



Air humide : propriétés thermodynamiques,
opérations unitaires et technologie
associées à son emploi.

AIR HUMIDE : RAPPELS ET DEFINITIONS

INTRODUCTION

Nous allons considérer l'air humide comme un mélange de gaz parfaits et nous utilisons donc la loi de Dalton [1] qui nous dit que « la pression, l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie d'un mélange de gaz parfaits sont respectivement égales à la somme des pressions partielles, des énergies internes partielles, des enthalpies partielles et des entropies partielles qu'auraient les gaz constituants s'ils occupaient seuls le volume total à la température du mélange. » soit :

$$P = P_{as} + P_v \quad [1]$$

$$H = H_{as} + H_v \text{ avec } H_{as} = m_{as} h_{as} \text{ et } H_v = m_v h_v \quad [2]$$

où P_{as} est la pression partielle d'air sec et P_v la pression partielle de vapeur d'eau. De même, H_{as} est l'enthalpie de l'air sec seul et H_v est l'enthalpie de la vapeur d'eau seule. Ces deux grandeurs sont données en fonction des enthalpies spécifiques massiques (h_v et h_{as}) des corps purs.

Appliquant la loi des gaz parfaits [1, 2] pour chacun des deux gaz à la même température T contenus dans un seul volume V , on obtient :

$$\begin{cases} P_{as} V = m_{as} \frac{R}{M_{as}} T = n_{as} RT \\ P_v V = m_v \frac{R}{M_v} T = n_v RT \end{cases} \quad [3]$$

La masse d'un volume gazeux est égale à la somme des masses des deux constituants et s'exprime en fonction de l'humidité spécifique ω défini comme suit :

$$m = m_{as} + m_v = m_{as} \left(1 + \frac{m_v}{m_{as}}\right) = m_{as} (1 + \omega) \quad [4]$$

avec $\omega = \frac{m_v}{m_{as}}$ en kg d'eau/kg d'air sec

ω peut encore s'exprimer en fonction du rapport des deux pressions partielles selon :

$$\begin{cases} \frac{P_v}{P_{as}} = \frac{m_v}{m_{as}} \frac{M_{as}}{M_v} = \frac{1}{0,62198} \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{\omega}{0,62198} \approx \frac{\omega}{0,622} \\ \text{avec } M_{as} \approx 28,9644 \text{ g.mol}^{-1}; M_v = 18,0153 \text{ g.mol}^{-1}; \frac{M_v}{M_{as}} = \frac{1}{0,62198} \\ \omega = 0,622 \frac{P - P_{as}}{P_{as}} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \end{cases} \quad [5]$$

I Calcul de l'enthalpie du mélange :

Nous savons que pour un gaz parfait, l'enthalpie ne dépend que de la température, soit :

$$dh = C_p dT$$

de plus, si l'on suppose que la capacité calorifique à pression constante C_p est indépendant de la température ($C_p = C_{te}$), on peut écrire, pour l'enthalpie de l'air sec :

$$h_{as} = C_{p_{as}} (T - 273,15) = C_{p_{as}} t$$

soit : $h_{as} = 1,006 t$ avec h_{as} en kJ/kg.

où l'on a pris la température de 273.15K comme température de référence à laquelle l'enthalpie de l'air sec est nulle et où l'on définit $t=T-273.15$, c'est à dire que t représente la température en degrés Celsius.

Une démarche similaire est suivie pour la vapeur d'eau, supposée être un gaz parfait, mais une différence importante est introduite pour l'origine de l'enthalpie. Au lieu de prendre comme origine de l'enthalpie à 0°C, l'enthalpie de la vapeur d'eau c'est l'enthalpie de l'eau liquide que l'on prend comme référence. Dans ces conditions, on a, pour la vapeur d'eau, considérée comme un gaz parfait :

$$\begin{cases} h_v = C_{p_v} (T - 273.15) + h_v|_{T=273.15} \\ h_v|_{T=273.15} = h_{liq}|_{T=273.15} + h_v|_{T=273.15} - h_{liq}|_{T=273.15} = L|_{T=273.15} \\ \text{car : } h_{liq}|_{T=273.15} = 0 \text{ et } h_v|_{T=273.15} - h_{liq}|_{T=273.15} = L|_{T=273.15} \end{cases}$$

Finalement, l'enthalpie spécifique massique de la vapeur d'eau s'écrit :

$$h_v = \underbrace{L}_{\text{chaleur latente}} + \underbrace{C_{p_v} t}_{\text{chaleur sensible}} \quad [6]$$

et l'enthalpie pour la masse m_v de vapeur s'écrit (à l'aide de l'équation 4) :

$$H_v = m_v (L + C_{p_v} t) = \omega m_{as} (L + C_{p_v} t)$$

Une démarche similaire peut être utilisée pour calculer l'enthalpie de l'eau liquide. L'enthalpie d'un liquide dépend de la pression :

$$dh = C_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dP$$

mais à pression constante, on a simplement :

$$dh = C_p dT$$

$$h_{liq}(T) - h_{liq}(273.15) = \int_{273.15}^T C_{p_{liq}} dT$$

en tenant compte du fait que $h_{liq}(273.15)=0$ et en prenant pour hypothèse que $C_p=C_{te}$, on obtient :

$$h_{liq} = C_{p_{liq}} t$$

soit : $h_{liq}=4,182 t$ avec h_{liq} en kJ/kg.

L'enthalpie du mélange est alors égale, d'après la loi de Dalton, à la somme des enthalpies partielles qu'auraient les gaz constituants s'ils occupaient seuls le volume total à la température du mélange, soit :

$$\begin{cases} H = H_{as} + H_v \\ H = m_{as} (C_{p_{as}} + \omega C_{p_v}) t + m_{as} \omega L \end{cases} \quad [7]$$

Dans le cas de l'air humide, on définit des grandeurs spécifiques qui sont ramenées à l'unité de masse d'air sec et non pas à l'unité de masse du mélange d'air qui serait égal à la masse du mélange d'air sec plus celle de vapeur d'eau (ce que l'on appelle l'air humide). On définit ainsi une enthalpie spécifique de l'air humide, h :

$$h = \frac{H}{m_{as}} = \underbrace{(C_{p_{as}} + \omega C_{p_v})}_{\text{chaleur sensible}} t + \underbrace{\omega L}_{\text{chaleur latente}} \quad [8]$$

$$h = (1,006 + 1,826 \omega) t + 2500 \omega, \quad h \text{ en kJ/kg}_{as}, \quad \omega \text{ en kg/kg}_{as}, \quad t \text{ en } ^\circ\text{C} \quad [9]$$

Le plus important intérêt de cette formulation réside dans le fait que toutes les propriétés pourront, par la suite, être calculées à partir de la masse d'air sec.

Les différentes valeurs numériques des grandeurs introduites dans les formules données plus haut sont les suivantes [3, 4, 5, 6]:

$L(273.15\text{ K}) = 2483\text{ kJ.kg}^{-1} \sim 2500\text{ kJ.kg}^{-1}$	$M_{as} = 28.966\text{ g.mol}^{-1}$
$C_{pv} = 1,826\text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$M_v = 18.0153\text{ g.mol}^{-1}$
$C_{pas} = 1,006\text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$C_{pliq} = 4,182\text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$R = 8.314472\text{ J/mol.K}$	

II. Température humide:

Considérons le « laveur » présenté dans les figures 1a et 1b. C'est un composant qui sert de contacteur entre un flux d'air et d'eau liquide [7, 8]. Ce contacteur est supposé être isolé thermiquement de l'environnement (conditions adiabatiques pour les échanges thermiques). Au cours de son passage dans le laveur, l'air s'humidifie jusqu'à ce que la pression partielle de vapeur d'eau soit égale à la pression de vapeur saturante de l'eau à la température du liquide. Cette humidification de l'air s'accompagne d'une variation de température de l'air, que l'on va calculer. De l'eau liquide est injectée dans ce laveur afin d'assurer la permanence d'une quantité constante d'eau liquide dans le laveur. Généralement, l'eau est pulvérisée et re-circule dans le laveur afin d'assurer un bon contact avec l'air. Dans la suite, nous ne nous préoccupons pas de l'efficacité du laveur puisque nous supposons que la pression partielle de vapeur d'eau en sortie du laveur est rigoureusement égale à la pression de vapeur saturante. On injecte donc un débit d'air supposé constant dans ce laveur. Le débit d'eau qu'il faut injecter est également constant en régime permanent. D'un point de vue de la thermodynamique, on a un système ouvert fonctionnant en régime stationnaire avec écoulements permanents d'air et d'eau. On va donc pouvoir écrire les lois de conservation de la masse et de l'énergie pour ce système ouvert.

