

CLI 4CGU

Ex. 7.2 Charges en hiver (tout air recyclé et mélange)

On se propose de faire le bilan thermique en régime permanent en hiver d'une salle de réunion afin d'estimer les chaleurs sensibles et latentes de ce local.

Les données du problème sont les suivantes :

Air extérieure : $\theta_E = -10\text{ °C}$, $\varphi_E = 100\%$

Air intérieur : $\theta_I = 20\text{ °C}$, $\varphi_I = 40\%$

Caractéristiques du local

- surface du local : $S_l = 30\text{ m}^2$

- paroi vitrée : $S_v = 5\text{ m}^2$, $U_v = 5\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

- paroi opaque : $S_p = 20\text{ m}^2$; $U_p = 1.2\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

- éclairage : $p_e = 10\text{ W}/\text{m}^2$

- occupants : $n_p = 5$ personnes ; une personne dissipe une chaleur sensible de $q_{s,p} = 60\text{ W}$ et dégage 60g d'humidité par heure ($\dot{m}_{v,p} = 60\text{ g/h}$).

1) Tout air recyclé

Après avoir calculé la chaleur latente dissipée par un occupant, donner la chaleur sensible et latente du local. Quel système faut-il prévoir pour climatiser un tel local en tout air recyclé ? Quel est le débit d'air de la CTA si la différence de température entre l'air de soufflage et l'air intérieur est de 15 K pour le chauffage et 10 K pour refroidissement ?

Solution

On considère le volume de contrôle délimité par les surfaces du local.

Charge sensible

Flux de chaleur sensible du local :

$$\dot{Q}_{s,l} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_v + p_e S_l + \dot{Q}_{s,o}$$

où

- flux à travers les parois :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_p &= U_p S_p (\theta_E - \theta_I) = 1.2 \times 20 \times (-10 - 20) \\ &= -720\text{ W}\end{aligned}$$

- flux à travers les vitres :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_v &= U_v S_v (\theta_E - \theta_I) = 5 \times 5 \times (-10 - 20) \\ &= -750\text{ W}\end{aligned}$$

- apports éclairage :

$$p_e S_l = 10 \times 30 = 300\text{ W}$$

- apports occupants :

$$\dot{Q}_{s,o} = n_o q_p = 5 \times 60 = 300\text{ W}$$

Il en résulte le flux sensible du local :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,l} &= -720 - 750 + 300 + 300 \\ &= -870\text{ W} = -0.870\text{ kW}\end{aligned}$$

Charge latente

Flux de chaleur latente du local

$$\dot{m}_{v,l} = n_p \dot{m}_{v,p} = 5 \times \frac{60 \cdot 10^{-3}}{3600}$$

$$= 0.0833 \cdot 10^{-3}\text{ kg/s}$$

$$h_v = 2500\text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{l,l} = \dot{m}_v h_v = 0.0833 \cdot 10^{-3} \times 2500$$

$$= 0.208 \text{ kW}$$

En tout air recyclé, en régime stationnaire, le bilan de masse est :

$$\dot{m}_{v,CTA} + \dot{m}_{v,l} = 0.$$

et le bilan d'énergie est :

$$\dot{Q}_{s,CTA} + \dot{Q}_{s,l} = 0$$

Il en résulte :

$$\dot{m}_{v,CTA} = -0.0833 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{s}$$

$$\dot{Q}_{s,CTA} = 0.870 \text{ kW}$$

Les **procédés nécessaires** sont la déshumidification et le chauffage. La déshumidification peut être réalisée par refroidissement dans une batterie humide.

La pente de la droite de soufflage (ou rapport caractéristique du mélange air intérieur – air soufflé) :

$$\gamma \equiv \frac{\Delta h}{\Delta r} = \frac{\dot{Q}_{s,l} + \dot{m}_v h_v}{\dot{m}_v}$$

$$= \frac{-0.870 + 0.208 \text{ kW}}{0.0833 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}}$$

$$= -7.947 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}_v$$

$$= -7.947 \text{ kJ/g}_v$$

est dans le domaine 2 (chauffage et déshumidification) ; le rapport caractéristique est presque zéro.

