

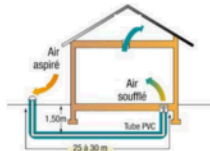
TD1 de Génie Energétique

Système tout air

- I. (*) Un puits canadien est connecté à un bâtiment de surface 10×10 et de hauteur 2.5m. On fixe les conditions intérieures ($T_i = 20^\circ\text{C}$, $HR_i = 40\%$), celles extérieures ($T_E = 35^\circ\text{C}$, $HR_E = 40\%$) et la température du sol de 15°C . Les apertures sont de 0.5 kW , le bâtiment est composé de 5 m^2 de vitre avec un facteur solaire de $g = 0.6$. On donne : $G_s = 100 \text{ W/m}^2$ pour l'éclairement solaire. **Déterminer** : les besoins énergétiques du bâtiment, les conditions de soufflage, l'efficacité de l'échangeur et la puissance absorbée par le puits canadien. **On fixe** : le débit de l'air à $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ et $\rho_{\text{air}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$.

Solution

- Schéma général



- On va déterminer les caractéristiques de l'air intérieur et extérieur :

| | | | | |
|-----------------|-----------------------------------|--|--------------------------|------------------------|
| Point intérieur | $T_{\text{int}}=20^\circ\text{C}$ | $w_{\text{in}}=0.0058 \text{ kgv/kgas}$ | $h=34.8 \text{ kJ/kgas}$ | $HR_{\text{in}}=40\%$ |
| Point extérieur | $T_{\text{ext}}=35^\circ\text{C}$ | $w_{\text{ext}}=0.0140 \text{ kgv/kgas}$ | $h=71.3 \text{ kJ/kgas}$ | $HR_{\text{ext}}=40\%$ |

- On va déterminer les conditions de l'air soufflé à partir d'un bilan énergétique dans le bâtiment :

$$\begin{cases} \dot{m}_S = \dot{m}_I = \dot{m}_{\text{air}} \\ \dot{m}_S \cdot w_S = \dot{m}_I \cdot w_I \\ \dot{m}_S \cdot h_S + H_0 = \dot{m}_I \cdot h_I \end{cases}$$

Le débit massique de l'air est de :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{V}_{\text{air}} \cdot \rho_{\text{air}} = 2000 \cdot 1.2 / 3600 = 0.66 \text{ kg/s}$$

On va déterminer la charge thermique du bâtiment en réalisant un bilan thermique :

$$H_0 = \dot{Q}_S + \dot{Q}_T = 5 \cdot 0.6 \cdot 0.100 + 0.5 = 0.8 \text{ kW}$$

On calcul l'enthalpie de l'air soufflé :

$$h_S = h_I - \frac{H_0}{\dot{m}_{air}} = 34.8 - \frac{0.8}{0.667} = 33.60 \text{ kJ/kg}_{as}$$

| | | | | |
|---------------|------------|---------------------|-------------------|------------|
| Point soufflé | T_S=18.8°C | w_S=0.0058 kgv/kgas | h_S=33.60 kJ/kgas | HR_S=43.4% |
|---------------|------------|---------------------|-------------------|------------|

- On va calculer les conditions de soufflage à partir de l'efficacité du puits canadien

$$\epsilon = \frac{(T_E - T_S)}{(T_E - T_{sol})} = \frac{(35 - 18.8)}{(35 - 15)} = 0.81$$

(La prochaine étape de dimensionnement peut être de déterminer la longueur du tube pour obtenir ces conditions, mais cela nécessite de discrétiser en volume de contrôle et de faire de déterminer la température de chaque volume.)

- Le flux thermique absorbée par l'échangeur est :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} * c_{p,air} * (T_S - T_E) = 0.667 * 1001 * (18.8 - 35) = -10.816 \text{ kW}$$

- II. (*) Une ventilation mécanique contrôlée à double flux est utilisée pour renouveler l'air du bâtiment de surface $6 * 8.5 \text{ m}^2$ et de hauteur 2.5m. On fixe les conditions intérieures ($T_I = 25^\circ\text{C}$, $HR_I = 50\%$, $h_I = 15 \text{ W/m}^2/\text{K}$) et celles extérieures ($T_E = 35^\circ\text{C}$, $HR_E = 40\%$, $h_E = 20 \text{ W/m}^2/\text{K}$). La VMC est constituée d'un échangeur de chaleur avec une efficacité de $\epsilon = 0.7$. Les parois sont constituées d'un enduit, d'un béton cellulaire, d'une laine de roche et d'un placoplâtre. L'enveloppe est peinte entièrement de couleur blanche dont le coefficient d'absorption est de $\alpha_s = 0.2$.
- Questions :** Déterminer les apertures thermique du bâtiment, déterminer les conditions de soufflage. **On donne :** $G_s = 405 \text{ W/m}^2$ pour la radiation solaire incidente. On fixe le débit massique de l'air de 0.2 kg/s .

| Nom | Classe | Epaisseur | Conductivité thermique |
|----------------------|---------------------|-----------|------------------------|
| Enduit extérieur | Mortiers et plâtres | 1 cm | 1.5 W/(m.K) |
| Béton cellulaire 600 | Pierres et bétons | 15 cm | 0.22 W/(m.K) |
| Laine de roche | Panneaux | 4 cm | 0.038 W/(m.K) |
| Placoplatre BA13 | Panneaux | 1.3 cm | 0.325 W/(m.K) |

Solution

- Schéma général



- On détermine les conditions des points intérieur et extérieur. Rappels des calculs de thermodynamique de 1ère année :

Exemple de calcul de l'humidité absolue :

$$w_E = 0.662 * \left(\frac{HR_E * P_{vs}}{P_{atm} - HR_E * P_{vs}} \right) = 0.622 * \left(\frac{0.40 * 5628}{101325 - 0.40 * 5628} \right) = 0.0140 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$$

Exemple de calcul de l'enthalpie massique :

$$h_E = 1.01 * T_E + w_E * (1.86 * T_E + 2501) = 1.01 * 35 + 0.0140 * (1.86 * 35 + 2501) = 71.28 \text{ kJ/kg}_{as}$$

| | | | | |
|-----------------|-------------|-----------------------|----------------|-------------|
| Point intérieur | T_in=25°C | w_in=0.0099 kgv/kgas | h=50.2 kJ/kgas | HR_in=50% |
| Point extérieur | T_ext=35 °C | w_ext=0.0140 kgv/kgas | h=71.3 kJ/kgas | HR_ext=40 % |

- On détermine les apertures thermiques du bâtiment. Pour cela, on détermine les coefficients de transmission. Rappels du cours de transmission de chaleur de 1^{ère} année :

Pour la paroi isolée : $S_{pi} = S_{op} - S_F = 6 * 2.5 * 2 + 8.5 * 2.5 * 2 = 72.5 \text{ m}^2$

$$R_{pi} = \frac{1}{h_E} + \frac{e_{enduit}}{\lambda_{enduit}} + \frac{e_{beton}}{\lambda_{beton}} + \frac{e_{laine\ roche}}{\lambda_{laine\ roche}} + \frac{e_{BA13}}{\lambda_{BA13}} + \frac{1}{h_A}$$

$$= \frac{1}{20} + \frac{0.01}{1.5} + \frac{0.15}{0.22} + \frac{0.04}{0.038} + \frac{0.013}{0.325} + \frac{1}{15} = 1.90 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Donc $U_{pi} = 0.526 \text{ W/m}^2/\text{K}$

On calcul les apertures thermiques :

$$\dot{Q}_T = S_{pi} * U_{pi} * \left(T_E + \frac{\alpha_S * G_S}{h_E} - T_A \right) = 72.5 * 0.526 * \left(35 + \frac{0.2 * 405}{20} - 25 \right) = 0.536 \text{ kW}$$

- On va déterminer les conditions de l'air soufflé à partir d'un bilan énergétique dans le bâtiment :

$$\begin{cases} \dot{m}_S = \dot{m}_I = \dot{m}_{air} \\ \dot{m}_S * w_S = \dot{m}_I * w_I \\ \dot{m}_S * h_S + \dot{Q}_T = \dot{m}_I * h_I \end{cases}$$

On calcul l'enthalpie de l'air soufflé :

$$h_S = h_I - \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}_{air}} = 50.2 - \frac{0.536}{0.2} = 49.12 \text{ kJ/kg}_{as}$$

| | | | | |
|---------------|------------|--------------------|------------------|------------|
| Point soufflé | Ts=23.8 °C | w_s=0.0099 kg/kgas | hS=49.12 kJ/kgas | HR_S=54.1% |
|---------------|------------|--------------------|------------------|------------|

- La VMC n'est pas suffisante pour maintenir les conditions de l'air intérieur donc le système doit être composé d'une batterie froide, ce qui n'est pas le cas d'une VMC. Justification :

$$T_{ec} = T_E - \epsilon * (T_E - T_I) = 35 - 0,7 * (35 - 25) = 28 ^\circ \text{C}$$

Donc nous avons en sortie de l'échangeur un air avec les caractéristiques : $T_{ec} = 28 ^\circ \text{C}$ et $w_{ec} = w_{ext} = 0.014 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$ alors que les conditions de l'air soufflé sont de $T_s = 23.8 ^\circ \text{C}$ et $w_s = 0.0099 \text{ kg/kg}_{as}$.