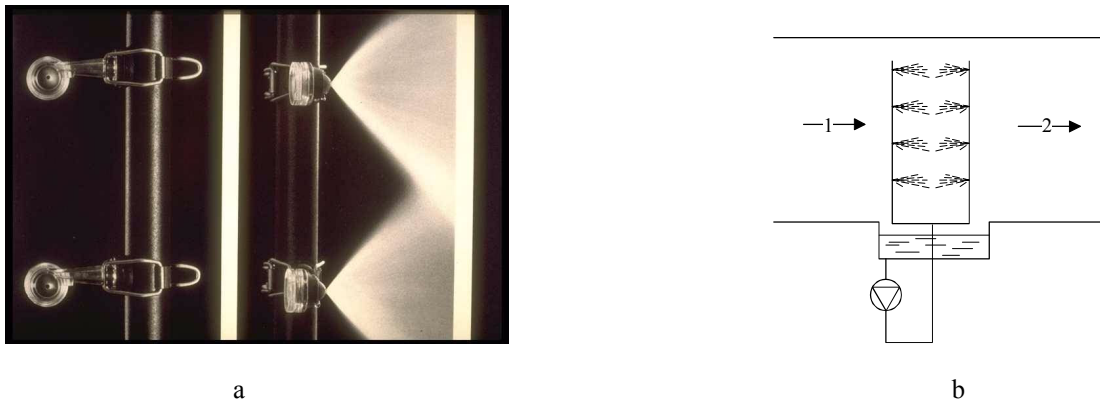


Figure 1 : humidificateur à pulvérisation (a : technologie et mise en oeuvre, b : représentation schématique)

II.1. Conservation de la masse:

Affectons du suffixe 1 l'air entrant et du suffixe 2 l'air sortant et écrivons la conservation de l'air sec, on obtient :

$$\dot{m}_{as}^1 - \dot{m}_{as}^2 = 0$$

La conservation de la masse d'eau s'écrit quant à elle :

$$\dot{m}_{as}^1 \omega_1 + \dot{m}_{liq} - \dot{m}_{as}^2 \omega_{sat}^h = 0$$

où nous avons introduit le débit liquide (\dot{m}_{liq}) et l'humidité spécifique correspondant à la vapeur saturante (ω_{sat}^h). On peut introduire $\delta\omega$ ce qui permet d'écrire le débit liquide sous la forme :

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{as}^1 \delta\omega$$

et donc :

$$\delta\omega = \omega_{\text{sat}}^h - \omega_1$$

II.2. Conservation de l'énergie :

Appliquons le premier principe pour un système ouvert en régime stationnaire et écoulement permanent

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} \hat{V}^2 + gz \right)_{e,s}$$

En négligeant les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle, on a :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s}$$

en tenant compte que le système n'échange ni chaleur ni travail mécanique avec l'extérieur, on arrive à :

$$0 = \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s}$$

La conservation de l'énergie se réduit à une conservation de l'enthalpie. Les flux d'enthalpie sont constitués en entrée : du flux d'enthalpie de l'air entrant et du flux d'enthalpie de l'eau liquide et en sortie uniquement du flux d'enthalpie de l'air sortant.

$$\dot{m}_{\text{as}}^1 h^1 + \dot{m}_{\text{liq}} h_{\text{liq}} - \dot{m}_{\text{as}}^2 h^2 = 0$$

qui, compte tenu des précédentes équations, s'écrit :

$$\underbrace{\dot{m}_{\text{as}}^1 [(C_{p_{\text{as}}} + \omega_1 C_{p_v}) t_1 + \omega_1^s L]}_{\dot{m}_{\text{as}}^1 h^1} + \underbrace{\dot{m}_{\text{liq}}^1 \delta\omega C_{p_{\text{liq}}}}_{\dot{m}_{\text{liq}}^1 h_{\text{liq}}} t_1 - \underbrace{\dot{m}_{\text{as}}^2 [(C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v}) t_h + \omega_{\text{sat}}^h L]}_{\dot{m}_{\text{as}}^2 h^2} = 0$$

où nous avons introduit t_h , « température humide » de « l'air humide » sortant du laveur et le fait que $\dot{m}_{\text{as}}^1 = \dot{m}_{\text{as}}^2$. Nous pouvons diviser l'équation précédente par \dot{m}_{as}^1 , faire passer le terme en t_h dans le second membre et regrouper tous les termes en t_1 :

$$(C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v}) t_h = (C_{p_{\text{as}}} + \omega_1 C_{p_v} + \delta\omega C_{p_{\text{liq}}}) t_1 + (\omega_1 - \omega_{\text{sat}}^h) L$$

mais $(\omega_1 - \omega_{\text{sat}}^h) = -\delta\omega$ si bien que l'on a :

$$(C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v}) t_h = [C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v} + \delta\omega (C_{p_{\text{liq}}} - C_{p_v})] t_1 - \delta\omega L$$

$$\Leftrightarrow t_h = \frac{[C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v} + \delta\omega (C_{p_{\text{liq}}} - C_{p_v})] t_1 - \delta\omega L}{(C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v})}$$

t_h représente la température humide d'un air pris à la température sèche t_1 et à l'humidité spécifique ω_1 si bien que par simplification, t_1 et ω_1 deviendront t et ω dans ce qui suit.

$$\Leftrightarrow t_h = t + \frac{\delta\omega [(C_{p_{\text{liq}}} - C_{p_v}) t - L]}{(C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v})}, \quad t_h \text{ et } t \text{ en } ^\circ\text{C}, \quad \omega \text{ et } \omega_{\text{sat}}^h \text{ en kg/kg}_{\text{as}} \quad [10]$$

Le terme $(C_{p_{\text{liq}}} - C_{p_v}) t_1$ est beaucoup plus petit que L et peut généralement être négligé. Par exemple si $t = 30^\circ\text{C}$, $(C_{p_{\text{liq}}} - C_{p_v}) t = (4,182 - 1,826) 30 = 70 \text{ kJkg}^{-1}$ à comparer à $L=2500 \text{ kJkg}^{-1}$. Si donc ce terme est négligé, on obtient :

$$t_h \approx t - \frac{L(\omega_{\text{sat}}^h - \omega)}{(C_{p_{\text{as}}} + \omega_{\text{sat}}^h C_{p_v})}, \quad t_h \text{ et } t \text{ en } ^\circ\text{C}, \quad \omega \text{ et } \omega_{\text{sat}}^h \text{ en kg/kg}_{\text{as}} \quad [11]$$

III Humidité relative

Il s'agit du rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air et la pression de saturation de cette vapeur d'eau à la température t .

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{\text{Sat}}(t)}, \quad [12]$$

elle est généralement exprimée en % ($\varphi=100\%$: air saturé ; $\varphi=0\%$: air totalement sec).

IV Température de rosée

Il s'agit de la température pour laquelle l'air devient saturé pour la pression de vapeur d'eau P_v considérée. Or P_v intervient dans l'expression de l'humidité spécifique ω , si bien que la température de rosée représente encore la température de saturation à humidité spécifique constante.

V Equilibre de l'eau pure

L'eau vapeur en équilibre avec l'eau liquide constitue un équilibre monovariant. L'eau vapeur en équilibre avec l'eau solide constitue aussi un équilibre monovariant. Ainsi, il existe une relation univoque reliant température et pression de saturation pour chacun de ces équilibres. Celle-ci peut prendre différentes formes selon les auteurs [9, 10]. On a par exemple :

- pour l'équilibre liquide/vapeur :

$$\begin{cases} \text{Log}_{10}(P_{\text{Sat}}) = \frac{7.625 * t}{241 + t} + 2.7877 \\ \text{ou encore } t = -241 \frac{\text{Log}_{10}(P_{\text{Sat}}) - 2.7877}{\text{Log}_{10}(P_{\text{Sat}}) - 2.7877 - 7.625} \end{cases}, \quad P \text{ en Pa, } t \text{ en } ^\circ\text{C} \quad [13a]$$

- pour l'équilibre solide/vapeur :

$$\begin{cases} \text{Log}_{10}(P_{\text{Sat}}) = \frac{9.756 * t}{272.7 + t} + 2.7877 \\ \text{ou encore } t = -272.7 \frac{\text{Log}_{10}(P_{\text{Sat}}) - 2.7877}{\text{Log}_{10}(P_{\text{Sat}}) - 2.7877 - 9.756} \end{cases}, \quad P \text{ en Pa, } t \text{ en } ^\circ\text{C} \quad [13b]$$

VI Volume massique, volume spécifique

Le volume massique v^* est le volume occupé par l'unité de masse d'air humide. Un volume V contenant m_{as} kg d'air sec et m_v de vapeur d'eau a donc un volume massique :

$$v^* = \frac{V}{m_{\text{as}} + m_v}$$

or $m = \frac{MPV}{RT}$, on a alors $v^* = \frac{T}{\frac{P - P_v}{287.05} + \frac{P_v}{461.52}}$

avec $\frac{R}{M_{\text{as}}} = \frac{8.314472}{28.966 \cdot 10^{-3}} = 287.5 \text{ J/kg.K}$ et $\frac{R}{M_v} = \frac{8.314472}{18.0153 \cdot 10^{-3}} = 461.52 \text{ J/kg.K}$

or $\omega = 0,622 \frac{P - P_{\text{as}}}{P_{\text{as}}} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}$, on a alors $v^* = \frac{461.52(0.622 + \omega) T}{(1 + \omega) P}$ en m^3 par kg d'air humide.