Une autre solution est de calculer la teneur en humidité pour une température éloignée, $\theta_R = 50^\circ\text{C}$:

$$r_R = r_I + \frac{\dot{Q}_{l,l}}{\dot{Q}_{s,l}} \cdot \frac{c_{as}}{1_v} (\theta_R - \theta_2)$$

$$= 5.80 \cdot 10^{-3} + \frac{0.208}{-0.870} \frac{1}{2494} (50 - 20)$$

$$= 2.92 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$

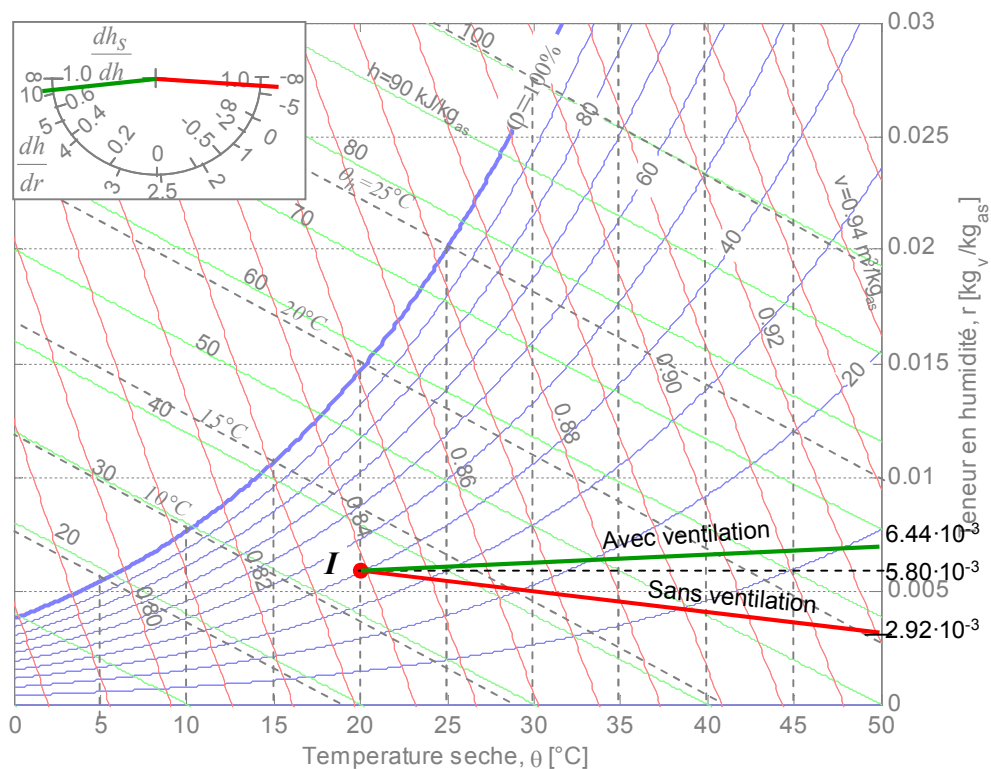
où

$$r_I \Big|_{\theta=20^\circ\text{C}, \phi=100\%} = 5.80 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$

Pour une différence de 15 K entre la température intérieure et celle de soufflage, le débit d'air est :

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{Q}_{s,l}}{c_{as} (\theta_S - \theta_I)} = \frac{-870 \cdot 10^{-3}}{1 \times (-15)}$$

$$= 0.058 \text{ kg}_{as}/\text{s}$$



$\dot{Q}_{CTA} + \dot{Q}_l = 0$ bilan CTA – local ;

$$\dot{Q}_{CTA} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{s,CTA} \\ \dot{Q}_{l,CTA} \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} \dot{Q}_{s,CTA} \\ \dot{Q}_{l,CTA} \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\theta \\ \Delta r \end{bmatrix} ; \dot{Q}_l = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{s,l} \\ \dot{Q}_{l,l} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.870 \text{ kW} \\ 0.208 \text{ kW} \end{bmatrix}$$

Tracer vecteur \dot{Q}_{CTA} sur le diagramme de l'air humide :

2) Air neuf

Un orifice dans la façade fait pénétrer un débit d'air de $\dot{V}_E = 90 \text{ m}^3/\text{h}$ (air défini par convention dans les conditions du point intérieur). Donner la nouvelle chaleur sensible et latente du local.