III. (*) Soit un bâtiment de surface $6 * 8.5m^2$ et de hauteur 2.5m. Une centrale de traitement de l'air est utilisée pour satisfaire ces conditions de l'air soufflé ($T_S = 23.8^\circ C$, $w_S = 0.0099 kg/kg_{as}$) en utilisant de l'air neuf ($T_{ec} = 28^\circ C$, $w_{ec} = 0.0140 kg/kg_{as}$). Un ventilateur souffle l'air a un débit massique de $0.2 kg/s$. De plus, la température en entrée/sortie de l'eau de la batterie froide humide est de 7 et $11^\circ C$. **Questions :** Représenter graphiquement l'évolution de l'air humide et déterminer la puissance des batteries et le débit d'eau condensé.

Solution

- Schéma général



- On détermine les caractéristiques des points S et Ec :

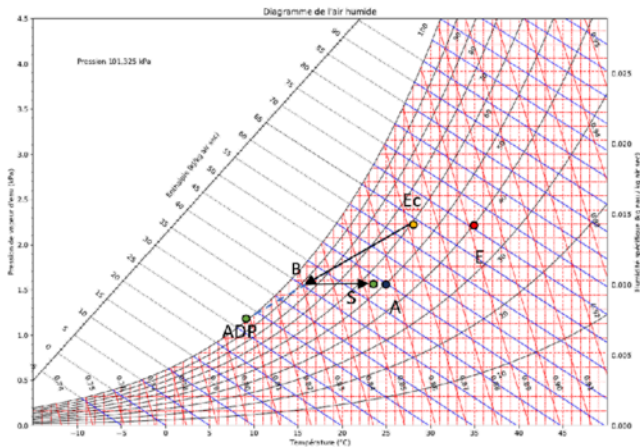
| | | | | |
|----------|---------------------|-----------------------------|------------------------|------------------|
| Point S | $T_S=23.8^\circ C$ | $w_S=0.0099 kg/kg_{as}$ | $h_S=49.12 kJ/kg_{as}$ | $HR_S=54.1\%$ |
| Point Ec | $T_{ec}=28^\circ C$ | $w_{ec}=0.0140 kgv/kg_{as}$ | $hec=63.9 kJ/kg_{as}$ | $HR_{ec}=59.4\%$ |

- On représente l'évolution sur le diagramme de l'air humide

Pour apporter l'air humide des conditions Ec à S, il faut une CTA avec batterie froide humide avec une batterie de post-chauffage. Pour la BFH, nous devons déterminer la température ADP :

$$T_{ADP} = \frac{7 + 11}{2} = 9^\circ C$$

Représentation graphique :



- Déterminons la puissance de la BFH, de la BC et le débit condensé :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_{ec})$$

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_B)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} * (w_B - w_{ec})$$

Il nous manque les caractéristiques du point S et donc celle du ADP.

- Pour le point ADP, on connaît $HR_{ADP} = 100 \%$ et $T_{ADP} = 9^\circ C$, donc on détermine les autres graphiquement. Pour le point B, on connaît $w_B = w_S$, car nous avons une batterie de chauffage. Le deuxième point correspond à l'intersection entre la droite ADP-Ec et la droite horizontale au point S.

| | | | | |
|-----------|-------------|----------------------|-------------------|---------------|
| Point ADP | Tadp=28 °C | wadp=0.0071 kgv/kgas | hadp=27.0 kJ/kgas | HR_adp=59.4 % |
| Point B | Tb=16.71 °C | wb=0.0099 kgv/kgas | hb=41.98 kJ/kgas | HRb=84.1 % |

On peut enfin calculer les caractéristiques des composants :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_{ec}) = 0.2 * (41.98 - 63.9) = -4.38 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_B) = 0.2 * (49.12 - 41.98) = 1.43 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} * (w_B - w_{ec}) = 0.2 * (0.0099 - 0.014) = -0.82 \text{ g}_{eau}/s$$

La puissance de la batterie froide humide est négative, car elle absorbe de la chaleur, inversement pour la batterie chaude. Le débit d'eau condensé est négatif, car il est extrait du système.

L'efficacité de la batterie froide humide est de ϵ :

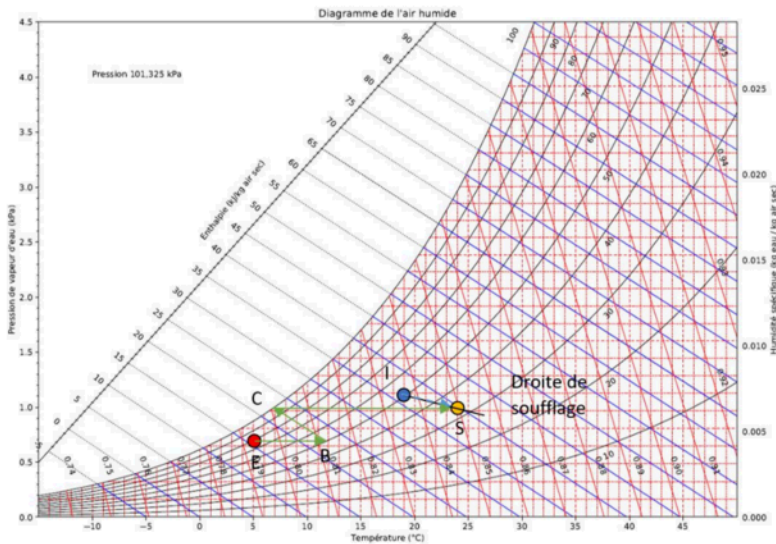
$$\epsilon = \frac{w_{ec} - w_B}{w_{ec} - w_{ADP}} = \frac{0.014 - 0.0099}{0.014 - 0.0071} = 0.594$$

- IV. (**) On fixe les conditions intérieures ($T_i = 19^\circ C$, $HR_i = 50 \%$) et celles extérieures ($T_E = 5^\circ C$, $HR_E = 80 \%$) dans un amphithéâtre. Une centrale de traitement de l'air permet de conditionner l'air du bâtiment en respectant une différence de température entre l'air intérieur et l'air soufflé est égale à $5^\circ C$. On fixe la charge thermique $H_0 = -5 \text{ kJ/kg}_{as}$ (dû aux flux thermiques) et la charge hydrique $M_0 = 1 \text{ g}_{eau}/\text{kg}_{as}$ (dû aux apports hydriques des occupants). **Questions :** A/ Représenter la droite de soufflage sur le diagramme psychométrique, placer le point de soufflage S et travers l'évolution pour passer du point E à S ; B/ Retrouver les conditions de l'air soufflé par voie analytique, déterminer le débit de soufflage et dimensionner les composants de la CTA.

- A/ Déterminons graphiquement la droite de soufflage :

On a $H_0 < 0$ car le bâtiment perd de l'énergie dû aux déperditions thermiques, $M_0 > 0$ car le bâtiment gagne en vapeur d'eau.

On détermine le facteur $j = \frac{H_0}{M_0} = \frac{-5}{1} = -5 \text{ kJ/g}_{eau}$



- B/ Calculons les conditions de l'air soufflé :

On commence par les caractéristiques de l'air aux points I et E :

| | | | | |
|-----------------|------------|-----------------------|-----------------|-------------|
| Point intérieur | T_int=19°C | w_in=0.0068 kgv/kgas | h =36.3 kJ/kgas | HR_in=50% |
| Point extérieur | T_ext=5 °C | w_ext=0.0043 kgv/kgas | h =15.9 kJ/kgas | HR_ext=80 % |

On termine par les conditions de soufflage. On fixe un DT de 5°C entre l'air intérieur et l'air soufflé donc $T_s = 24 ^\circ C$. Le point S correspond à l'intersection avec la droite de soufflage.

| | | | | |
|-----------------|-----------|---------------------|-------------------|-------------|
| Point soufflage | T_s=24 °C | w_s=0.0061 kgv/kgas | hs =39.68 kJ/kgas | HR_s=33.2 % |
|-----------------|-----------|---------------------|-------------------|-------------|

- On détermine le débit de soufflage de l'air :

Pour cela, on applique la formule :

$$\dot{m}_{air} * (h_I - h_S) = H_0$$

On a alors :

$$\dot{m}_{air} = \frac{H_0}{(h_I - h_S)} = \frac{-5}{(36.3 - 39.68)} = 1.48 \text{ kg/s}$$

- Nous allons dimensionner les composants du système pour passer du point E au point S :

Il nous faut une batterie de chauffage, un humidificateur adiabatique et une batterie de post-chauffage :

$$\dot{Q}_{EB} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_E)$$

$$\dot{m}_{w_{BC}} = \dot{m}_{air} * (w_C - w_B)$$

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_C)$$

Il nous manque les caractéristiques du point B et C qu'on détermine graphiquement :