Le volume spécifique est par définition le volume d'air humide contenant l'unité de masse d'air sec et s'écrit :

$$v'' = \frac{V}{m_{as}} = v'' * \frac{m_{as} + m_v}{m_{as}} = v'' * (1 + \omega)$$

On a alors :

$$v'' = \frac{461.52 (0.622 + \omega) T}{P}, P \text{ en Pa, } T \text{ en K, } \omega \text{ en kg/kg}_{gas}, v'' \text{ en m}^3/\text{kg}_{gas} \quad [14]$$

VII Récapitulatif des équations

Humidité spécifique

$$\omega = 0,622 \frac{P - P_{as}}{P_{as}} = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}, \omega \text{ en kg/kg}_{gas}, P, P_{as} \text{ et } P_v \text{ en Pa} \quad [5]$$

Enthalpie du mélange:

$$h = (1,006 + 1,826 \omega) t + 2500 \omega, h \text{ en kJ/kg, } t \text{ en } ^\circ\text{C, } \omega \text{ en kg/kg}_{gas} \quad [9]$$

Température humide:

$$t_h \approx t - \frac{2500 (\omega_{sat}^h - \omega)}{(1,006 + 1,826 \omega_{sat}^h)}, t_h \text{ et } t_1 \text{ en } ^\circ\text{C, } \omega_1 \text{ et } \omega_{sat}^h \text{ en kg/kg}_{gas} \quad [11]$$

Humidité relative

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{Sat}(t)}, P_v \text{ et } P_{sat} \text{ en Pa, } \varphi \text{ généralement en } \% \quad [12]$$

Equilibre liquide/vapeur :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Log}_{10}(P_{Sat}) = \frac{7.625 * t}{241 + t} + 2.7877 \\ \text{ou encore } t = -241 \frac{\text{Log}_{10}(P_{Sat}) - 2.7877}{\text{Log}_{10}(P_{Sat}) - 2.7877 - 7.625} \end{array} \right., P_{sat} \text{ en Pa, } t \text{ en } ^\circ\text{C} \quad [13a]$$

Equilibre solide/vapeur :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Log}_{10}(P_{Sat}) = \frac{9.756 * t}{272.7 + t} + 2.7877 \\ \text{ou encore } t = -272.7 \frac{\text{Log}_{10}(P_{Sat}) - 2.7877}{\text{Log}_{10}(P_{Sat}) - 2.7877 - 9.756} \end{array} \right., P \text{ en Pa, } t \text{ en } ^\circ\text{C} \quad [13b]$$

Volume spécifique

$$v'' = \frac{461.52 (0.622 + \omega) T}{P}, P \text{ en Pa, } T \text{ en K, } v'' \text{ en m}^3/\text{kg}_{gas}, \omega \text{ en kg/kg}_{gas} \quad [14]$$

Deux méthodes s'offrent alors à l'opérateur lorsqu'il s'agit de travailler sur les propriétés de l'air humide. La première passe par l'utilisation numérique de ces équations [11] pour calculer les caractéristiques « manquantes » (par exemple le calcul de l'humidité relative à partir de la température sèche et de la température humide lues sur un psychromètre). La seconde consiste à utiliser la représentation graphique de ses équations sur un abaque appelée diagramme de l'air humide ou encore diagramme psychrométrique [12] dont on trouvera un exemple en annexe

VIII Présentation du diagramme de l'air humide :

Plusieurs types de diagrammes sont utilisés et dépendent principalement des coordonnées utilisées pour sa représentation

Citons par exemple celui utilisé par CARRIER où le repère (t, ω) est orthonormé (isothermes et iso humidité spécifiques : droites parallèles, isenthalpes : non droites parallèles) ou bien encore le diagramme développé par VERON-CASARI où dans ce cas les isenthalpes et les iso humidité spécifiques sont des droites parallèles, les isothermes ne l'étant pas.

Notons enfin que, quelle que soit la forme prise par ces diagrammes, ils ont tous la particularité de n'être valable que pour la seule pression ayant servi à les construire, généralement la pression atmosphérique (101325 Pa). Toutefois, les valeurs restent quand même acceptables pour des altitudes variant entre -200 et +250 m par rapport au niveau de la mer. Si les conditions géographiques conduisaient à des pressions assez différentes de celles-ci, un diagramme spécifique devrait être créé pour l'occasion (cf la ville de Mexico [13]).

Un tel diagramme (figure 2) prend la forme suivante :

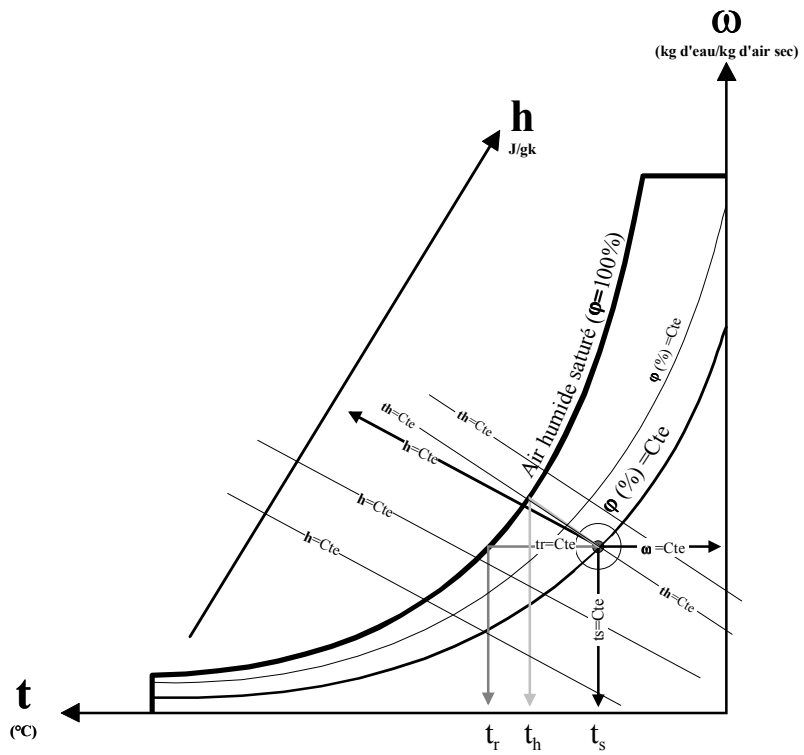


Figure 2 : diagramme de l'air humide et principales courbes caractéristiques.

OPERATIONS UNITAIRES SUR L'AIR HUMIDE

L'air est le véhicule privilégié de la chaleur, du froid ou de l'humidité dans un bâtiment à climatiser, un entrepôt frigorifique ou une salle blanche.

Il est donc généralement soumis, depuis sa collecte à l'extérieur à un certain nombre d'opérations de transformation avant sa diffusion dans l'enceinte à climatiser. Nous nous proposons de présenter celles-ci dans les paragraphes qui suivent.

I Mélange adiabatique [14, 15]

Pour diverses raisons, on peut être amené à mélanger deux airs de natures différentes. Dans la mesure où chacune des transformations est considérée comme étant unique, il n'y a pas d'autre opération que le mélange, si bien que l'absence d'échange de chaleur le qualifie d'adiabatique. La technologie mise en œuvre pour réaliser cette opération est relativement simple et se résume souvent à un « T » dont les débits entrant sont contrôlés par des systèmes de volets réglables que l'on appelle registres (cf figure 3).

Généralement, on connaît deux des flux et on cherche à déterminer le troisième. La résolution passe par l'écriture de deux équations, l'une de conservation de masse, l'autre d'énergie.



Figure 3 : caissons de mélange : technologies et représentation schématique

Le bilan masse sur l'air sec seul s'exprime selon :

$$\dot{m}_{as}^1 + \dot{m}_{as}^2 - \dot{m}_{as}^3 = 0$$

le bilan sur l'eau seule s'exprime quant à lui suivant :

$$\dot{m}_v^1 + \dot{m}_v^2 - \dot{m}_v^3 = 0$$

soit encore

$$\dot{m}_{as}^1 \omega_1 + \dot{m}_{as}^2 \omega_2 - \dot{m}_{as}^3 \omega_3 = 0 \quad [15]$$

L'écriture du premier principe de la thermodynamique (bilan énergétique) en système ouvert, en régime permanent et en négligeant énergie cinétique et potentielle s'écrit :

$$\dot{m}_{as}^1 h^1 + \dot{m}_{as}^2 h^2 - \dot{m}_{as}^3 h^3 = 0 \quad [16]$$

le traitement de ces équations conduit alors à :

$$\frac{\dot{m}_{as}^1}{\dot{m}_{as}^2} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} \quad \text{et} \quad \frac{\dot{m}_{as}^1}{\dot{m}_{as}^2} = \frac{h^2 - h^3}{h^3 - h^1} \quad [17]$$

Ces équations montrent que dans une représentation (ω, h) , cas du diagramme à coordonnées obliques, les points 1, 2 et 3 doivent être alignés puisque le point de mélange se place entre les points 1 et 2, au prorata des débits 1 et 2 (cf figure 4).