Solution

Charge sensible

Si on considère le volume spécifique pour les conditions de l'air intérieur :

Le volume spécifique de l'air intérieur est :

$$v_I = 0.8378 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$$

Le débit massique d'air sec de l'extérieur est :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{as,E} &= \frac{\dot{V}_E}{v_I} = \frac{90/3600}{0.8378} \\ &= 29.84 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/\text{s} \end{aligned}$$

Il en résulte :

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{as,E} c_{as} (\theta_E - \theta_I) \\ &= 29.84 \cdot 10^{-3} \times 1 \times (-10 - 20) \\ &= -0.895 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,l} &= (\dot{Q}_p + \dot{Q}_v + p_e S_l + \dot{Q}_{s,o}) \\ &+ \dot{m}_{as,E} c_{as} (\theta_E - \theta_l) \\ &= -0.870 - 0.895 \\ &= -1.765 \text{ kW}\end{aligned}$$

Si on considère le volume spécifique pour les conditions de l'air extérieur :

Le volume spécifique de l'air extérieur est :

$$v_E = 0.7459 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{as,E} &= \frac{\dot{V}_E}{v_E} = \frac{90/3600}{0.7459} \\ &= 33.52 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/\text{s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{as,E} c_{as} (\theta_E - \theta_l) &= 33.52 \cdot 10^{-3} \times 1 \\ &\times (-10 - 20) \\ &= -1.005 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,l} &= (\dot{Q}_p + \dot{Q}_v + p_e S_l + \dot{Q}_{s,o}) \\ &+ \dot{m}_{as,E} c_{as} (\theta_E - \theta_l) \\ &= -0.870 - 1.005 \\ &= -1.875 \text{ kW}\end{aligned}$$

Charge latente

La teneur en humidité de l'air extérieur est :

$$r_E = 1.75 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$

et de l'air intérieur est :

$$r_l = 5.80 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$

La charge latente est :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{l,l} &= \dot{m}_v h_v + \dot{m}_{as,E} l_v (r_E - r_l) \\ &= 0.208\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}&+ 29.84 \cdot 10^{-3} \times 2500 \times (1.75 - 5.80) \cdot 10^{-3} \\ &= -0.094 \text{ kW}\end{aligned}$$

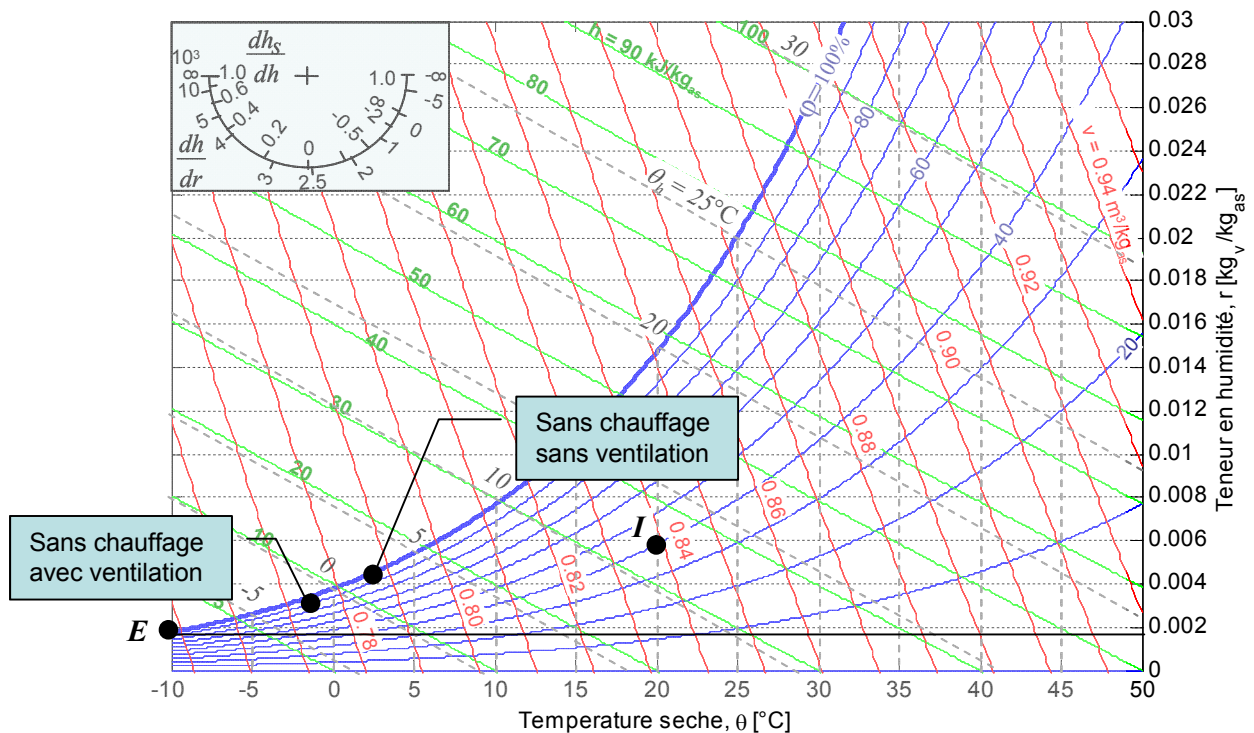
Le rapport caractéristique (la pente de la droite de soufflage) est :