- Au point C : On a $HR_C = 100 \%$ et $w_C = w_S = 0.0061 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

| | | | | |
|---------|------------|---------------------|------------------|------------|
| Point C | T_c=6.7 °C | w_c=0.0061 kgv/kgas | hc =22.1 kJ/kgas | HR_c=100 % |
|---------|------------|---------------------|------------------|------------|

- Au point D : On a $h_B = h_C = 22.1 \text{ kJ}/\text{kg}_{as}$ et $w_B = w_E = 0.0043 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

| | | | | |
|---------|-------------|---------------------|------------------|-------------|
| Point B | T_b=11.2 °C | w_b=0.0043 kgv/kgas | hb =22.1 kJ/kgas | HR_b=52.4 % |
|---------|-------------|---------------------|------------------|-------------|

On a alors :

$$\dot{Q}_{EB} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_E) = 1.48 * (22.1 - 15.9) = 9.18 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{w_{BC}} = \dot{m}_{air} * (w_C - w_B) = 1.48 * (0.0061 - 0.0043) = 0.0027 \text{ kg}_{eau}/\text{s}$$

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_C) = 1.48 * (39.68 - 22.1) = 26.02 \text{ kW}$$

V. (**) Soit un bâtiment de surface $20 \times 35 \text{ m}^2$ et de hauteur 2.5 m . Une pièce est climatisée en été à travers un équipement tout air dont le taux de brassage est de 2.29 vol/h dans les bureaux. Les conditions hygrothermiques à maintenir dans la pièce sont $T_i = 27^\circ \text{C}$ et $HR_i = 50\%$. L'air à l'extérieur a une température de bulbe sec de 34°C et une humidité relative de 41% . La puissance due aux apports solaires traversant 10 m^2 de fenêtre est de 300 W/m^2 . Le bâtiment subit une apercution thermique de 3.9 kW . Le bâtiment est composé de 25 occupants qui réalisent une activité de bureau. **Déterminer :** 1) les conditions de l'air insufflé dans la pièce permettant de garantir les conditions de projet ; 2) les caractéristiques du ou des composants. **Considérer :** $\rho_{air} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ et $c_{p,a} = 1.01 \text{ kJ/kg.K}$

Solution

1) Conditions de l'air insufflé

Il faut calculer les charge thermique et hydrique dans les conditions les plus défavorables :

$$\dot{Q}_{lat} = 54 \text{ W (TABLEAU ANNEXE)} = \dot{m}_{w,occup} * h_{eau} = (1.86 * T + 2501)$$

$$M_0 = \dot{m}_{w,occup} = \frac{25 * 0.054}{2551} = 0.529 \text{ g}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

Et

$$H_0 = \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + 25 * M = 3.9 + 0.3 * 10 + 25 * 0.14 = 10.4 \text{ kW}$$

On obtient le facteur $J = H_0/M_0 = 10.4/0.529 = 19.66 \text{ kJ/g}_{eau}$

De plus, on détermine le débit massique :

$$\dot{m}_{air} = \dot{V}_{air} * \rho_{air} = \tau * V * \rho_{air} = 2.29 * 20 * 35 * 2.5 * 1.2/3600 = 1.33 \text{ kg/s}$$

On détermine dans un premier temps les caractéristiques de l'air intérieur et extérieur :

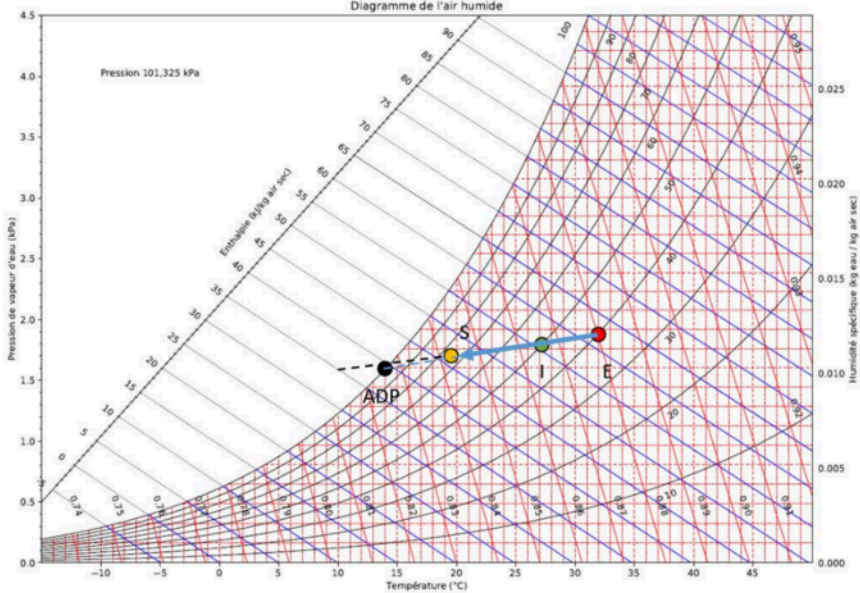
| | | | | |
|-----------------|-------------|-----------------------|----------------|-------------|
| Point intérieur | T_int=27°C | w_in=0.0111 kgv/kgas | h=55.4 kJ/kgas | HR_in=50% |
| Point extérieur | T_ext=34 °C | w_ext=0.0136 kgv/kgas | h=69.0 kJ/kgas | HR_ext=41 % |

On peut calculer l'enthalpie et l'humidité absolue de l'air soufflé :

$$w_s = w_i - M_0/\dot{m}_{air} = 0.0111 - 0.000529/1.33 = 0.0107 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

$$h_s = h_i - H_0/\dot{m}_{air} = 55.4 - 10.4/1.33 = 47.58 \text{ kJ/kg}_{as}$$

On place le point S sur le diagramme de l'air humide :



On peut déterminer les caractéristiques du point S :

| | | | | |
|---------|----------------------------|---------------------------------|------------------------------|-----------------|
| Point S | $T_s = 20.3^\circ\text{C}$ | $w_s = 0.0107 \text{ kgv/kgas}$ | $h_s = 47.6 \text{ kJ/kgas}$ | $HR_s = 72.1\%$ |
|---------|----------------------------|---------------------------------|------------------------------|-----------------|

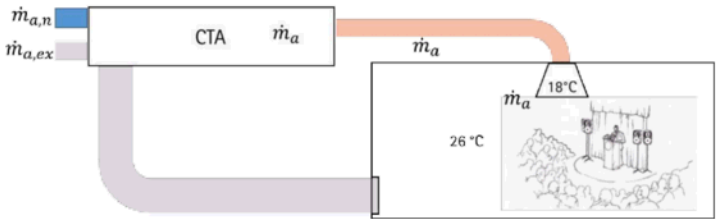
On passe du point E à S, il faut uniquement une batterie froide humide. L'humidité relative de l'ADP est de 100 % et on lit que la température T_{ADP} est de 14°C . Cela signifie que la BFH doit être refroidi par une fluide caloporteur de température moyenne de parois de 14°C .

- La puissance et le débit d'eau condensé de la BFH est de :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} * (h_s - h_E) = 1.33 * (47.6 - 69.0) = -28.46 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} * (w_s - w_E) = 1.33 * (0.0107 - 0.0136) = -0.0039 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

VI. (***) Un système de climatisation tout air à débit constant permet d'assurer la température de $T_I = 26^\circ\text{C}$ et une humidité relative $HR_I = 50\%$ dans une salle congrès de 900 m^3 . La salle peut accueillir 100 personnes et pour chaque occupant il est demandé un renouvellement d'air minimal de 10 l/s. En sachant qu'en situation de projet estival on considère $T_E = 34^\circ\text{C}$ et $HR_E = 60\%$ à l'extérieur, que la charge thermique sensible dans la salle (transmission à travers l'enveloppe, apports solaires et apports internes) est de 20 kW et que la température de l'air soufflé est $T_S = 18^\circ\text{C}$, **Questions** : on souhaite déterminer l'humidité absolue et l'enthalpie massique de l'air soufflé ; Le débit d'air traité dans le système tout air ; Calculer le taux de renouvellement d'air ; La fraction minimale d'air qu'il faut récupérer de l'extérieur ; Les conditions de l'air à la fin du mélange si l'on considère la fraction d'air du point précédent ; Les puissances échangées dans les batteries de refroidissement et de post chauffage pour l'air dans les conditions du point précédent. **Considérer** : La masse volumique de l'air sec pour les conditions de l'air extérieur $\rho_a = 1.16\text{ kg/m}^3$; Le débit massique de vapeur par personne de 70 g/(h.pers)



Solution

On détermine les caractéristiques de l'air intérieur et extérieur :

| | | | | |
|-----------------|-----------------------------------|---|-------------------------|------------------------|
| Point intérieur | $T_{\text{int}}=26^\circ\text{C}$ | $w_{\text{in}}=0.0105\text{ kgv/kgas}$ | $h=53.0\text{ kJ/kgas}$ | $HR_{\text{in}}=50\%$ |
| Point extérieur | $T_{\text{ext}}=34^\circ\text{C}$ | $w_{\text{ext}}=0.0202\text{ kgv/kgas}$ | $h=86.2\text{ kJ/kgas}$ | $HR_{\text{ext}}=60\%$ |

Les bilans seront :

$$\begin{cases} \dot{m}_{\text{air}} \cdot (w_S - w_A) + \dot{m}_{w,I} = 0 \\ \dot{m}_{\text{air}} \cdot (h_i - h_A) + \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = 0 \end{cases}$$

Où $\dot{m}_{w,I}$ est le débit massique de vapeur dû à la présence des occupants et \dot{Q}_s et \dot{Q}_l sont les charges sensibles et latentes, respectivement, à l'intérieur.