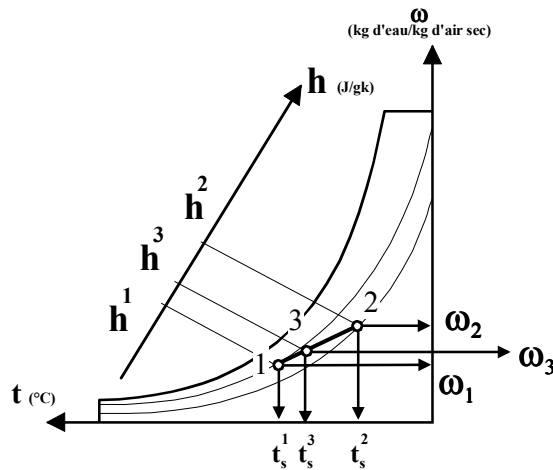


Figure 4 : représentation d'un mélange dans le diagramme de l'air humide.

II Chauffage ou refroidissement à humidité spécifique constante [16, 17] (apport ou extraction de chaleur sensible)

Que l'on ait affaire à un processus de chauffage ou de refroidissement sans condensation, on peut traiter chaque cas de façon similaire. Ce travail passe comme précédemment par la résolution du bilan massique et énergétique.

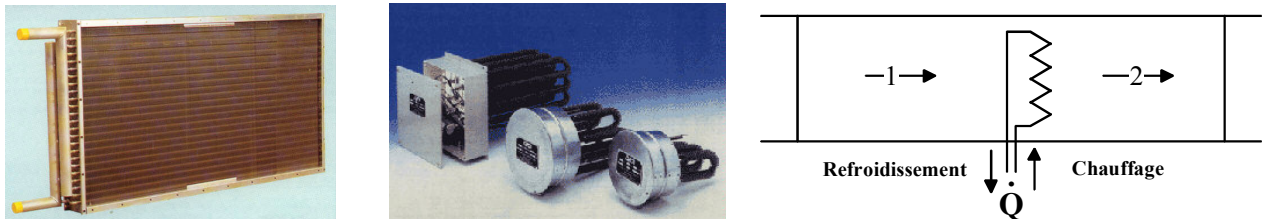


Figure 5 : batterie à eau (glacée ou chaude), épingle chauffante électrique et représentation schématique de la transformation.

Le régime étant établi, le système de chauffage ou de refroidissement n'induisant ni entrée ni sortie d'eau les bilans de matière sont assez simples et conduisent à :

- Pour l'air sec : $\dot{m}_{as}^1 - \dot{m}_{as}^2 = 0$ [18]
- Pour l'eau : $\dot{m}_v^1 - \dot{m}_v^2 = 0$ soit encore $\dot{m}_{as}^1 \omega_1 - \dot{m}_{as}^2 \omega_2 = 0$

Le bilan énergétique s'exprime quant à lui selon :

$$\dot{m}_{as}^1 h^1 - \dot{m}_{as}^2 h^2 + \dot{Q} = 0 \quad [19]$$

Le système ne comportant ni source ni puits de matière, la masse de vapeur au point 2 est la même qu'au point 1. En d'autres termes, l'humidité spécifique reste constante au cours de cette transformation ($\omega_1 = \omega_2$).

Le bilan énergétique devient alors :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{as}^1 (h^2 - h^1) \quad [20]$$

RQ : L'humidité spécifique demeurant constante, il en est de même pour la température de rosée des deux points (cf figure 2).

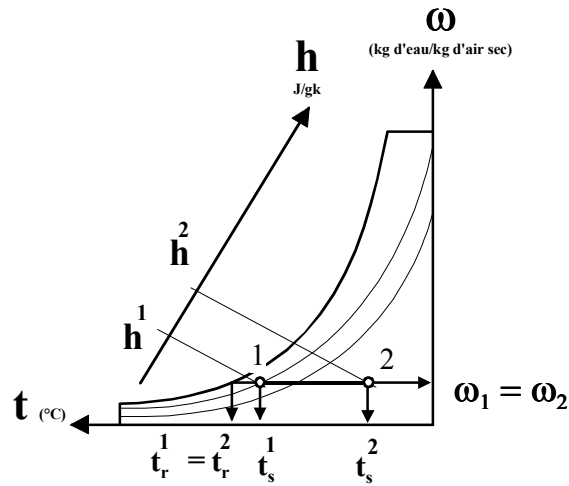


Figure 6 : représentation d'un chauffage (1-2) ou d'un refroidissement sans déshumidification (2-1) dans le diagramme de l'air humide.

III Refroidissement avec déshumidification [18, 19]

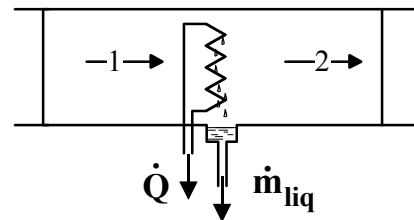
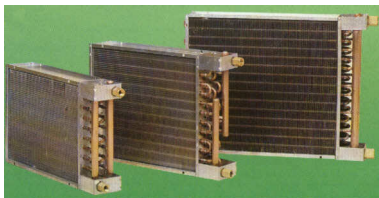


Figure 7 : batterie à eau glacée de refroidissement et déshumidification et représentation schématique.

Contrairement au cas précédent, il y a ici déshumidification, donc nécessité impérative pour réaliser cette opération que la température de surface de l'échangeur soit inférieure à la température de rosée de l'air entrant.

La caractérisation de la transformation passe comme nous l'avons déjà vu pour d'autres opérations par l'écriture du bilan de masse et d'énergie. Du premier on obtient :

- Pour l'air sec : $\dot{m}_{as}^1 - \dot{m}_{as}^2 = 0$
- Pour l'eau : $\dot{m}_v^1 - \dot{m}_v^2 - \dot{m}_{liq} = 0$

soit encore

$$\dot{m}_{as}^1 \omega_1 - \dot{m}_{as}^2 \omega_2 - \dot{m}_{liq} = 0 \quad [21]$$

Du second :

$$\dot{m}_{as}^1 h^1 - \dot{m}_{as}^2 h^2 + \dot{Q} - \dot{m}_{liq} h_{liq} = 0 \quad [22]$$

Du bilan masse, on tire :

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{as}^1 (\omega_1 - \omega_2) \quad [23]$$

Du bilan énergétique, on tire :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{as}^1 (h^2 - h^1) + \dot{m}_{as}^1 (\omega_1 - \omega_2) h_{liq} \quad [24]$$

Cette transformation peut être en fait décomposée en deux transformations élémentaires :

1->2' : Evolution à température sèche constante (apport de chaleur **latente** uniquement)

2'->2 : Evolution à humidité spécifique constante (apport de chaleur **sensible** uniquement)

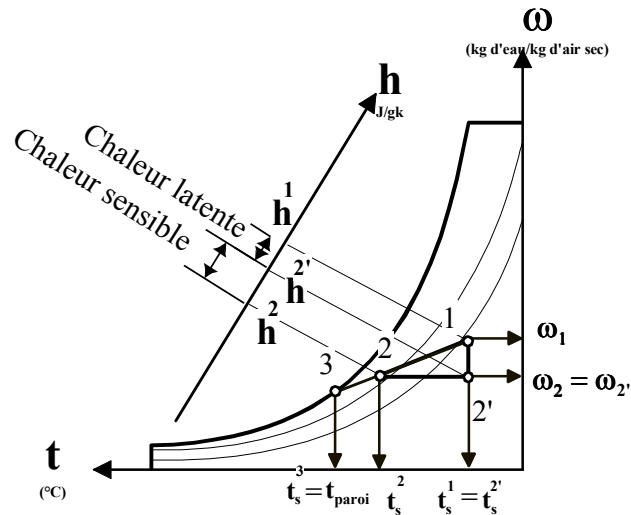


Figure 8 : représentation d'une déshumidification par refroidissement dans le diagramme de l'air humide. Décomposition de la chaleur totale échangée en chaleur latente (1-2') et en chaleur sensible (2'-3).

Il est assez fréquent que la quantité de chaleur (h^1-h^2) associée à la transformation soit comparée à la quantité maximale (h^1-h^3) qu'aurait échangé l'air s'il était sorti à saturation à la température de paroi de l'échangeur (t_{paroi} de la figure 8). L'évolution réelle se compare alors à celle idéale au travers d'une efficacité définie selon :

$$\varepsilon = \frac{h^1 - h^2}{h^1 - h^3} \quad [25]$$

IV Humidification par injection de vapeur d'eau [20, 21, 22]

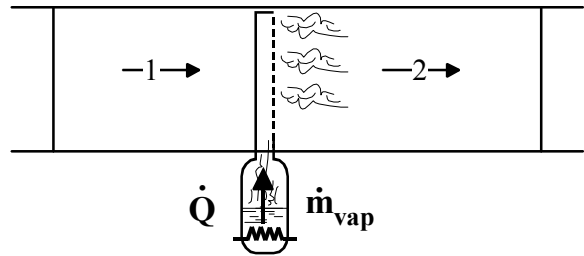
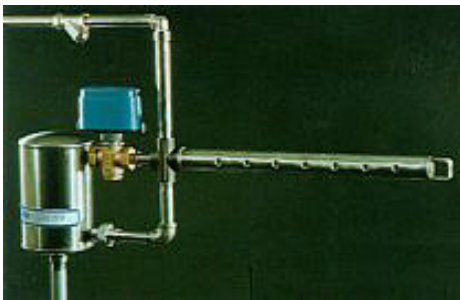


Figure 9 : Rampe d'injection de vapeur d'eau et principe de fonctionnement d'un humidificateur vapeur.