$$\begin{aligned}\gamma &\equiv \frac{\Delta h}{\Delta r} = \frac{\dot{Q}_s + \dot{Q}_{l,l}}{\dot{m}_v + \dot{m}_{as} (r_E - r_l)} \\ &= \frac{-1.765 - 0.094}{0.0833 \cdot 10^{-3} + 0.0298 \times (1.75 - 5.80) \cdot 10^{-3}} \\ &= 49.72 \cdot 10^3\end{aligned}$$

Le calcul de la teneur en humidité pour une température éloignée, $\theta_R = 50^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}r_R &= r_l + \frac{\dot{Q}_{l,l}}{\dot{Q}_{s,l}} \cdot \frac{c_{as}}{l_v} (\theta_R - \theta_l) \\ &= 5.80 \cdot 10^{-3} + \frac{-0.094}{-1.765} \cdot \frac{1}{2494} (50 - 20) \\ &= 6.44 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}\end{aligned}$$

Les procédés nécessaires dans cette situation sont le chauffage et l'humidification.



3) Température intérieure sans chauffage

Le système de chauffage ne fonctionne plus. Quelle est alors la température intérieure (sans et avec ventilation) ?

Solution

- Sans ventilation

Bilan d'énergie :

$$\dot{Q}_p + \dot{Q}_v + p_e S_l + \dot{Q}_{s,o} = 0$$

où :

$$\dot{Q}_p = U_p S_p (\theta_E - \theta_I)$$

$$\dot{Q}_v = U_v S_v (\theta_E - \theta_I)$$

D'où :

$$\begin{aligned} \theta_I &= \theta_E + \frac{1}{U_p S_p + U_v S_v} (p_e S_l + \dot{Q}_{s,o}) \\ &= -10 + \frac{1}{1.2 \times 20 + 5 \times 5} (300 + 300) \\ &= 2.24^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Avec ventilation

Bilan d'énergie :

$$\dot{Q}_p + \dot{Q}_v + p_e S_l + \dot{Q}_{s,o} + \dot{m}_{as,E} c_{as} (\theta_E - \theta_I) = 0$$

où :

$$\dot{Q}_p = U_p S_p (\theta_E - \theta_I),$$

$$\dot{Q}_v = U_v S_v (\theta_E - \theta_I)$$

$\dot{m}_{as,E} = 33.52 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/\text{s}$ est pour les conditions extérieures

D'où :

$$\begin{aligned} \theta_I &= \theta_E + \frac{p_e S_l + \dot{Q}_{s,o}}{U_p S_p + U_v S_v + \dot{m}_{as,E} c_{as}} \\ &= -10 + \frac{300 + 300}{1.2 \times 20 + 5 \times 5 + 33.52 \cdot 10^{-3} \times 1 \cdot 10^3} \\ &= -2.72^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Note : Si les conditions de l'air infiltré sont prises à l'intérieure, il faut résoudre un système d'équation non-linéaire.

4) Sans contrôle de l'humidité

Que se passe-t-il si l'on ne contrôle pas l'humidité (sans et avec ventilation) ? Y a-t-il un risque de condensation sur les surfaces du local dans les trois situations ?

Solution

Si l'humidité est contrôlée, le point intérieur, I , reste inchangé.

Sans chauffage et sans ventilation, le débit massique d'humidité des sources internes va augmenter l'humidité de l'air jusqu'au point de saturation.

Sans chauffage et avec ventilation, on a trouvé la température intérieure :

$$\theta_I = -2.39^\circ\text{C}$$

Le bilan massique :

$$\dot{m}_v + \dot{m}_{as,AN} (r_E - r_I) = 0$$

donne

$$\begin{aligned} r_I &= r_E + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{as,AN}} \\ &= 0.00175 + \frac{0.0833 \cdot 10^{-3}}{29.84 \cdot 10^{-3}} \\ &= 0.0045 \text{ kg/kg}_{as} \end{aligned}$$

A la température intérieure, l'humidité relative sera

$$\varphi_I \Big|_{\theta=-2.39^\circ\text{C}, r=0.0028 \text{ kg/kg}_{as}} = 90\%$$