = 101.325 \text{ kPa}$, viene riscaldata, a pressione e titolo costanti, a $t_u = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. L'aria entra nello scambiatore di calore ad una temperatura $t_e = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e grado igrometrico $\phi_e = 0.9$. Calcolare la potenza della batteria di scambio termico.

Il bilancio dell'energia per sistemi aperti si esprime, in tal caso:

$$q_{12} = \dot{m}_a (h_u - h_e); \quad \dot{m}_a = \frac{\dot{V}_e}{v_e}$$

Utilizzando il diagramma psicrometrico:

$$t_e = 10 \text{ }^\circ\text{C}; j_e = 0.9 \rightarrow h_e \cong 27 \text{ kJ/kg}_a; x \cong 7 \text{ g}_v/\text{kg}_a; v_e \cong 0.81 \text{ m}^3/\text{kg}_a$$

$$t_u = 40 \text{ }^\circ\text{C}; x = 7 \text{ g}_v/\text{kg}_a \rightarrow h_u \cong 57 \text{ kJ/kg}_a; j_u \cong 15\%$$

$$q_{12} = \frac{400}{3600 \cdot 0.81} (57 - 27) = 4.12 \text{ kW}$$

Per via analitica:

$$h = 1.006 t + x(2501 + 1.875 t)$$

Il titolo viene valutato tramite la:

$$x = 0.622 \frac{j_e \cdot p_s(t_e)}{p - j_e \cdot p_s(t_e)}$$

e la pressione di saturazione dalla :

$$p_s(t_e) = 611.85 \times \exp\left(\frac{17.502 \cdot t_e}{240.9 + t_e}\right) \cong 1229 \text{ Pa} \cong 1.229 \text{ kPa}$$

da cui:

$$x = 0.622 \frac{0.9 \cdot 1.229}{101.325 - 0.9 \cdot 1.229} \cong 6.9 \times 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_a = 6.9 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$h_e = 1.006 \cdot 10 + 6.9 \times 10^{-3} (2501 + 1.875 \cdot 10) = 27.5 \text{ kJ/kg}_a$$

$$h_u = 1.006 \cdot 40 + 6.9 \times 10^{-3} (2501 + 1.875 \cdot 40) = 58 \text{ kJ/kg}_a$$

$$v_e = \frac{R \cdot T}{p_{a_e}} = \frac{287 \cdot (273.15 + 10)}{(101.325 - 0.9 \cdot 1.229) \cdot 10^3} = 0.81 \text{ m}^3/\text{kg}_a$$

$$q_{12} = \frac{400}{3600 \cdot 0.81} (58 - 27.5) = 4.18 \text{ kW}$$

Si può notare che, pur avendo utilizzato un diagramma psicrometrico "non professionale", la differenza fra i risultati ottenuti con le due procedure è di modesta entità.

Esercizio 3

In un essiccatore, operante al livello del mare, viene introdotta dell'aria la cui temperatura, misurata con il termometro a bulbo secco, vale $22\text{ }^\circ\text{C}$, mentre il termometro a bulbo umido indica $17\text{ }^\circ\text{C}$. Prima di lambire il materiale da essiccare, l'aria viene riscaldata sino alla temperatura di $90\text{ }^\circ\text{C}$.

A contatto con il materiale da essiccare l'aria si raffredda, attraverso un processo di saturazione adiabatica, ed esce dall'essiccatore con $\phi = 100\%$.

Determinare:

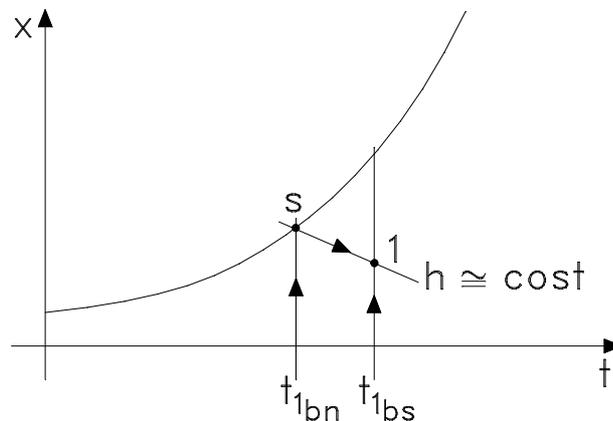
- Titolo, grado igrometrico e temperatura di rugiada all'ingresso;
- La quantità di calore necessaria per riscaldare 1 kg di aria fino a $90\text{ }^\circ\text{C}$;
- La quantità di acqua asportata dal materiale da essiccare, da 1 kg di aria;
- La temperatura di uscita dell'aria dall'essiccatore,