La caractérisation d'une telle transformation est issue des bilans de masses et d'énergie qui s'écrivent :

- Pour la masse d'air sec : $\dot{m}_{\text{as}}^1 - \dot{m}_{\text{as}}^2 = 0$

- Pour la masse d'eau : $\dot{m}_v^1 - \dot{m}_v^2 + \dot{m}_{\text{vap}} = 0$

$$\text{soit encore : } \dot{m}_{\text{as}}^1 \omega_1 - \dot{m}_{\text{as}}^2 \omega_2 + \dot{m}_{\text{vap}} = 0 \quad [26]$$

- Pour l'énergie : $\dot{m}_{\text{as}}^1 h_s^1 - \dot{m}_{\text{as}}^2 h_s^2 + \dot{m}_{\text{vap}} h_{\text{vap}} = 0 \quad [27]$

Et conduisent à :

$$\dot{m}_{\text{vap}} = \dot{m}_{\text{as}}^1 (\omega_2 - \omega_1) \quad [28]$$

Ce type de transformation s'effectue avec une élévation de température mais d'amplitude faible (figure10).

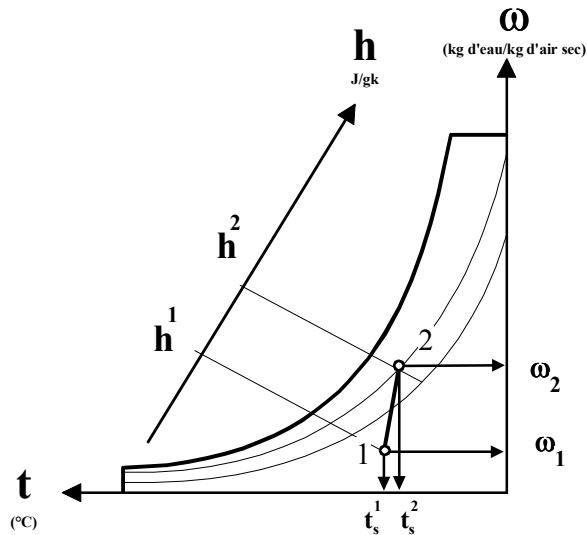


Figure 10 : représentation dans le diagramme de l'air humide d'une humidification par injection de vapeur d'eau.

V Humidification par injection de d'eau [23, 24]

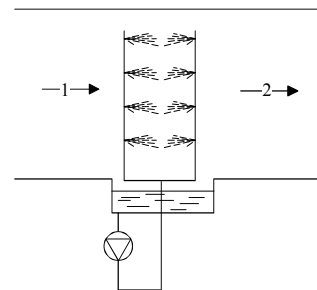


Figure 11 : Pulvérisateur d'eau et représentation schématique d'un humidificateur à injection de vapeur d'eau.

Lorsque le système est à recirculation d'eau, celle-ci n'est ni chauffée ni refroidie. Par conséquent, on peut considérer que cette transformation s'effectue à enthalpie constante (cf II en première partie). Ainsi, cette humidification s'accompagne d'un refroidissement de l'air.

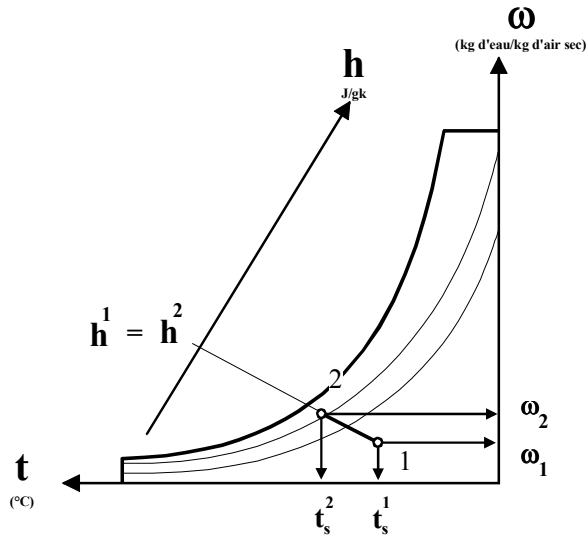


Figure 12 : représentation du refroidissement par humidification par pulvérisation d'eau (système à recirculation : isenthalpe) dans le diagramme de l'air humide.

Lorsque l'humidification s'effectue avec de l'eau chauffée (figure A), selon la température de cette eau on peut obtenir en sortie :

1->2 : de l'air humide et réchauffé

1->2' : de l'air humide et refroidi

Lorsque l'humidification s'effectue avec de l'eau refroidie (figure B), on obtient en sortie toujours de l'air humide et refroidi (et plus refroidi que dans la transformation isenthalpe sans chauffage ni refroidissement).

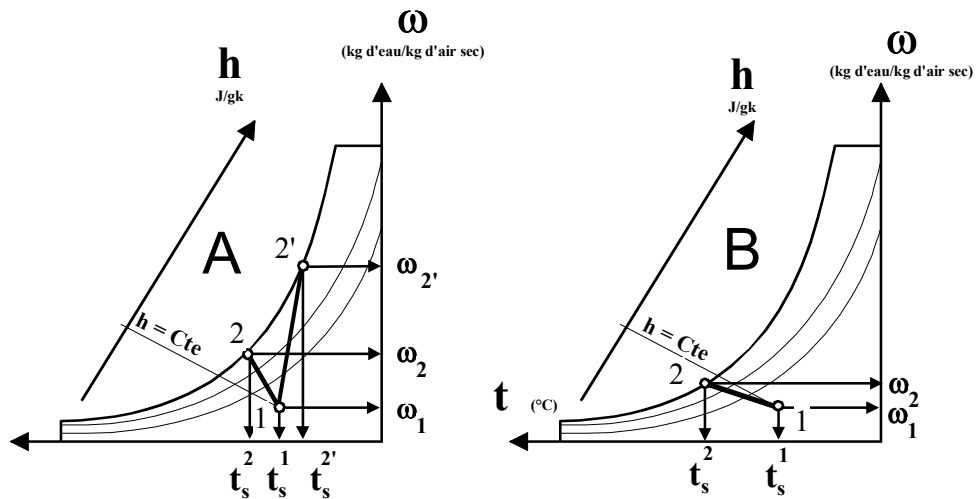


Figure 13 : Représentation des évolutions subies par l'air lors :
 A) d'une humidification par injection d'eau chauffée
 B) d'une humidification par injection d'eau refroidie

Comme dans le cas de la déshumidification, ces transformations d'humidification peuvent être séparées en :

1->2' : Evolution à humidité spécifique constante (échange de chaleur **sensible** uniquement)

2'->2 : Evolution à température sèche constante (échange de chaleur **latente** uniquement)

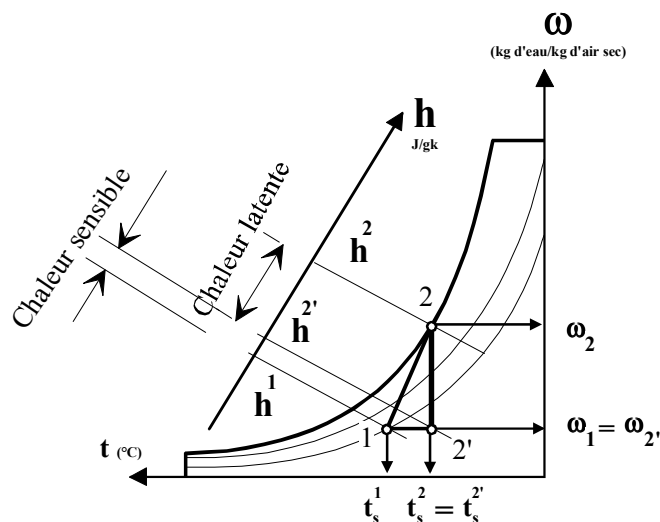


Figure 14 : représentation d'une humidification par injection d'eau dans le diagramme de l'air humide, décomposition de la chaleur totale échangée en chaleur sensible et en chaleur latente.