En explicitant le débit massique dans les deux équations et en sachant que :

$$h_i = c_{p,a} \cdot T_i + w_i \cdot (c_{p,v} \cdot T_i + \ell)$$

Le système d'équation devient :

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l}{h_A - [c_{p,a} \cdot T_i + w_i \cdot (c_{p,v} \cdot T_i + \ell)]} = \frac{\dot{m}_{w,l}}{w_i - w_A}$$

A partir de cette équation on peut expliciter l'humidité absolue de l'air insufflé en fonction de la température :

$$w_i = \frac{w_A \cdot (\dot{Q}_s + \dot{Q}_l) - \dot{m}_{w,l} \cdot (h_A - c_{p,a} \cdot T_i)}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l - \dot{m}_{w,l} \cdot (c_{p,v} \cdot T_i + \ell)}$$

On sait que

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{w,l} \cdot h_{v,l}$$

Et que

$$h_{v,l} = c_{p,v} \cdot T_A + \ell$$

Donc :

$$h_{v,l} = 1.9 \cdot 26 + 2500 = 2549 \frac{kJ}{kg}$$

En considérant les 100 occupants et en réalisant la conversion de l'unité du débit massique pour arriver à kg/s on obtient :

$$\dot{m}_{w,l} = \frac{100 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{3600} = 1.94 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Donc :

$$w_s = \frac{0.0105 \cdot (20 + 1.94 \cdot 10^{-3} \cdot 2549) - 1.94 \cdot 10^{-3} \cdot (53 - 1.01 \cdot 18)}{20 + 1.94 \cdot 10^{-3} \cdot 2549 - 1.94 \cdot 10^{-3} \cdot (1.9 \cdot 18 + 2500)} = 0.00970 \frac{kg_v}{kg_{as}}$$

En fonction de l'humidité absolue et de la température, on détermine l'enthalpie massique :

$$h_s = c_{p,a} \cdot T_s + w_s \cdot (c_{p,v} \cdot T_s + \ell)$$

$$h_s = 1.01 \cdot 18 + 0.0097 \cdot (1.9 \cdot 18 + 2500) = 42.8 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

On obtient alors les caractéristiques suivantes :

| | | | | |
|---------|-----------|---------------------|------------------|------------|
| Point S | T_s=18 °C | w_s=0.0097 kgv/kgas | hs =42.8 kJ/kgas | HR_s=75.1% |
|---------|-----------|---------------------|------------------|------------|

La différence entre l'humidité de l'ai insufflé et l'air ambiance est donc :

$$\Delta w = 10.5 - 9.7 = 0.8 \frac{g_v}{kg_{as}}$$

Maintenant que l'on connaît les conditions de l'air insufflé, on peut calculer le débit massique d'air avec la formule du bilan :

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l}{h_A - h_i} = \frac{20 + 1.94 \cdot 10^{-3} \cdot 2549}{53.0 + 42.8} = 2.44 \frac{kg_{as}}{s}$$

Donc le débit volumique est :

$$\dot{V}_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_a} = 2.44 \cdot \frac{1}{1.16} \cdot 3600 = 7573 \frac{m^3}{h}$$

Le taux de renouvellement d'air est donné par le rapport entre le débit volumique insufflé et le volume du local :

$$n = \frac{\dot{V}_{air}}{V} = \frac{7573}{900} = 8.4 \frac{1}{h}$$

Le débit d'air neuf nécessaire à assurer le renouvellement d'air est :

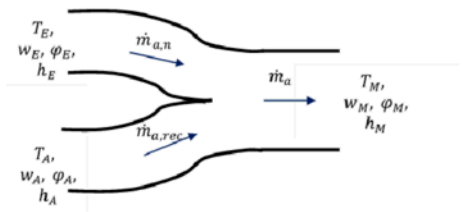
$$\dot{m}_{a,n} = \rho_a \cdot \dot{V}_o = \rho_a \cdot N_{pers} \cdot \dot{V}_{o,pers}$$

$$\dot{m}_{a,n} = 1.16 \cdot 100 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1.16 \frac{kg_{as}}{s}$$

Donc la fraction minimale d'air neuf est :

$$\frac{\dot{m}_{a,n}}{\dot{m}_a} = \frac{1.16}{2.44} = 0.475 = 47.5\%$$

Dans le caisson de mélange :



Où

$$\dot{m}_{a,rec} = \dot{m}_{air} - \dot{m}_{a,n}$$

Suite au mélange les conditions de l'air seront :

$$w_M = \frac{\dot{m}_{a,n} \cdot w_E + (\dot{m}_{air} - \dot{m}_{a,n}) \cdot w_A}{\dot{m}_{air}}$$

$$w_M = \frac{1.16 \cdot 0.0202 + (2.44 - 1.16) \cdot 0.0105}{2.44} = 0.0151 \frac{kg_v}{kg_{as}}$$

$$h_M = \frac{\dot{m}_{a,n} \cdot h_E + (\dot{m}_{air} - \dot{m}_{a,n}) \cdot h_A}{\dot{m}_{air}}$$

$$h_M = \frac{1.16 \cdot 86.2 + (2.44 - 1.16) \cdot 53}{2.44} = 68.8 \frac{kJ}{kg_{as}}$$

On obtient alors les caractéristiques suivantes :

| | | | | |
|---------------|------------|---------------------|------------------|----------|
| Point Mélange | T_m=29.9°C | w_m=0.0151 kgv/kgas | hm =68.8 kJ/kgas | HR_m=58% |
|---------------|------------|---------------------|------------------|----------|

En négligeant la chaleur dégagée par les composants de la CTA, les transformations que l'air subie sont la batterie froide humide et la batterie chaude, du point M, au B (conditions de l'air refroidi et humidifié) au point S (conditions de l'air insufflé).

$$w_B = w_S = 0.0097 \frac{kg_v}{kg_{as}}$$

Pour le point ADP, on fixe la température de $T_{ADP} = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $HR_{ADP} = 100\text{ }\%$:

| | | | | |
|-----------|------------|----------------------|-------------------|-------------|
| Point ADP | T_adp=11°C | wadp=0.0081 kgv/kgas | hadp=31.6 kJ/kgas | HR_adp=100% |
|-----------|------------|----------------------|-------------------|-------------|

On détermine l'efficacité de la BFH :

$$\epsilon = \frac{w_M - w_B}{w_M - w_{ADP}} = \frac{h_M - h_B}{h_M - h_{ADP}} = \frac{T_M - T_B}{T_M - T_{ADP}}$$

Tout d'abord, la première égalité permet de déterminer ϵ :

$$\epsilon = \frac{w_M - w_B}{w_M - w_{ADP}} = \frac{0.0151 - 0.0097}{0.0151 - 0.0081} = 0.771$$

On détermine ensuite à partir des autres équations pour h_B et T_B :

$$T_B = T_M - \epsilon * (T_M - T_{ADP}) = 29.9 - 0.771 * (29.9 - 11) = 15.33^{\circ}\text{C}$$

$$h_B = h_M - \epsilon * (h_M - h_{ADP}) = 68.8 - 0.771 * (68.8 - 31.6) = 40.12 \text{ kJ/kg}_{as}$$

Les caractéristiques du point B :

| | | | | |
|---------|-------------|---------------------|------------------|------------|
| Point B | T_B=15.33°C | w_B=0.0097 kgv/kgas | HB =40.1 kJ/kgas | HR_B=77.2% |
|---------|-------------|---------------------|------------------|------------|

La puissance échangée dans la batterie de froid sera :

$$\dot{Q}_{BFH} = \dot{m}_{air} \cdot (h_B - h_M) = 2.44 \cdot (40.1 - 68.8) = -70.0 \text{ kW}$$

