



Date de publication :  
**10 juillet 2007**

# Air humide - Traitement et conditionnement de l'air

Cet article est issu de : **Énergies | Physique énergétique**

par **Ahmed BENSAFI**

**Résumé** L'air destiné au conditionnement d'une ambiance doit préalablement être traité afin d'obtenir les spécifications exigées en termes de température et d'hygrométrie. En pratique, le procédé de traitement nécessite une séquence d'opérations, principalement : réchauffage d'un air humide, refroidissement d'un air humide sans ou avec déshumidification, mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes, humidification et déshumidification. Le diagramme de l'air humide, souvent le diagramme de Carrier, permet d'illustrer ces opérations.

**Abstract** Before use the air for air-conditioning must be treated in order to meet the required specifications in terms of temperature and hygrometry. In practice, the treatment process requires a sequence of operations which mainly includes humid air reheating, humid air cooling with or without humidification, adiabatic mixture of two humid airs with different characteristics, humidification and humidification. The humid air diagram, often the Carrier diagram, illustrates these operations.

**Pour toute question :**  
Service Relation clientèle  
Techniques de l'Ingénieur  
Immeuble Pleyad 1  
39, boulevard Ornano  
93288 Saint-Denis Cedex

**Par mail :**  
infos.clients@teching.com  
**Par téléphone :**  
00 33 (0)1 53 35 20 20

Document téléchargé le : **08/06/2018**

Pour le compte : **7200076539 - insa de lyon // 134.214.188.191**

# Air humide

## Traitement et conditionnement de l'air

par **Ahmed BENSAFI**

*Expert thermique et thermodynamique*

*CETIAT (Centre d'études techniques des industries aéronautiques et thermique)*

*Texte initialement écrit par Maxime DUMINIL, repris et mis à jour par Ahmed BENSAFI*

<b>1. Opérations élémentaires</b> .....	BE 8 026 — 3
1.1 Puissances sensible et latente .....	— 3
1.2 Échauffement de l'air à rapport de mélange constant (apport sensible)	— 3
1.2.1 Principe .....	— 3
1.2.2 Caractérisation et représentation .....	— 3
1.3 Refroidissement de l'air à rapport de mélange constant (refroidissement sensible) .....	— 4
1.3.1 Principe .....	— 4
1.3.2 Caractérisation et représentation .....	— 4
1.4 Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes .....	— 4
1.4.1 Principe .....	— 4
1.4.2 Caractérisation et représentation .....	— 5
1.5 Refroidissement de l'air avec déshumidification .....	— 5
1.5.1 Principe .....	— 5
1.5.2 Caractérisation et représentation .....	— 5
1.5.3 Facteur de bypass .....	— 6
1.6 Humidification de l'air .....	— 7
1.6.1 Injection de vapeur d'eau .....	— 8
1.6.2 Injection et évaporation d'eau dans l'air .....	— 9
1.7 Déshumidification de l'air .....	— 10
1.8 Synthèse des conditions d'évolution de l'air .....	— 11
<b>2. Schéma général d'une installation</b> .....	— 11
<b>3. Évolution de l'air dans une installation</b> .....	— 12
3.1 Conditionnement d'hiver .....	— 12
3.2 Conditionnement d'été.....	— 13
3.3 Traitement d'air.....	— 14
3.3.1 Conditionnement d'hiver .....	— 14
3.3.2 Conditionnement d'été.....	— 14
3.4 Bilans globaux, massiques et énergétiques.....	— 14

**L'**air destiné au conditionnement d'une ambiance doit préalablement être traité afin d'obtenir les spécifications exigées en termes de température et d'hygrométrie. En pratique, le procédé de traitement nécessite une séquence d'opérations, dont les principales sont examinées dans ce dossier :

- réchauffage d'un air humide ;
- refroidissement d'un air humide sans ou avec déshumidification ;
- mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes ;
- humidification ;
- déshumidification.