Procedere utilizzando, ove possibile, sia il diagramma psicrometrico per temperature normali, che l'approccio analitico.

- a) Diagramma psicrometrico:

$$t_{1bs} = 22\text{ }^\circ\text{C}; t_{1bn} = 17\text{ }^\circ\text{C} \rightarrow j_1 = 60\%; x_1 \cong 10\text{ g}_v/\text{kg}_a; t_{ru_1} \cong 14\text{ }^\circ\text{C}$$

Valutazione analitica.



Con buona approssimazione, i punti S ed 1 sono caratterizzati da uguale valore dell'entalpia:

$$h_s = 1.006 t_{1bn} + x_s (2501 + 1.875 t_{1bn}) = h_1 = 1.006 t_{1bs} + x_1 (2501 + 1.875 t_{1bs})$$

Pertanto è sufficiente valutare $h_s \cong h_1$, per determinare le altre grandezze del punto 1.

$$p_s(t_{1bn}) = 611.85 \times \exp\left(\frac{17.502 \cdot 17}{240.9 + 17}\right) \cong 1940\text{ Pa} \cong 1.94\text{ kPa}$$

$$x_s = 0.622 \frac{1.94}{101.325 - 1.94} \cong 12.1 \times 10^{-3}\text{ kg}_v/\text{kg}_a = 12.1\text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$h_1 \cong h_s = 1.006 \cdot 17 + 12.1 \times 10^{-3} (2501 + 1.875 \cdot 17) \cong 47.8\text{ kJ}/\text{kg}_a$$

Risolvendo per x_1 :

$$x_1 = \frac{h_1 - 1.006 \cdot t_{1bs}}{2501 + 1.875 \cdot t_{1bs}} = \frac{47.8 - 1.006 \cdot 22}{2501 + 1.875 \cdot 22}$$

$$x_1 \cong 10.1 \times 10^{-3} \text{ kg}_v / \text{kg}_a = 10.1 \text{ g}_v / \text{kg}_a$$

La pressione di saturazione alla temperatura t_{1bs} :

$$p_s(t_{1bs}) = 611.85 \times \exp\left(\frac{17.502 \cdot 22}{240.9 + 22}\right) \cong 2647 \text{ Pa} \cong 2.647 \text{ kPa}$$

Dalla:

$$x_1 = 0.622 \frac{j_1 \cdot p_s(t_{1bs})}{p - j_1 \cdot p_s(t_{1bs})}$$

e risolvendo per φ :

$$j = \frac{\frac{x_1 \cdot p}{0.622 \cdot p_s(t_{1bs})}}{1 + \frac{x_1}{0.622}}$$

$$j = \frac{10.1 \times 10^{-3} \cdot 101.325}{1 + \frac{10.1 \times 10^{-3}}{0.622}} \cong 0.61$$

La temperatura di rugiada può ottenersi con la seguente relazione, valida per $0^\circ\text{C} \leq t \leq 93^\circ\text{C}$:

$$t_{ru} = 6.54 + 14.526 \cdot a + 0.7389 \cdot a^2 + 0.09486 \cdot a^3 + 0.4569(p_v)^{0.1984}$$

dove $\alpha = \ln(p_v) = \ln(\varphi \cdot p_s)$

t_{ru} è espressa in gradi Celsius, e la pressione parziale p_v in [kPa].

Si ottiene:

$$a = \ln(0.61 \cdot 2.647) = 0.4791$$

$$t_{ru} \cong 14.2^\circ\text{C}$$

b) Poiché la temperatura di 90°C non è riportata sul diagramma psicrometrico per "temperature normali", siamo costretti a procedere esclusivamente per via analitica.