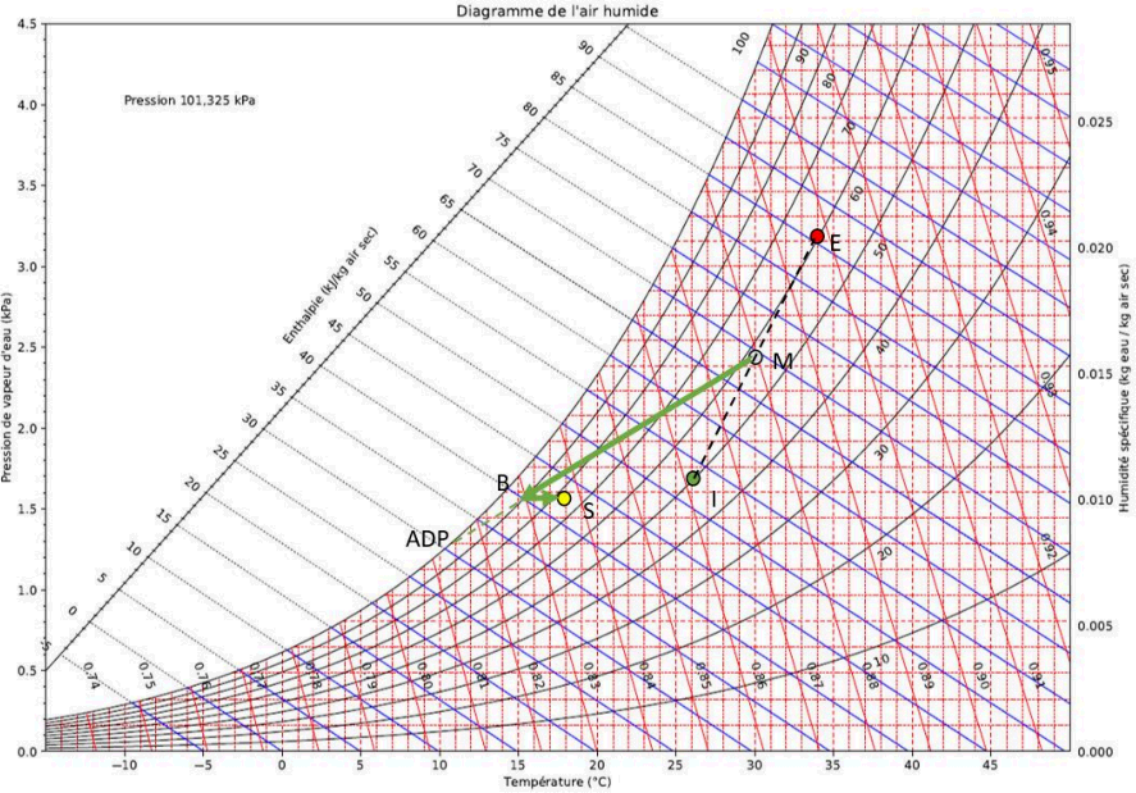
Le débit d'eau condensé :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} \cdot (w_B - w_M) = 2.44 \cdot (0.0097 - 0.0151) = -0.0132 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

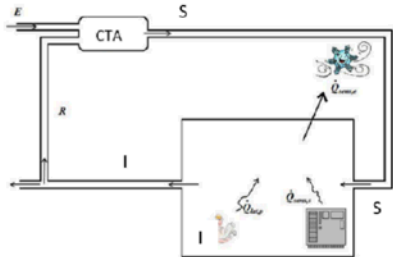
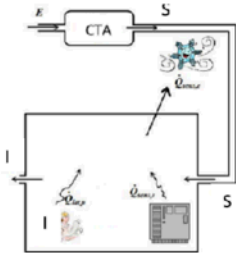
La puissance échangée dans la batterie de post chauffage sera :

$$\dot{Q}_{chaud} = \dot{m}_{air} \cdot (h_S - h_B) = 2.44 \cdot (42.8 - 40.1) = 6.6 \text{ kW}$$

Sur le diagramme, les transformations seront représentées de la façon suivante :



VII. (***) Un système de climatisation hivernal doit maintenir une pièce de 400m^3 à la température de 25°C et humidité relative de 50%, alors que, à l'extérieur, l'air a une température de 2°C et une humidité relative de 40%. Pour une bonne qualité de l'air, l'équipement doit renouveler l'air du local à chaque heure. La puissance thermique échangée vers l'extérieur à travers l'enveloppe est de 0.29 kW . Dans la pièce il y a 10 personnes et chacune produit $0.1\text{ kg}_v/\text{h}$ (on néglige l'apport de chaleur sensible des personnes). **Questions : A)** Déterminer les conditions de l'air insufflé en utilisant la méthode de la droite de soufflage pour $\Delta T = T_s - T_l$ de 5°C dimensionner les composants du système de traitement de l'air **B)** Même question avec recyclage de l'air avec un taux de recyclage de 34 % par rapport au débit total.



Solution

Pour l'état I et E :

| Etat | $T (^{\circ}\text{C})$ | $HR (\%)$ | $w \left(\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}} \right)$ | $v \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$ | $h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$ |
|------|------------------------|-----------|---|---|--|
| I | 25 | 50 | 0.00987 | 0.858 | 50.27 |
| E | 2 | 40 | 0.00174 | 0.781 | 6.63 |

Il faut déterminer la charge hydrique et enthalpique dans le bâtiment pour les conditions défavorables.

$$M_0 = \dot{m}_{w,occup} = \frac{10 \text{ pers} \cdot 0.1 \frac{\text{kg}_v}{\text{h.pers}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 0.00028 \frac{\text{kg}_v}{\text{s}}$$

$$H_0 = \dot{Q}_T = -0.29 \text{ kW (deperditions thermiques)}$$

On va déterminer le facteur $j = \frac{H_0}{M_0} = -\frac{0.29}{0.28} = -1.03 \text{ kJ/g}_{eau}$. On peut donc construire la droite de soufflage sur le diagramme de l'air humide.

On va déterminer les caractéristiques du point de soufflage sachant que $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ donc $T_s = T_l + 5 = 30^\circ\text{C}$. On peut récupérer le point à l'aide du diagramme :

| | | | | |
|-----------------|-----------------------|---------------------------------|------------------|-------------------------|
| Point soufflage | T _s =30 °C | w _s =0.0082 kgv/kgas | hs =51.1 kJ/kgas | HR _s =31.3 % |
|-----------------|-----------------------|---------------------------------|------------------|-------------------------|

On va détermine le débit d'air :

$$\dot{m}_{air} = \frac{H_0}{h_l - h_s} = \frac{-0.29}{50.27 - 51.1} = 0.349 \frac{kg}{s}$$

- A/ On fixe le taux de d'air recyclé à 0 kg/s.

On doit passer du point E au point S en appliquant une batterie de chauffage, un humidificateur adiabatique et une batterie de post-chauffage. Les points B et C sont déterminées par :

| | | | | |
|---------|------------|--------------------|----------------|-----------|
| Point B | Tb=11.5 °C | wb=0.0082 kgv/kgas | hb =32 kJ/kgas | HRb=7 % |
| Point C | Tc=28.5 °C | wc=0.0017 kgv/kgas | hc =32 kJ/kgas | HRc=100 % |

On a alors le dimensionnement des composants :

$$\dot{Q}_{EB} = \dot{m}_{air} * (h_B - h_E) = 0.349 * (32 - 6.63) = 8.85 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{wBC} = \dot{m}_{air} * (w_C - w_B) = 0.349 * (0.0017 - 0.0082) = -0.0023 \text{ kg}_{eau}/s$$

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{air} * (h_S - h_C) = 0.349 * (52 - 32) = 6.98 \text{ kW}$$

- B/ On fixe le taux de d'air recyclé différent de 0 kg/s.

Il faut déterminer le débit de recyclage avec un taux de 34 % sachant que le débit d'air total ne change pas :

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_R + \dot{m}_E = 0.349 \frac{kg}{s}$$

Donc

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{tot} * \tau_{rec} = 0.349 * 0.34 = 0.119 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_E = 0.349 - 0.119 = 0.230 \frac{kg}{s}$$

Avant de dimensionner les batteries il faut donc réaliser le mélange de l'air venant de l'extérieur et de l'air recyclé. Les caractéristiques du point R sont identiques à ceux du point I :

On réalise un bilan de masse d'eau :

$$w_E \cdot \dot{m}_E + w_R \cdot \dot{m}_R = w_M \cdot \dot{m}_M$$

$$w_M = \frac{w_E \cdot \dot{m}_E + w_R \cdot \dot{m}_R}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} = \frac{0.00174 * 0.230 + 0.00987 * 0.119}{0.349} = 0.0045 \frac{kg_v}{kg_{as}}$$

On réalise un bilan d'énergie :

$$\dot{m}_E \cdot h_E + \dot{m}_R \cdot h_R = h_M \cdot \dot{m}_M$$

$$h_M = \frac{\dot{m}_E \cdot h_E + \dot{m}_R \cdot h_R}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} = \frac{0.230 \cdot 6.63 + 0.119 \cdot 50.27}{0.349} = 21.51 \frac{kJ}{kg}$$