Le diagramme de l'air humide permet d'illustrer ces opérations. Sauf indication contraire, le **diagramme de Carrier** est systématiquement utilisé. On en déduit également la structure générale d'un système de traitement d'air toutes saisons.

On émet l'hypothèse de **régimes permanents** pour les bilans énergétiques et massiques.

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Paramètre
$c_{p_a}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	capacité thermique massique à pression constante de l'air sec
$c_{p_v}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	capacité thermique massique à pression constante de la vapeur d'eau
$e'$	Pa	pression partielle de la vapeur d'eau
$h$	$kJ \cdot kgAS^{-1}$	enthalpie massique de l'air humide (référence : l'unité de masse d'air sec)
$h_a$	$kJ \cdot kg^{-1}$	enthalpie massique de l'air sec
$h_e$	$kJ \cdot kg^{-1}$	enthalpie massique de l'eau liquide
$h_v$	$kJ \cdot kg^{-1}$	enthalpie massique de la vapeur d'eau
$m_a$	kg	masse d'air sec
$m_v$	kg	masse de la vapeur d'eau
$P$	Pa	pression de l'air humide
$q$	-	humidité spécifique
$q_\ell$	kJ/kgAS	part de chaleur latente dans la variation d'enthalpie massique de l'air humide
$q_s$	kJ/kgAS	part de chaleur sensible dans la variation d'enthalpie massique de l'air humide
$q_c$	kJ/kgAS	apport de chaleur par unité de masse d'air sec
$q_f$	kJ/kgAS	chaleur soutirée par unité de masse d'air sec
$r$	-	rapport de mélange
$s$	-	facteur de puissance sensible saturation
$T, \theta$	K, °C	température de l'air humide ( $T = 273,15 + \theta$ )
$T_{hr}, \theta_h$	K, °C	température humide ou de bulbe humide

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Paramètre
$T_{dr}, \theta_d$	K, °C	température du point de rosée
$T_{wr}, \theta_w$	K, °C	température humide
$HR$	%	humidité relative
$\dot{m}_{aE}$	kg/s	débit-masse d'air sec extrait
$\dot{m}_{ai}$	kg/s	débit-masse d'air sec infiltré
$\dot{m}_{aN}$	kg/s	débit-masse d'air sec neuf
$\dot{m}_{aR}$	kg/s	débit-masse d'air sec recyclé
$\dot{m}_{aS}$	kg/s	débit-masse d'air sec soufflé
$\dot{m}_e$	kg/s	débit-masse d'eau
$\dot{m}_{ed}$	kg/s	débit-masse d'eau dégagée dans un local par les occupants
$\dot{P}_{VS}$	kW	puissance du ventilateur de soufflage
$\dot{P}_{VR}$	kW	puissance du ventilateur de reprise (extraction d'air)
$\dot{Q}_{ai}$	kW	apport de puissance thermique par infiltration ou perte d'air
$\dot{Q}_c$	kW	puissance thermique de la batterie chaude
$\dot{Q}_d$	kW	puissance thermique par apports internes (occupants, appareils, etc.)
$\dot{Q}_e$	kW	dépense (ou gains) thermiques du local vers l'extérieur
$\dot{Q}_F$	kW	puissance de la batterie frigorifique
$\dot{Q}_G$	kW	pertes thermiques des gaines vers l'ambiance
$\rho_{sat}$	-	rendement de saturation

AS : air sec

# 1. Opérations élémentaires

## 1.1 Puissances sensible et latente

Les échanges de chaleur entre l'air et les systèmes de traitement s'effectuent sous forme **latente** et **sensible**.

L'eau intervenant lors d'une opération de traitement d'air peut, selon la teneur dans l'air et le niveau de température, se condenser, s'évaporer ou demeurer à l'état liquide ou vapeur. Un phénomène de changement de phase de l'eau dans l'air absorbe ou rejette de la chaleur **latente**.