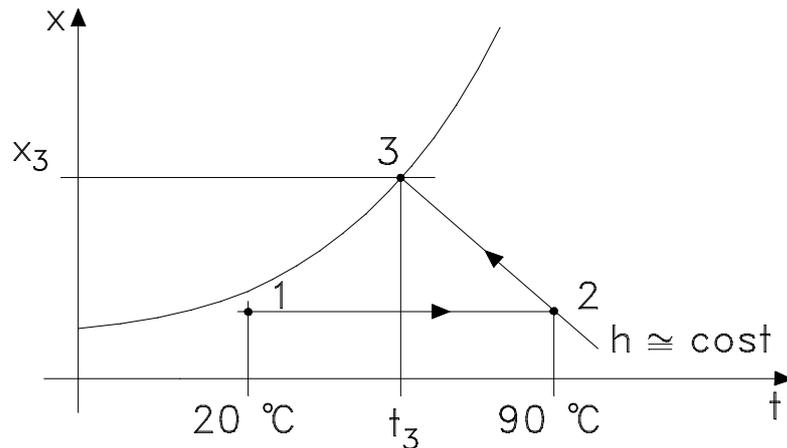
La valutazione è molto semplice, perché il riscaldamento avviene ad umidità specifica costante (indichiamo con "2" il punto a fine riscaldamento):

$$q_{12} = h_2 - h_1 = 1.006(90 - 22) + 10.1 \times 10^{-3}(1.875(90 - 22))$$

$$q_{12} \cong 69.7 \text{ kJ} / \text{kg}_a$$

c) In questo caso, non possediamo per il punto 3, né il valore della temperatura, né il valore del titolo.

Sappiamo, però, che $h_3 \cong h_2$.



Una via possibile è quella di procedere numericamente (disponendo di un calcolatore) oppure per “tentativi”:

- 1- Si fissa un valore t_3 di tentativo;
 - 2- Si calcola $p_s(t_3)$ e x_3 ;
 - 3- Si calcola h_3 , e, se $|h_3 - h_2| > \varepsilon$, si aggiusta il valore di t_3 e si riparte da 2.
- Valutiamo dapprima h_2 :

$$h_2 \cong h_3 = 1.006 \cdot 90 + 10.1 \cdot 10^{-3} (2901 + 1.875 \cdot 90) = 117.5 \text{ kJ/kg}_a$$

Fissiamo $t_3 = 40 \text{ °C}$:

$$p_s(40 \text{ °C}) = 611.85 \times \exp\left(\frac{17.502 \cdot 40}{240.9 + 40}\right) \cong 7397 \text{ Pa} = 7.397 \text{ kPa}$$

$$x_3^* = 0.622 \cdot \frac{7.397}{101.325 - 7.397} \cong 49 \times 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_a = 49 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$h_3^* = 1.006 \cdot 40 + 49 \times 10^{-3} (2501 + 1.875 \cdot 40) \cong 166.5 \text{ kJ/kg}_a$$

valore troppo elevato.

Riducendo t_3 a 35 °C , si ottiene:

$$p_s(35 \text{ °C}) \cong 5.635 \text{ kPa}$$

$$x_3^{**} = 36.6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$h_3^{**} \cong 129.2 \text{ kJ/kg}_a$$

valore ancora troppo elevato ma vicino a h_3 .

Fissando $t_3 = 33 \text{ °C}$:

$$p_s(33 \text{ °C}) \cong 5.04 \text{ kPa}$$

$$x_3^{***} = 32.6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$h_3^{***} \cong 116.7 \text{ kJ/kg}_a \cong h_3 \quad (|\Delta h_3| < 1\%)$$

Pertanto:

$$m_l = (x_3 - x_2) = 32.6 - 10.1 = 22.5 \text{ g}_l / \text{kg}_a$$

d) La temperatura di uscita dell'aria essiccata è:

$$t_3 \cong 33 \text{ }^\circ\text{C}$$

(Tale valore è teorico, poiché presuppone che l'essiccatore si comporti da umidificatore ideale).