Les caractéristiques du point M et B' sont de :

| | | | | |
|----------|-------------|---------------------|------------------|-------------|
| Point C | Tc=28.5 °C | wc=0.0017 kgv/kgas | hc =32 kJ/kgas | HRc=100 % |
| Point B' | Tb'=20.5 °C | wb'=0.0045 kgv/kgas | hb' =32 kJ/kgas | HRb'=30.4 % |
| Point M | Tm=10.1 °C | wm=0.0045 kgv/kgas | hm =21.5 kJ/kgas | HRm=58.9 % |

On a alors le dimensionnement des composants :

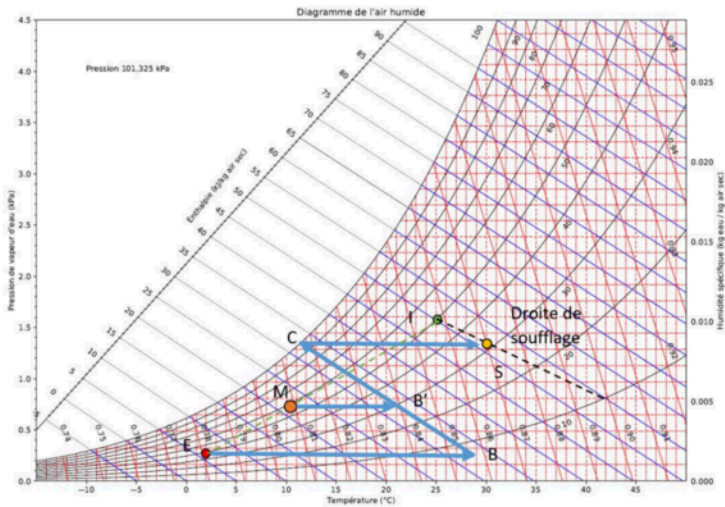
$$\dot{Q}_{EB'} = \dot{m}_{tot} * (h_{B'} - h_M) = 0.349 * (32 - 21.5) = 3.66 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{w_{BIC}} = \dot{m}_{tot} * (w_C - w_{B_I}) = 0.349 * (0.0017 - 0.0045) = -0.00098 \text{ kg}_{eau}/s$$

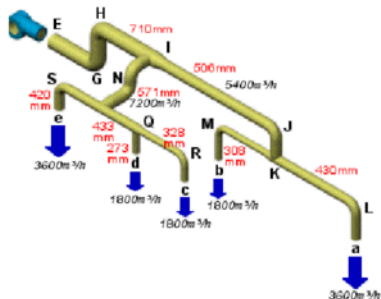
$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{tot} * (h_S - h_C) = 0.349 * (52 - 32) = 25.90 \text{ kW}$$

La recirculation de l'air vicié permet d'économiser $3.66/8.85 = 41\%$ sur la puissance de la batterie de pré-chauffage.

Représentation graphique :



VIII. (**) Soit un réseau aéraulique qui relie le ventilateur vers la bouche d'aération, représenté par la figure ci-dessous. On fixe dans ce tronçon la perte de charge



linéaire à 1 Pa/m et on suppose que $R/D=1$ pour les coudes. Les pertes de charge au niveau du diffuseur (point a) sont de 50 Pa. Questions : Compléter le tableau suivant afin de déterminer les pertes de charge totales dans le réseau. En supposant que le tronçons E-a est celui qui subit le plus de pertes de charge, calculer la puissance utile

| Tronçon | Débit [m³/h] | Débit [m³/s] | Longueur [m] | Dp lin [Pa/] | Dp sing [Pa] | Dptot [Pa] | Σ Dp [Pa] | Diam [mm] | Vitesse [m/s] |
|---------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|---------------|--------------|--------------|------------------|
| – | | | | | | | | | |
| E-G | | | | | | | | | |
| G | | | | | | | | | |
| G-H | | | | | | | | | |
| H | | | | | | | | | |
| H-I | | | | | | | | | |
| I | | | | | | | | | |
| I-J | | | | | | | | | |
| J | | | | | | | | | |
| J-K | | | | | | | | | |
| K | | | | | | | | | |
| K-L | | | | | | | | | |
| L | | | | | | | | | |
| L-a | | | | | | | | | |
| a | | | | | | | | | |

du ventilateur.

Calcul de perte de charge singulière :

$$\Delta p_{\{singulière,G,H\}} = K \times \rho \frac{v^2}{2} = 0.35 * 1.2 * \frac{(8.85)^2}{2} = 16.5 \text{ Pa}$$

Au point I, on a un piquage et une réduction

$$\Delta p_{\{singulière,I\}} = (K_{reduction} + K_{piquage}) \times \rho \frac{v^2}{2} = (0.1 + 0) * 1.2 * \frac{(8.85)^2}{2} = 4.7 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{\{singulière,J\}} = K \times \rho \frac{v^2}{2} = 0.35 * 1.2 * \frac{(7.47)^2}{2} = 11.7 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{\{singulière,K\}} = K \times \rho \frac{v^2}{2} = 1.4 * 1.2 * \frac{(7.47)^2}{2} = 46.9 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{\{singulière,L\}} = K \times \rho \frac{v^2}{2} = 0.35 * 1.2 * \frac{(6.89)^2}{2} = 10.0 \text{ Pa}$$

Les pertes de charge régulière sont fonctions de la longueur :

$$\Delta p_{\{régulière\}} = DP_{lin} * L = 1 * L$$

Tronçon E-a

On fixe dans ce tronçon la perte de charge linéaire à 1 Pa/m. Connaissant la longueur des conduits et la longueur équivalente des accidents, on déduit immédiatement la perte de charge du tronçon

| Tronçon | Débit | Débit | Longueur | Dp lin | Dp sing | Dptot | Σ Dp | Diam | Vitesse |
|---------|--------|--------|----------|--------|---------|-------|------|------|---------|
| — | [m³/h] | [m³/s] | [m] | [Pa/m] | [Pa] | [Pa] | [Pa] | [mm] | [m/s] |
| E-G | 12 600 | 3,5 | 2 | 1 | — | 2 | 3 | 710 | 8,85 |
| G | 12 600 | 3,5 | — | — | 16.5 | 16.5 | 18.5 | 710 | 8,85 |
| G-H | 12 600 | 3,5 | 3 | 1 | — | 3 | 21.5 | 710 | 8,85 |
| H | 12 600 | 3,5 | — | — | 16.5 | 16.5 | 38 | 710 | 8,85 |

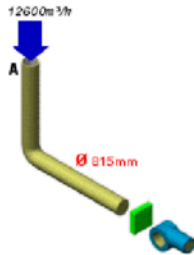
| | | | | | | | | | |
|-----|--------|-----|---|---|------|------|-------|-----|------|
| H-I | 12 600 | 3,5 | 4 | 1 | – | 4 | 42 | 710 | 8,85 |
| I | 12 600 | 3,5 | – | – | 4.70 | 4.70 | 46.7 | 710 | 8,85 |
| I-J | 5 400 | 1,5 | 8 | 1 | – | 8 | 54.7 | 506 | 7,47 |
| J | 5 400 | 1,5 | – | – | 11.7 | 11.7 | 66.4 | 506 | 7,47 |
| J-K | 5 400 | 1,5 | 1 | 1 | – | 1 | 67.4 | 506 | 7,47 |
| K | 5 400 | 1,5 | – | – | 46.9 | 46.9 | 117.4 | 506 | 7,47 |
| K-L | 3 600 | 1 | 9 | 1 | – | 9 | 126.4 | 430 | 6,89 |
| L | 3 600 | 1 | – | – | 10.0 | 10.0 | 136.4 | 430 | 6,89 |
| L-a | 3 600 | 1 | 2 | 1 | – | 2 | 138.4 | 430 | 6,89 |
| a | 3 600 | 1 | – | – | 50 | 50 | 188.4 | – | – |

Déterminons la puissance utile du ventilateur :

$$p_t = p_{statique} + p_{dynamique} = \Delta P_{tot} + \frac{1}{2} * \rho * v^2 = 188.4 + \frac{1}{2} * 1.2 * 6.89^2 = 216.9 \text{ Pa}$$

$$\dot{Q}_{utile} = \frac{12600 \times 216.9}{3600} = 759.15 \text{ W}$$

IX. (***) Soit un réseau aéraulique qui relie le conduit extérieur vers la CTA, représenté par la figure ci-dessous. La pression nécessaire au niveau de la prise d'air extérieure



(A) est de 40 Pa. Le coude au point B à un rayon de courbure de 0.611 m. La perte de charge du filtre (E) est de 55 Pa. On se fixe dans ce tronçon une perte de charge de 2 Pa/m. **Questions :** Détermine les pertes de charge totale entre les tronçons A et E en complétant le tableau ci-dessous. Calculer les caractéristiques du ventilateur. On fixe

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3.$$

| Tronçon | Débit | Débit | Longueur | Dp lin | Dp sing | Dp | Σ Dp | Diam | Vitesse |
|---------|--------|--------|----------|--------|---------|------|-------------|------|---------|
| — | [m³/h] | [m³/s] | [m] | [Pa/m] | [Pa] | [Pa] | [Pa] | [mm] | [m/s] |
| A | 12 600 | | | | | | | | |
| A-B | 12 600 | | | | | | | | |
| B | 12 600 | | | | | | | | |
| B-C | 12 600 | | | | | | | | |
| C | 12 600 | | | | | | | | |

Solution

On détermine dans un premier temps les pertes de charges. Nous avons un coude au point B, dans l'annexe, on prend un conduit circulaire avec $R/D=0.75$. On obtient K de 0.45.