La chaleur **sensible** correspond à l'énergie échangée sans changement de phase de l'eau. Cet apport d'énergie se traduit par une variation correspondante de la température de bulbe sec (cf. [BE 8 025]) de l'air. Cette variation de température est donc mesurable, d'où sa dénomination de « chaleur sensible ».

Lorsque l'échange de chaleur est mixte (sensible et latente), le ratio puissance sensible à la puissance totale est dénommé « **facteur de puissance sensible** ».

Dans le milieu professionnel, on utilise les termes plus concis de « chaleur latente » et « chaleur sensible » mais on rencontre aussi les expressions respectives « variation d'enthalpie avec changement d'état » ou « variation d'enthalpie sans changement d'état ».

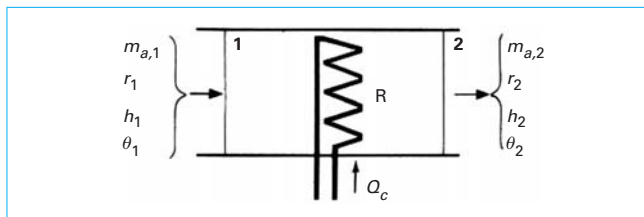


Figure 1 – Échauffement de l'air humide

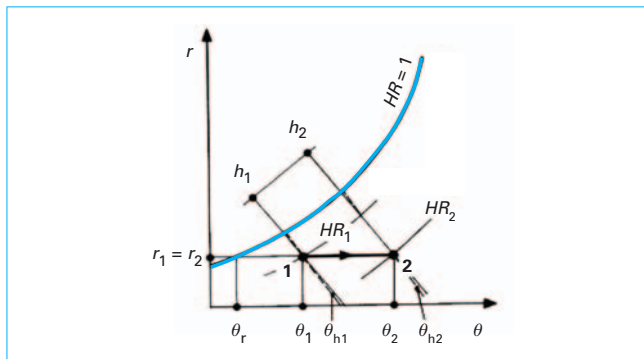


Figure 2 – Évolution de l'air humide avec échauffement

## 1.2 Échauffement de l'air à rapport de mélange constant (apport sensible)

On rappelle que le **rapport de mélange r** dans un air humide correspond au rapport de la masse de vapeur d'eau,  $m_v$ , à la masse d'air sec,  $m_a$ . Il représente ainsi la masse d'eau qui accompagne un kilogramme d'air sec dans l'air humide considéré.

### 1.2.1 Principe

Un apport de puissance thermique  $\dot{Q}_c$  dans une veine d'air permet un réchauffage **sensible**. La figure 1 représente schématiquement ce système. Les réchauffeurs d'air R peuvent être :

- électriques (batterie de résistances) ;
- à fluides chauffants (batteries chaudes) ;
- à échangeurs à vapeur ;
- à échangeurs à eau chaude, surpressée ou non ;
- à échangeurs à fluides chauffants spéciaux (eau glycolée, calorifères divers, etc.) ;
- éventuellement, à condenseurs d'une pompe à chaleur.

### 1.2.2 Caractérisation et représentation

En procédant à des bilans massiques et énergétiques sur l'air et l'eau entre l'entrée et la sortie de la veine schématisée en figure 1, on peut écrire les bilans suivants.

**Bilan de conservation massique de l'air sec :**

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \quad (\text{kg/s d'air sec ou kgAS/s}) \quad (1)$$

**Bilan de conservation massique de l'eau :**

$$\dot{m}_{a,1} r_1 - \dot{m}_{a,2} r_2 = 0 \quad (\text{kg eau/s})$$

Par conséquent,

$$r_1 = r_2 = r \quad (\text{kg eau/kgAS}) \quad (2)$$

Le rapport de masse est inchangé ; la représentation dans un diagramme psychrométrique (diagramme de Carrier) est illustrée en figure 2, l'évolution entre les états 1 et 2 étant représentée par une ligne horizontale (r constant).

