

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

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 :

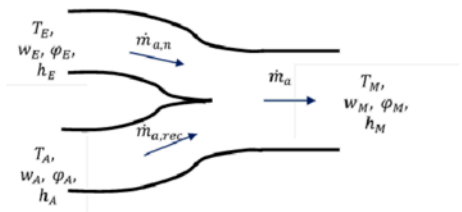
$$\dot{m}_{a,n} = \rho_a \cdot \dot{V}_o = \rho_a \cdot N_{pers} \cdot \dot{V}_{o,pers}$$

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

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 :

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

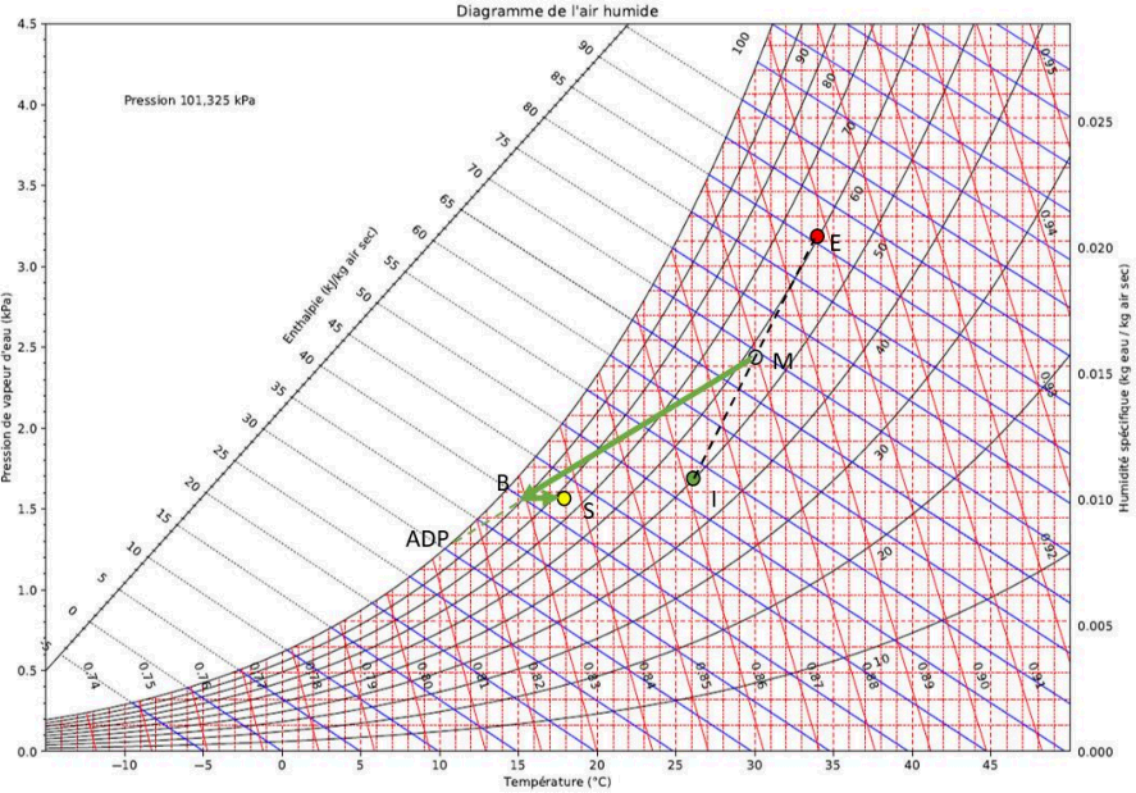
Le débit d'eau condensé :

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

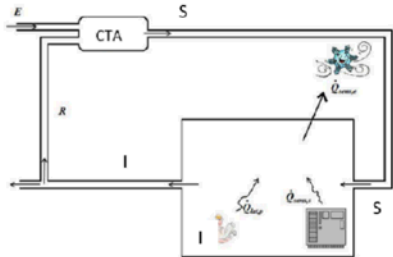
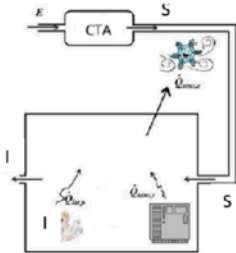
La puissance échangée dans la batterie de post chauffage sera :

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

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 :

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

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

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 :

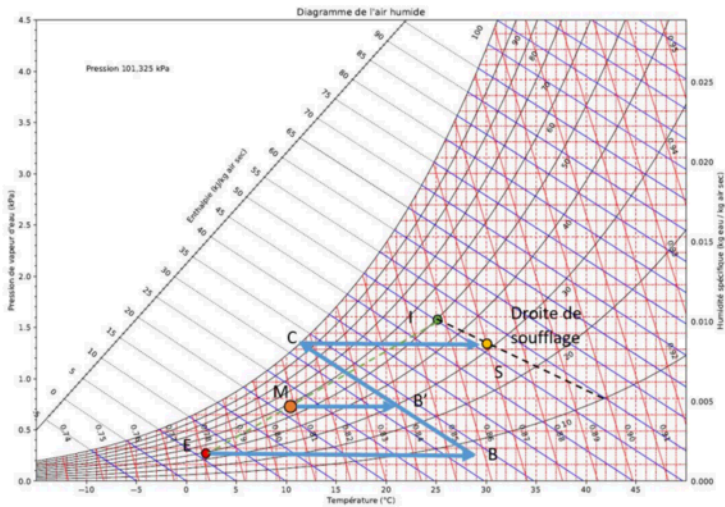
$$\dot{Q}_{EB'} = \dot{m}_{tot} \cdot (h_{B'} - h_M) = 0.349 \cdot (32 - 21.5) = 3.66 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{w_{B'C}} = \dot{m}_{tot} \cdot (w_C - w_{B'}) = 0.349 \cdot (0.0017 - 0.0045) = -0.00098 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{s}$$

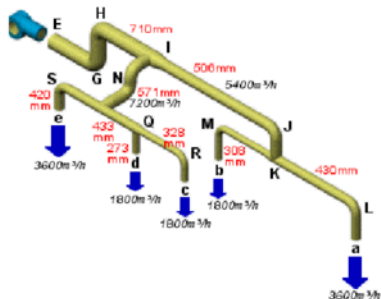
$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{tot} \cdot (h_S - h_C) = 0.349 \cdot (52 - 32) = 25.90 \text{ kW}$$

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 :

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

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