On suppose que la viscosité cinématique de l'air est de : $\nu = 15.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, la masse volumique de l'air de $\rho_{\text{air}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$

Déterminons la vitesse de l'air :

$$v_{air} = \frac{\frac{12600}{3.14 * \frac{0.815^2}{4}}}{3600} = 6.70 \text{ m/s}$$

Calcul de perte de charge linéaire :

$$\Delta p_{\{régulière,A-B\}} = \lambda \times \left(\frac{L}{D}\right) \times \rho \frac{v^2}{2}$$

On va calculer le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v_{air} * D}{\nu} = \frac{6.70 * 0.815}{15.6 \times 10^{-6}} = 3.5 * 10^5$$

On suppose qu'on prend l'expression de Blasius :

$$\lambda = 0.316 * (3.5 * 10^5)^{-0.25} = 0.0130$$

Les pertes de charge linéaires sont de

$$\frac{\Delta p_{\{régulière\}}}{L} = 0.013 \times \left(\frac{1}{0.815}\right) \times 1.2 * \frac{(6.7)^2}{2} = 0.43 \frac{Pa}{m}$$

Déterminons maintenant les pertes de charge singulière du coude au point B :

$$\Delta p_{\{singulière\}} = K \times \rho \frac{v^2}{2} = 0.45 * 1.2 * \frac{(6.7)^2}{2} = 12 \text{ Pa}$$

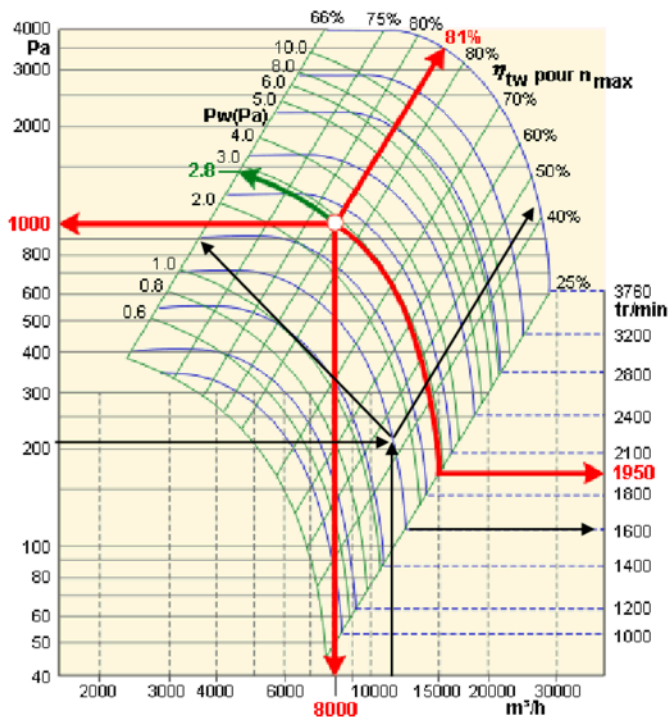
Tronçon A-C

| Tronçon | Débit | Débit | Longueur | Dp lin | Dp sing | Dp | Σ Dp | Diam | Vitesse |
|---------|--------|--------|----------|--------|---------|------|-------|------|---------|
| — | [m³/h] | [m³/s] | [m] | [Pa/m] | [Pa] | [Pa] | [Pa] | [mm] | [m/s] |
| A | 12 600 | 3,5 | — | — | 40 | (40) | 40 | — | — |
| A-B | 12 600 | 3,5 | 77 | 0.43 | — | 33.1 | 73.1 | 815 | 6,70 |
| B | 12 600 | 3,5 | — | — | 12 | 12 | 85.1 | 815 | 6,70 |
| B-C | 12 600 | 3,5 | 93 | 0.43 | — | 40 | 125.1 | 815 | 6,70 |
| C | 12 600 | 3,5 | — | — | 55 | (55) | 180.1 | — | — |

Déterminons la pression totale :

$$p_t = p_{statique} + p_{dynamique} = \Delta P_{tot} + \frac{1}{2} * \rho * v^2 = 180.1 + \frac{1}{2} * 1.2 * 6.70^2 = 207 \text{ Pa}$$

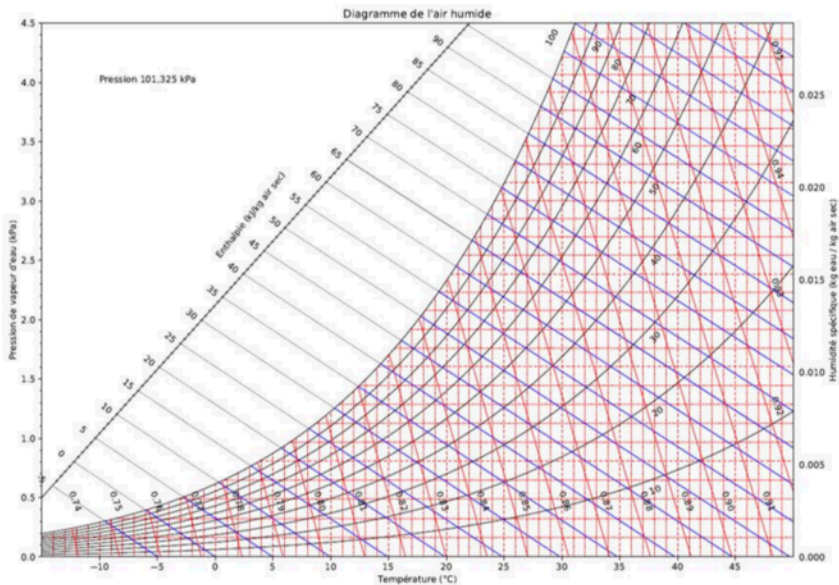
Le ventilateur doit donc fournir un débit de $12\,600\text{ m}^3/\text{h}$, avec une pression de 207 Pa



On a une ventilation qui a un rendement de 42 % avec une puissance de 1.7 kW et une vitesse angulaire de 1950 tr/min. La puissance du ventilateur est plus difficile à lire sur le graphique (1.5-1.8 kW) donc il possible de le calculer de la manière suivante :

$$\dot{Q}_{vent} = \frac{12600 \times 207}{3600 \times 0.42} = 1725 \text{ W}$$

Annexe 1 : Diagramme de l'air humide



Annexe 2 : Activité métabolique des occupants

| Activité | Puissance [W] | Temperature ambiante [°C] | | | | | | | | | |
|------------------|------------------|---------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 15 | | 20 | | 25 | | 30 | | 35 | |
| | | Sen [W] | Lat [W] | Sen [W] | Lat [W] | Sen [W] | Lat [W] | Sen [W] | Lat [W] | Sen [W] | Lat [W] |
| Assis | 115 | 100 | 15 | 90 | 25 | 80 | 35 | 75 | 40 | 65 | 50 |
| Travail bureau | 140 | 110 | 30 | 100 | 40 | 90 | 50 | 80 | 60 | 70 | 70 |
| Marche | 160 | 120 | 40 | 110 | 50 | 100 | 60 | 85 | 75 | 75 | 85 |
| Travail léger | 235 | 150 | 85 | 130 | 105 | 115 | 120 | 100 | 135 | 90 | 145 |
| Travail med | 265 | 160 | 105 | 140 | 125 | 125 | 140 | 105 | 160 | 90 | 175 |
| Travail physique | 440 | 220 | 220 | 190 | 250 | 165 | 275 | 135 | 305 | 105 | 335 |