**Bilan énergétique :**

$$\dot{m}_{a,1} h_1 + \dot{Q}_c - \dot{m}_{a,2} h_2 = 0$$

avec  $h$  enthalpie massique de l'air humide, la masse de référence étant le kg d'air sec.

Ainsi, cette enthalpie s'exprime en kg/kgAS.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (3)$$

ou, par unité de masse d'air sec :

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_a} = q_c = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kgAS}) \quad (4)$$

Dans l'équation permettant le calcul de l'enthalpie de l'air humide, le rapport de masse étant constant entre les états 1 et 2, le terme **latent** (2 501 kJ/kg eau) ne varie pas, et la relation (4) peut encore s'écrire :

$$q_c = (c_{p_a} + r c_{p_v}) (\theta_2 - \theta_1) \quad (\text{kJ/kgAS}) \quad (5)$$

La fourniture de chaleur se traduit par un échauffement de l'air (apport purement sensible). Le facteur de puissance sensible est égal à 1. La température de rosée,  $\theta_r$ , reste constante, la température de bulbe humide,  $\theta_{hr}$ , croît et l'humidité relative  $HR$  diminue.

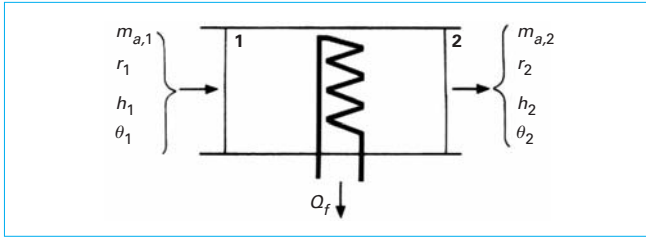


Figure 3 – Refroidissement sensible de l'air

### 1.3 Refroidissement de l'air à rapport de mélange constant (refroidissement sensible)

#### 1.3.1 Principe

La figure 3 représente schématiquement le système qui permet ce refroidissement. Pour effectuer cette opération, on utilise une batterie froide dont la **température superficielle est supérieure à la température de rosée  $\theta_r$  de l'air à refroidir**, ce qui évite une condensation de l'humidité contenue dans l'air.

Les échangeurs de refroidissement (batteries froides) peuvent être :

- à circulation d'un fluide caloporteur froid : eau, eau glycolée, etc. (batterie froide à eau glacée) ;
- à évaporation d'un frigorigène (batterie froide à détente directe).

#### 1.3.2 Caractérisation et représentation

Les bilans massiques et énergétiques donnent :

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a$$

$$r_1 = r_2 = r$$

$$\dot{m}_{a,1}h_1 - \dot{Q}_f - \dot{m}_{a,2}h_2 = 0$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_a(h_1 - h_2)$$

et, par unité de masse d'air sec, la quantité de chaleur à extraire (ou la quantité de froid à produire, notées ici en valeur absolue) est :

$$\frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_a} = q_f = h_1 - h_2 \quad (6)$$

ou encore :

$$q_f = c_p(\theta_1 - \theta_2) \quad (7)$$

L'extraction de chaleur se traduit par un refroidissement de l'air. L'évolution de l'air se fait en sens inverse de ce qui est représenté sur les diagrammes de l'air humide de la figure 2, le point 2 étant situé à gauche du point 1.

Au cours d'un refroidissement sans déshumidification :

- la température de rosée  $\theta_r$  reste constante ainsi que la pression partielle de l'eau dans l'air. En effet, la pression partielle de la vapeur d'eau est reliée au rapport de mélange par la relation :

$$e' = \frac{r}{r + 0,622} P \quad (8)$$

- la température de bulbe humide  $\theta_h$  décroît ;
- l'humidité relative  $HR$  augmente.