VI Déshumidification par sorption

Il existe d'autres moyens de déshumidifier l'air que celui utilisant une batterie froide dont la température de paroi est inférieure à celle de rosée de l'air à traiter. Les procédés correspondants reposent pour l'essentiel sur des phénomènes de sorption soit liquide soit solide [9, 25]. L'absorption de vapeur d'eau contenue dans l'air consiste à faire passer cet air au travers d'un laveur où circule une solution absorbante (chlorure de calcium par exemple). La seconde technique utilise les propriétés adsorbantes d'un matériau solide (zéolithe, silica-gel, chlorure de lithium par exemple). La mise en œuvre est assurée au moyen d'une roue dessiccante [26, 27, 28] sur laquelle est disposé ce solide adsorbant comme schématisé dans la figure 15., Seule une partie de cette roue est en contact avec l'air à traiter (généralement 3/4 de la section de passage), l'autre partie servant à régénérer le système. Ainsi, l'air à traiter (process air) traverse la roue pour en ressortir plus sec (dry air) mais aussi plus chaud car la réaction d'adsorption est exothermique. La roue s'étant chargée d'eau, il est nécessaire de la lui retirer avant de pouvoir à nouveau jouer son rôle. Aussi, un flux d'air traverse le quart de roue restant. Cet air est préalablement chauffé (plusieurs dizaines de degrés) avant son introduction dans la roue où il désorbe l'eau qui y est contenue. La réaction étant endothermique, l'air ressort alors moins chaud et chargé d'humidité (wet air).

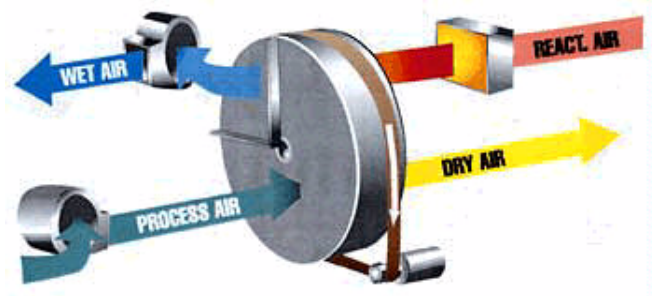


Figure 15 : Installation industrielle et principe de fonctionnement d'une roue dessiccante.

L'évolution de l'air au travers de la roue (dans un sens comme dans l'autre) ne fait pas strictement l'unanimité. Elle est soit définie comme étant isenthalpe [10] ou bien comme effectuée à température humide constante [25]. Toutefois la différence entre ces deux évolutions (iso-h ou iso- t_h) étant finalement assez peu marquée dans les calculs comme dans un diagramme, l'une ou l'autre des hypothèses peut être considérée comme étant valable.

L'allure des transformations inhérentes au fonctionnement d'une roue dessiccante dans un diagramme prend la forme représentée dans la figure 16.

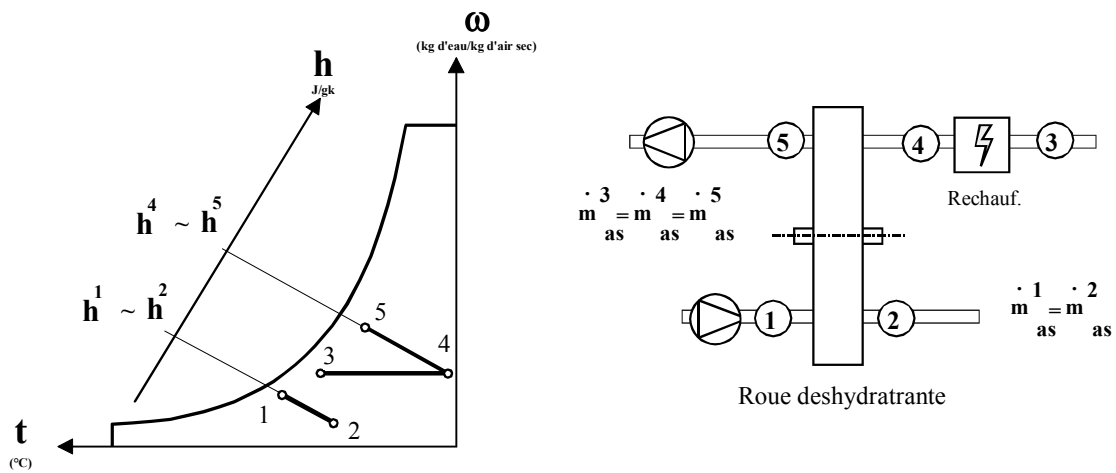


Figure 16 : Représentation du comportement d'une roue dessiccante dans un diagramme de l'air humide.

Au niveau des équations caractéristiques de ce type de transformation, elles restent dépendantes des sorbants mis en jeu et des technologies mises en œuvre et peuvent difficilement être uniques. Plusieurs constructeurs [28, 29] fournissent des outils de sélection adaptés aux besoins des utilisateurs.

En revanche, une situation commune à tous est le respect de la conservation de masse du système. En effet, la régénération (trajet 4-5 de la figure 16) doit évacuer la quantité d'eau qui a été retenue dans le trajet 1-2 si bien que l'on peut écrire :

$$\dot{m}_{as}^{1=2} (\omega_1 - \omega_2) = \dot{m}_{as}^{3=4=5} (\omega_5 - \omega_4) \quad [29]$$

Une dernière remarque au sujet des roues dessiccantes concerne les niveaux de déshumidification que l'on peut atteindre et la relative facilité avec laquelle on les obtient en comparaison d'une solution classique par refroidissement. Prenons par exemple un air à atteindre de 20 °C, 0.3 g/kg (exemple issu de la référence [28] : fabricant verrier) qui est tout à fait le domaine de travail aisément accessible par les systèmes de déshumidification par sorption.

Cet air est aussi défini par une température de rosée. Pour déshumidifier cet air de façon classique, il est nécessaire de le faire passer sur une batterie froide dont la température est inférieure à la température de rosée (environ -30 °C ici), soit par exemple -35/-40°C, ce qui impose par conséquent une technologie adéquate et plutôt lourde, cycle frigorifique biétagé en l'occurrence, ce qui rend cette solution souvent abandonnée lorsque de telles humidités sont visées.

VII Récupération de chaleur par échange thermique

Il est assez fréquent que l'air que l'on évacue d'une salle soit intéressant à recycler dans un système de climatisation. En effet, en hiver, on peut être amené à rejeter un air à 18/20°C alors qu'on puise à l'extérieur un air très vraisemblablement plus froid pour le chauffer et le souffler dans la pièce en question. On peut raisonner de même l'été où on rejète un air à 24/25°C alors que l'on puise à l'extérieur un air très vraisemblablement plus chaud pour le refroidir. Une des solutions, nous l'avons vu, consiste à mélanger cet air recyclé avec de l'air neuf et profiter ainsi d'une récupération d'énergie. Dans certains cas, il n'est

pas possible d'envisager une telle solution, par exemple pour des raisons d'hygiène liées et au risque de pollution engendré par le recyclage d'air (milieu hospitalier par exemple) ou encore par contrainte réglementaire (taux d'air neuf à respecter).

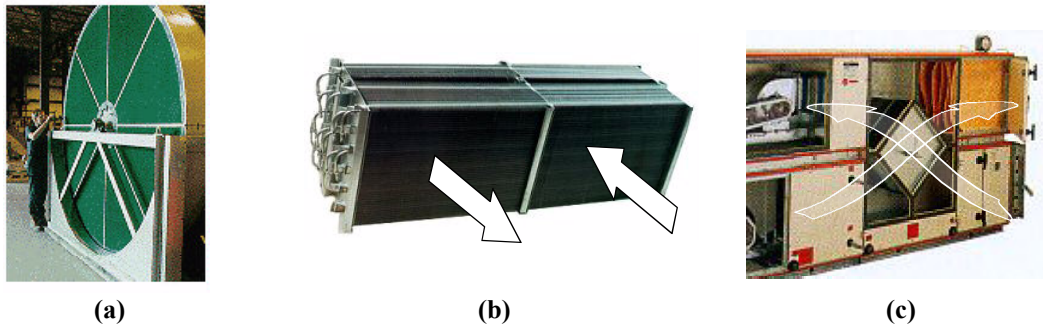


Figure 17 : Divers types de récupérateurs de chaleur : a : à roue sensible (rotative), b : à caloduc, c : à plaques.