Answered by the author

| t [°C] | +0,0 | +0,1 | +0,2 | +0,3 | +0,4 | +0,5 | +0,6 | +0,7 | +0,8 | +0,9 |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 35,0 | 5628 | 5659 | 5690 | 5722 | 5754 | 5785 | 5817 | 5849 | 5882 | 5914 |
| 34,0 | 5324 | 5354 | 5384 | 5414 | 5444 | 5474 | 5505 | 5535 | 5566 | 5597 |
| 33,0 | 5034 | 5063 | 5091 | 5120 | 5148 | 5177 | 5206 | 5236 | 5265 | 5294 |
| 32,0 | 4759 | 4786 | 4813 | 4840 | 4867 | 4895 | 4922 | 4950 | 4978 | 5006 |
| 31,0 | 4496 | 4522 | 4547 | 4573 | 4599 | 4626 | 4652 | 4678 | 4705 | 4732 |
| 30,0 | 4246 | 4270 | 4295 | 4320 | 4345 | 4369 | 4394 | 4420 | 4445 | 4470 |
| 29,0 | 4008 | 4032 | 4055 | 4078 | 4102 | 4126 | 4150 | 4173 | 4198 | 4222 |
| 28,0 | 3782 | 3804 | 3827 | 3849 | 3871 | 3894 | 3916 | 3939 | 3962 | 3985 |
| 27,0 | 3567 | 3588 | 3609 | 3631 | 3652 | 3673 | 3695 | 3717 | 3738 | 3760 |
| 26,0 | 3363 | 3383 | 3403 | 3423 | 3444 | 3464 | 3484 | 3505 | 3526 | 3546 |
| 25,0 | 3169 | 3188 | 3207 | 3226 | 3246 | 3265 | 3284 | 3304 | 3324 | 3343 |
| 24,0 | 2991 | 3009 | 3028 | 3046 | 3065 | 3083 | 3102 | 3121 | 3140 | 3159 |
| 23,0 | 2814 | 2831 | 2849 | 2866 | 2884 | 2901 | 2919 | 2937 | 2955 | 2973 |
| 22,0 | 2646 | 2663 | 2679 | 2696 | 2712 | 2729 | 2746 | 2763 | 2780 | 2797 |
| 21,0 | 2488 | 2503 | 2519 | 2534 | 2550 | 2566 | 2582 | 2598 | 2614 | 2630 |
| 20,0 | 2338 | 2352 | 2367 | 2382 | 2397 | 2412 | 2427 | 2442 | 2457 | 2472 |
| 19,0 | 2196 | 2209 | 2223 | 2237 | 2251 | 2266 | 2280 | 2294 | 2309 | 2323 |
| 18,0 | 2061 | 2074 | 2087 | 2101 | 2114 | 2127 | 2141 | 2154 | 2168 | 2182 |
| 17,0 | 1934 | 1947 | 1959 | 1972 | 1984 | 1997 | 2010 | 2022 | 2035 | 2048 |
| 16,0 | 1814 | 1826 | 1838 | 1850 | 1861 | 1873 | 1885 | 1898 | 1910 | 1922 |
| 15,0 | 1701 | 1712 | 1723 | 1734 | 1746 | 1757 | 1768 | 1780 | 1791 | 1803 |
| 14,0 | 1594 | 1605 | 1615 | 1626 | 1636 | 1647 | 1658 | 1668 | 1679 | 1690 |
| 13,0 | 1493 | 1503 | 1513 | 1523 | 1533 | 1543 | 1553 | 1563 | 1574 | 1584 |
| 12,0 | 1398 | 1408 | 1417 | 1426 | 1436 | 1445 | 1455 | 1464 | 1474 | 1484 |
| 11,0 | 1309 | 1317 | 1326 | 1335 | 1344 | 1353 | 1362 | 1371 | 1380 | 1389 |
| 10,0 | 1224 | 1232 | 1241 | 1249 | 1257 | 1266 | 1274 | 1283 | 1291 | 1300 |

| t [°C] | +0,0 | +0,1 | +0,2 | +0,3 | +0,4 | +0,5 | +0,6 | +0,7 | +0,8 | +0,9 |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 9,0 | 1145 | 1152 | 1160 | 1168 | 1176 | 1184 | 1192 | 1200 | 1208 | 1216 |
| 8,0 | 1070 | 1077 | 1084 | 1092 | 1099 | 1107 | 1114 | 1122 | 1129 | 1137 |
| 7,0 | 999 | 1006 | 1013 | 1020 | 1027 | 1034 | 1041 | 1048 | 1055 | 1062 |
| 6,0 | 933 | 939 | 946 | 952 | 959 | 965 | 972 | 979 | 986 | 992 |
| 5,0 | 871 | 877 | 883 | 889 | 895 | 901 | 907 | 914 | 920 | 926 |
| 4,0 | 812 | 818 | 823 | 829 | 835 | 841 | 847 | 853 | 858 | 864 |
| 3,0 | 757 | 762 | 768 | 773 | 779 | 784 | 790 | 795 | 801 | 806 |
| 2,0 | 705 | 710 | 715 | 720 | 726 | 731 | 736 | 741 | 746 | 752 |
| 1,0 | 657 | 662 | 666 | 671 | 676 | 681 | 686 | 690 | 695 | 700 |
| 0,0 | 611 | 616 | 620 | 624 | 629 | 634 | 638 | 643 | 647 | 652 |
| -1,0 | 563 | 568 | 572 | 577 | 582 | 587 | 592 | 596 | 601 | 606 |
| -2,0 | 518 | 522 | 527 | 531 | 535 | 540 | 544 | 549 | 554 | 558 |
| -3,0 | 476 | 480 | 484 | 488 | 492 | 497 | 501 | 505 | 509 | 514 |
| -4,0 | 438 | 441 | 445 | 449 | 453 | 457 | 460 | 464 | 468 | 472 |
| -5,0 | 402 | 405 | 409 | 412 | 416 | 419 | 423 | 427 | 430 | 434 |
| -6,0 | 369 | 372 | 375 | 378 | 382 | 385 | 388 | 392 | 395 | 398 |
| -7,0 | 338 | 341 | 344 | 347 | 350 | 353 | 356 | 359 | 363 | 366 |
| -8,0 | 310 | 313 | 316 | 318 | 321 | 324 | 327 | 330 | 332 | 335 |
| -9,0 | 284 | 286 | 289 | 292 | 294 | 297 | 299 | 302 | 305 | 307 |
| -10,0 | 260 | 262 | 265 | 267 | 269 | 272 | 274 | 277 | 279 | 281 |

Conduits à section circulaire (diamètre = D)

| | | | | | | | | | | | |
|--|------|------|---|------|------|-----|------|------|------------|-----|-----|
| | R/D | ζ | | R/D | ζ | | R/D | ζ | | α | ζ |
| | 0,5 | 0,9 | | 0,5 | 1,3 | | 0,5 | 1,1 | | 15° | 0,1 |
| | 0,75 | 0,45 | | 0,75 | 0,8 | | 0,75 | 0,6 | | 30° | 0,2 |
| | 1,0 | 0,35 | | 1,0 | 0,5 | | 1,0 | 0,4 | | 45° | 0,5 |
| | 1,5 | 0,25 | | 1,5 | 0,3 | | 1,5 | 0,25 | | 60° | 0,7 |
| | 2,0 | 0,2 | | 2,0 | 0,25 | | 2,0 | 0,2 | | 90° | 1,3 |
| | α | ζ2 | | R/D | ζ2 | | R/D | ζ2 | | α | ζ2 |
| | 15° | 0,1 | | 0,5 | 1,3 | | 0,5 | 1,2 | | 15° | 0,1 |
| | 30° | 0,3 | | 0,75 | 0,9 | | 0,75 | 0,6 | | 30° | 0,3 |
| | 45° | 0,5 | | 1,0 | 0,8 | | 1,0 | 0,4 | | 45° | 0,7 |
| | 60° | 0,7 | | 1,5 | 0,6 | | 1,5 | 0,25 | | 60° | 1,0 |
| | 90° | 1,3 | | 2,0 | 0,5 | | 2,0 | 0,2 | | 90° | 1,4 |
| | | | α | ζ | | R/D | ζ | | d/D | ζ | |
| | | | | 0° | 0,9 | | 0,2 | 0,2 | | 0,1 | 2,5 |
| | | | | 15° | 0,5 | | 0,5 | 0,1 | | 0,2 | 2,5 |
| | | | | 30° | 0,3 | | 0,8 | 0,05 | | 0,4 | 2,5 |
| | | | | 45° | 0,3 | | | | | 0,6 | 2,3 |
| | | | | 60° | 0,4 | | | | | 0,8 | 1,9 |
| | | | | 90° | 0,5 | | | | | 0,9 | 1,5 |
| | d/D | ζ | | α | ζ | | d/D | ζ | diaphragme | d/D | ζ |
| | 0,1 | 1,0 | | 5° | 0,15 | | 0,1 | 0,6 | | 1 | 0 |
| | 0,2 | 0,9 | | 10° | 0,25 | | 0,2 | 0,5 | | 0,9 | 0,1 |
| | 0,4 | 0,7 | | 15° | 0,4 | | 0,4 | 0,4 | | 0,8 | 1 |
| | 0,6 | 0,4 | | 30° | 0,8 | | 0,6 | 0,3 | | 0,7 | 5 |
| | 0,8 | 0,2 | | 45° | 0,9 | | 0,8 | 0,2 | | 0,6 | 8 |
| | | | | 90° | 1,0 | | | | | | |

Annexe 4 : Perte de charge linéaire

| | | |
|--|---|---|
| $Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$ <p><i>V</i> = vitesse moyenne du fluide</p> <p><i>D</i> = diamètre intérieur de la conduite</p> <p><i>ν</i> = viscosité cinématique du fluide</p> | <p>$Re \leq 1200$: écoulement laminaire</p> $\lambda = \frac{64}{Re}$ | <p>$1200 < Re < 100000$: écoulement turbulent lisse</p> $\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ <p>(expression de BLASIUS)</p> |
|--|---|---|

Annexe 5 : Dimensionnement du ventilateur