Notons que ce type d'opération est peu courant. Il est toutefois utilisé dans certaines unités intérieures d'appareils de climatisation afin de maintenir un niveau d'hygrométrie dans le local à climatiser, tout en assurant un refroidissement sensible de l'air. Dans certaines installations résidentielles de chauffage thermodynamique, on utilise de l'eau circulant sous un plancher. Si l'installation est réversible, on peut alors refroidir l'eau et d'utiliser pour améliorer le confort des occupants en été. On parle alors de « planchers rafraîchissants », car la température de l'eau circulant doit être supérieure à la température de rosée de l'air.

Ce type de rafraîchissement peut également constituer une alternative intéressante aux systèmes de climatisation traditionnels, plus économes, lorsqu'une source d'eau froide est disponible en été (par exemple en nappe).

### 1.4 Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes

#### 1.4.1 Principe

Ce procédé consiste à mélanger les flux d'air provenant de deux veines différentes, et possédant des caractéristiques de température et d'humidité distinctes (voir figure 4).

Les mélanges d'air sont courants en technique climatique : mélange air neuf-air recyclé, mélange air chaud-froid, etc. On effectue ces mélanges au moyen de **boîtes mélangeuses** ou **boîtes de mélange** équipées de **registres** de réglage des débits d'air à mélanger. On utilise également des **caissons de mélange** à l'entrée des centrales de traitement d'air. On a également des mélanges entre l'air soufflé dans le local et l'air extrait de l'intérieur de celui-ci.

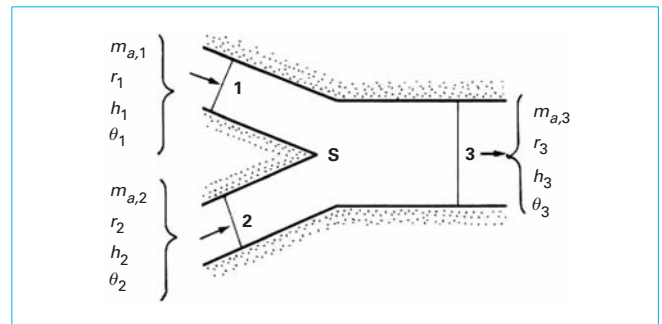


Figure 4 – Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes

### 1.4.2 Caractérisation et représentation

En effectuant des bilans massiques sur l'air et l'eau et un bilan énergétique, on caractérise le flux d'air résultant du mélange.

Les flux d'air entrant présentent les propriétés suivantes :

- flux 1 : débit-masse d'air sec  $\dot{m}_{a,1}$ , rapport de mélange  $r_1$ , enthalpie massique (rapportée au kgAS)  $h_1$  ;
- flux 2 : débit-masse d'air sec  $\dot{m}_{a,2}$ , rapport de mélange  $r_2$ , enthalpie massique  $h_2$  ;
- flux 3, résultant du mélange : débit-masse d'air sec  $\dot{m}_{a,3}$ , rapport de mélange  $r_3$ , enthalpie massique  $h_3$ .

On peut effectuer les bilans massiques et énergétiques.

**Bilan massique de l'air sec :**

$$\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_{a,3} \quad (9)$$

**Bilan massique de l'eau :**

$$\dot{m}_{a,1}r_1 + \dot{m}_{a,2}r_2 = \dot{m}_{a,3}r_3 \quad (10)$$

**Bilan énergétique du mélange (en kW) :**

$$\dot{m}_{a,1}h_1 + \dot{m}_{a,2}h_2 = \dot{m}_{a,3}h_3 \quad (11)$$

Des relations (9) et (10) en éliminant  $\dot{m}_{a,3}$ , on tire :

$$\frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} = \frac{r_2 - r_3}{r_3 - r_1} \quad (12)$$

En traitant de la même manière les relations (9) et (11), on en déduit :

$$\frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad (13)$$

Les équations (12) et (13) montrent (par la théorie des triangles semblables) que dans le diagramme de Mollier pour l'air humide, avec un système de coordonnées  $(r, h)$ , les points 1, 2 et 3 (représentant respectivement les états des flux d'air 1, 2 et 3) sont alignés (voir figure 5).