Ainsi, la récupération d'énergie passe par le transfert de chaleur au travers d'un échangeur thermique. Les principales familles de récupérateurs sont représentés dans la figure 17 :

- Les échangeurs rotatifs [30, 31, 32] où chaque flux d'air traverse une moitié de roue composé d'un matériau à forte inertie thermique. L'air le plus chaud chauffe ainsi une moitié de roue tandis qu'un air plus frais se réchauffe au contact de la deuxième moitié. La roue en rotation (quelques tours par heure) transfère ainsi la chaleur entre les deux fluides.
- Les échangeurs à caloduc [30, 31, 32]. Un caloduc dans sa version la plus simple est un tube vertical fermé aux deux extrémités et contenant un fluide pur. On fait en sorte que l'air le plus chaud soit en contact avec la partie basse de ce tube. Le fluide dans le tube entre alors en ébullition dans cette zone que l'on appelle zone d'évaporation et où il puise sa chaleur d'évaporation dans l'air, le refroidissant. L'extrémité supérieure du tube étant en contact avec l'air le plus froid, le gaz dans le tube a alors tendance à se liquéfier dans cette zone de condensation. En libérant la chaleur de condensation, il chauffe l'air avec lequel cette zone est en contact. La gravité ramène ensuite le fluide condensé dans la zone d'évaporation pour un nouveau cycle. De transfert de chaleur du milieu le plus chaud vers le plus froid.
- Les échangeurs à batteries [33]. On utilise ici une batterie pour chaque fluide et un circuit muni d'une pompe entre ces deux échangeurs pour transférer la chaleur de l'air le plus chaud vers le plus froid par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur secondaire.
- Les échangeurs à plaques [30, 31, 32]. Ici, les deux flux d'air, sans se mélanger, circulent de part et d'autre d'une paroi (généralement une plaque) et transfèrent de l'énergie comme le feraient n'importe quels fluides circulant dans un échangeur. Pour des raisons de maintenance liées en particulier au nettoyage de l'échangeur et de pertes de charge, ce sont généralement des échangeurs à plaques qui sont utilisés dans ce cas.

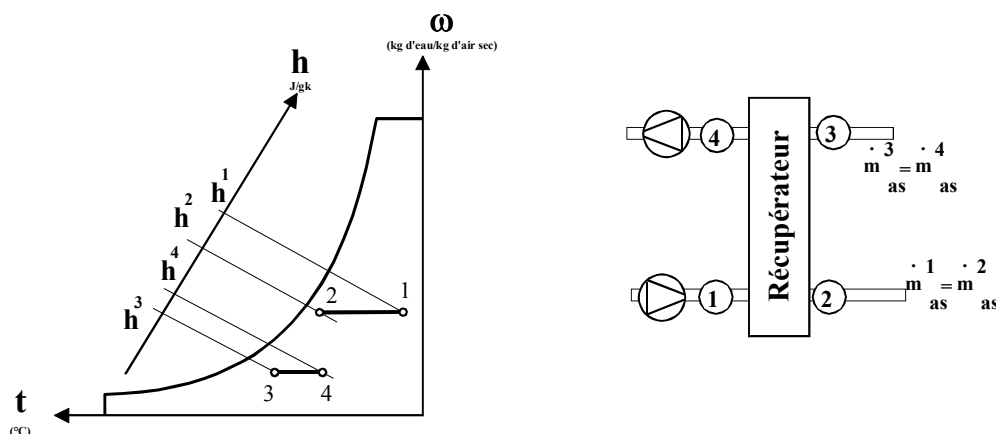


Figure 18 : Représentation du comportement d'un récupérateur de chaleur dans un diagramme de l'air humide.

Le récupérateur a donc pour rôle d'échanger la chaleur entre deux airs. Le principe de conservation de l'énergie impose alors une transformation à flux constant que l'on exprime selon :

$$\dot{m}_{as}^{1=2} (h^1 - h^2) = \dot{m}_{as}^{3=4} (h^4 - h^3) \quad [30]$$

EXERCICES D'APPLICATION

Exercice 1.

Le thermomètre sec d'un psychromètre indique une température de 20°C, le thermomètre humide 10°C. En déduire, d'après le diagramme, les caractéristiques de l'air humide en considérant une pression atmosphérique de 101325 Pa.

Exercice 2.

Le thermomètre sec d'un psychromètre indique une température de 25°C, le capteur d'humidité relative qui lui est associé indique 50 %. En déduire, d'après le diagramme, les caractéristiques de l'air humide en considérant une pression atmosphérique de 101325 Pa.

Exercice 3.

Reprendre l'exercice 2 en procédant d'après les équations vues en cours.

Exercice 4.

On mélange 30 m³ d'air à T₁=3°C, ω₁ = 2.5 g/kg_{AS} avec 2.5 m³ d'air à T₂ = 30°C et T'₂ = 22°C (température humide). Calculer le point de mélange.

Exercice 5.

De l'air à 5°C et φ=75% est chauffé jusqu'à une température de 32°C. Donner les caractéristiques du point final et la quantité de chaleur échangée sachant que la pression totale reste égale à la pression atmosphérique.

Exercice 6.

9 m³ d'air à 35°C contiennent 60% d'humidité relative. Quelle quantité d'air extérieur à 10°C et φ = 0.2 faudra-t-il y apporter pour avoir une température finale de 20°C? Quel est alors le degré hygrométrique de l'air humide?

Exercice 7.

On mélange de l'air saturé à 0°C, à ω = 12.5 g/kg_{AS} et T = 18°C. Déterminer le point de mélange dans le cas du mélange de 1 kg_{AS} de chaque air.

Pour éviter la condensation, on se propose de chauffer l'un des deux airs. Quelle solution proposez vous?

Exercice 8.

Une salle de 60 m³ renferme de l'air à 25°C et φ = 75%. La pression est de 980 mbars. Déterminer par le calcul puis à l'aide du diagramme:

- 1) la masse d'air contenue dans la salle,
- 2) son humidité absolue,
- 3) son enthalpie.

Exercice 9.

L'air d'une salle de 200 m³ présente un degré hygrométrique de 25% à 20°C et P=964 mbars.

- 1) Quelle est la masse d'eau contenue dans l'air de la salle?
- 3) On désire humidifier cet air et porter son humidité relative à 80% par injection de vapeur d'eau. Quelle masse de vapeur devra-t-on introduire, la pression étant supposée constante ?

Exercice 10.

On veut sécher, dans un séchoir à air chaud en circuit fermé, un produit qui ne peut supporter une température supérieure à 50°C. Pour cela, on prend de l'air extérieur à 15°C et 30% d'humidité relative. Cet air humide est chauffé puis passe sur le produit à sécher. Afin d'éviter toute condensation, cet air doit être extrait dès que φ = 90%. Calculer la quantité d'eau qui peut être ainsi évacuée du produit à sécher pour un débit de 3 kg/s d'air sec et la quantité de chaleur nécessaire à cette opération. Quel débit d'A.H. faut-il à la sortie pour évacuer 100 g d'eau par seconde? Quelle doit être alors la puissance de chauffe?

Exercice 11.

Deux collègues travaillent dans deux bureaux d'étude, l'un à Mexico (altitude 2260 m [13] ~ 76000 Pa), l'autre Pau (altitude 100 m ~ 101325 Pa) et lisent les capteurs mesurant l'ambiance de leurs bureaux respectifs (22 °C, 50% HR dans les deux cas).

Calculez les propriétés de l'air pour ces deux villes.

Exercice 12.

Deux collègues discutent un matin d'hiver. L'un habite à la campagne près d'un cours d'eau, l'autre en proximité de la ville. La température sèche est la même lorsqu'ils prennent leur véhicule à la même heure. Pourtant, l'un des deux retrouve sa voiture givrée l'autre pas, pourquoi ?

Supposons que l'air soit à -2°C et la paroi du pare-brise à -10°C. Quelle est la valeur d'humidité relative ambiante pour laquelle il y a apparition du givre ?

Exercice 13.

Vous venez d'avoir deux heures de cours dans la pièce où vous êtes (déterminez les dimensions, le volume puis la masse d'air de la pièce sachant qu'elle était initialement à 20°C, 50%). Supposons que la température soit contrôlée et maintenue à cette valeur. Sachant qu'un être humain dans une situation telle que la votre (position assise dans un bureau) génère environ 50 g d'eau par heure [34, 35] et votre enseignant debout environ 100g/h, calculez le point caractéristique de l'air en fin de cours.

Supposant que les vitres sont dotées de simple vitrage et que la température T_p de la face interne de cette vitre (coté salle de cours) suit une loi de la forme $(T_{\text{int}} - T_p) = \frac{1}{2.4}(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$ et où T_{int} représente la température intérieure et T_{ext} la température extérieure. Sachant qu'il fait 14 °C dehors, combien de temps pouvons nous rester dans cette salle sans qu'apparaisse de la buée sur la vitre ?

Pour quelle température extérieure, au bout de 2 heures y-a-t-il de la buée qui apparaît sur la vitre ?

Exercice 14.

Vous êtes dans un airbus A319 de 150 places environ pour un vol Pau-Paris d'environ 1 heure. Initialement le volume d'air de l'avion (~100 m³) est à 20 °C, 50 %.

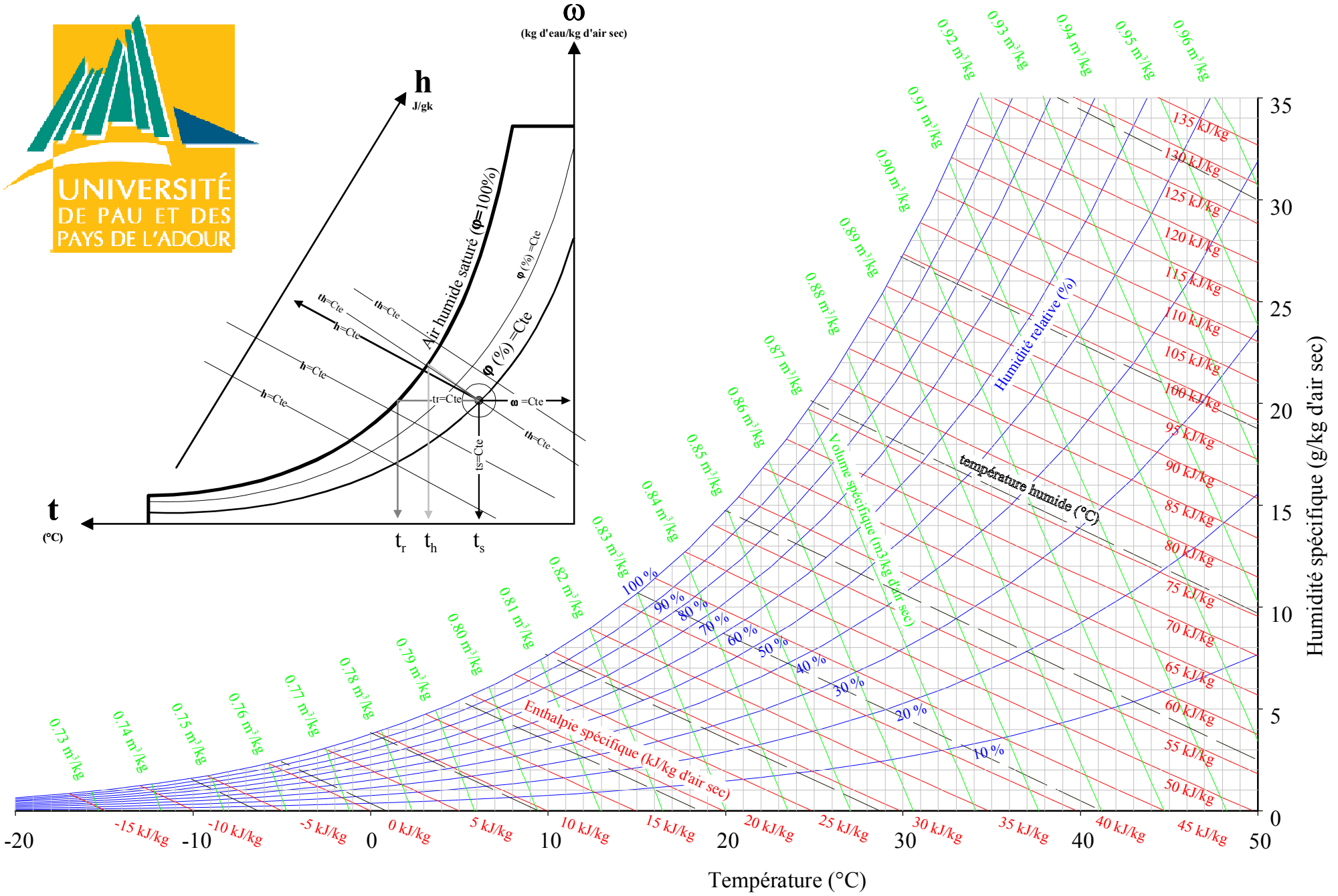
Quelle est la température de rosée au décollage ?

Après seulement quelques minutes de vol, la pression à l'intérieur de l'avion est passée à 80000 Pa. Quelle est la nouvelle température de rosée ?

La paroi intérieure des hublots est à 18 °C. Au bout de combien de temps apparaîtra de la buée sur les vitres si rien n'est fait au niveau du conditionnement d'air (chaque passager générant environ 50g d'eau par heure [34, 35]). Donnez intuitivement les solutions qui sont apportées pour ne pas se retrouver dans cette situation.

Exercice 15.

Un matin d'hiver, l'air de votre voiture avant démarrage est à 3°C, 35 %. La paroi de votre pare-brise est à la même température. Sachant qu'à cette température vous générez 35 g/h d'eau et que le volume intérieur du véhicule est de 1.5 m³, au bout de combien de temps apparaîtra de la buée sur votre pare-brise si vous ne chauffez pas l'habitacle ? Quelle quantité d'énergie minimale devez vous mettre en œuvre alors pour compenser cette apparition de buée sur le vitrage ?



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Equation d'état des gaz parfaits. Site du département de chimie de l'Université de Laval (Canada), site consulté en novembre 2003. Adresse URL : http://www.chm.ulaval.ca/~chm10099/equations_etat_gaz/chap1_1.htm
2. Yahoo! Encyclopédie- l'état gazeux. Site Internet de Yahoo (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : http://fr.encyclopedia.yahoo.com/articles/do/do_4195_p0.html
3. Les briques de l'univers TM- Le tableau des éléments. Site du lycée Montesquieu, Herblay (95), France (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : http://www.ac-versailles.fr/etabliss/herblay/briques/fr/fr_table.htm
4. Site intitulé Jannot. Site Internet d'Yves JANNOT, Ingénieur de recherche CNRS (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : http://www.lept-ensam.u-bordeaux.fr/principal/annuaire/pages_perso/jannot/index.htm
5. Site Internet de Wikipédia, L'encyclopédie libre (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : http://fr.wikipedia.org/wiki/Constantes_physiques
6. Prosim. Site Internet de la société Prosim (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.prosim.net/>
7. JS Humidificateurs - le spécialiste de l'humidification. Site internet de la société JS (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.jshumidificateurs.com/>
8. Page D'accueil Rexair Site internet de la société Rexair (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.rexair.fr/>
9. M. DUMINIL; Air humide. Techniques de l'ingénieur.
10. Psychrometrics, theory and practice. ASHRAE. 1996.
11. Site Internet de Jean Castaing-Lasvignottes (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://jc.castaing.free.fr>
12. Page du frigoriste : le diagramme psychrometrique. Site Internet de La page du frigoriste (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://perso.wanadoo.fr/philippe.cretal/psychro.htm>
13. L'altitude. Site Internet de la société Volodalen (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.volodalen.com/13physiologie/altitude.htm>
14. Hydronic: le spécialiste européen de la centrale de traitement d'air. Site Internet de la société Hydronic (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.hydronic.com/>
15. Atlantic ventilation : toutes les solutions professionnelles en VMC. Site Internet de la société atlantic climatisation et ventilation(Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : http://www.atlantic-ventilation.com/produits/PDF/commercial/Critair_Transmission.pdf
16. CIAT - fabricant de climatisation, réfrigération, traitement d'air, ventilation; Site Internet de la société CIAT (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.ciat.fr>
17. Electrowatt : résistances électriques chauffantes; thermostat ballon et colliers céramique. Site Internet de la société Electrowatt. (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.electrowatt.fr/>
18. Dantherm - environmental air manager. Site Internet de la société Dantherm (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.dantherm.com>
19. Amcor - homepage. Site Internet de la société Amcor (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.amcorairtreatment.com>
20. Humiditi-tech : la maîtrise de l'humidité. Site Internet de la société Humiditi-tech (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.humidi-tech.com>
21. Site Internet de la société Carel (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.carel.com>

22. Welcome to Dan fugt A/S. Site Internet de la société Dan fugt (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.danfugt.com>
23. Spirax Sarco Information centre. Site Internet de la société Spirax Sarco (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.spiraxsarco.com>
24. PNR pulvérisation atomisation tête de lavage enrouleur pistolet. Site Internet de la société PNR (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.pnr.fr>
25. Conception des installations de climatisation et de conditionnement d'air. Guide n°10 de l'AICVF.(1999)
26. Welcome to Calorex Heat Pump Limited. Site Internet de la société Calorex (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.calorex.com>
27. Manufacturers, suppliers and designers of dry rooms. Site Internet de la société SCSI (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.dryrooms.com>
28. Munters america - The Humidity expert!. Site Internet de la société Munters (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.muntersmcs.com>
29. Novel Aire; Site Internet de la société Novel Aire (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.novelaire.com>
30. Desiccant Rotors International. Site Internet de la société Desiccant Rotors International (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.drirotors.com>
31. Delta air plus transfert d'énergie Air/Air heat transfer systems Air/Air. <http://perso.wanadoo.fr/deltaairplus/index.htm>
32. INNERGYTECH - Heat exchangers, heat recovery ventilator, heat pipe, energy recovery, HVAC. Site Internet de la société Innergytech (Site consulté en novembre 2003). Adresse URL : <http://www.innergytech.com/>
33. A. BAILLY, M. CLERC-RENAUD, E. RUTMAN et C. TERNANT. Traitement de l'air et climatisation. Les composants et leurs fonctions. Techniques de l'ingénieur.
34. A. BAILLY, M. CLERC-RENAUD, E. RUTMAN et C. TERNANT. Traitement de l'air et climatisation. Généralités. Techniques de l'ingénieur.
35. Conception des Installations de climatisation et de conditionnement de l'air. - Tertiaire et industrie. Guide n°10 de la collection des guides thématiques de l'AICVF. 1999, Editions PYC Livres ISBN 2 911008-29-4.