La construction en question est rigoureuse dans le diagramme de Mollier et dans les « pseudo-diagrammes » de Carrier où les isenthalpes sont parallèles. Elle n'est qu'approchée dans le diagramme de Carrier  $(\theta, r)$ . Sur la figure 5 est représenté l'alignement des trois points dans le pseudo-diagramme de Carrier.

Le rapport des débits-masse d'air sec des flux d'air mélangés est égal au rapport des longueurs respectives des segments 2-3 et 3-1 :

$$\frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} = \frac{2-3}{3-1} \quad (14)$$

Ainsi, on peut déterminer l'emplacement du point 3 (représentant le mélange résultant) en appliquant **la règle du levier** (ou règle des segments inverses) aux points représentant les deux flux d'air (1 et 2) entrant dans le mélangeur et résultant en 3.

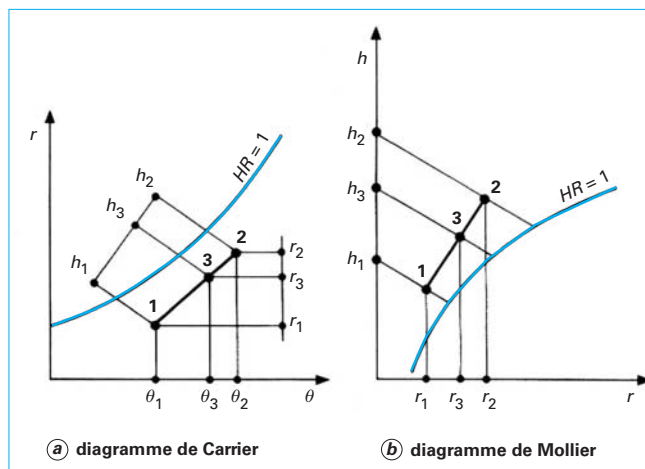


Figure 5 – Évolution du mélange adiabatique de deux airs humides

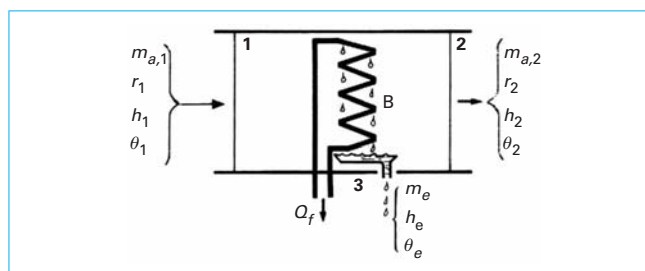


Figure 6 – Refroidissement de l'air avec déshumidification

## 1.5 Refroidissement de l'air avec déshumidification

### 1.5.1 Principe

Cette opération est probablement la plus utilisée en conditionnement d'air. En climatisation, il s'agit généralement de refroidir de l'air mais également d'abaisser sa teneur en eau. En pratique, on met l'air en contact avec une surface solide ou liquide (figure 6), dont la **température est inférieure à sa température de rosée**, ce qui a pour effet de condenser une partie de l'humidité contenue dans l'air.

Le refroidissement accompagné de déshumidification de l'air peut être effectué au moyen :

- d'une *batterie froide* dont la température superficielle est inférieure à la température de rosée de l'air, l'humidité s'y condense donc ; la batterie froide peut être à circulation d'un liquide frigoporteur ou à *détente directe* ;
- d'un *laveur d'air*, l'air à refroidir et à déshumidifier traversant de l'eau froide ou une solution absorbante froide pulvérisée.

En pratique, le refroidissement accompagné de déshumidification s'effectue principalement au moyen de batteries froides.

### 1.5.2 Caractérisation et représentation

La figure 6 est utilisée pour caractériser les flux mis en jeu dans ce procédé :

- flux d'air entrant en 1 : débit-masse d'air sec  $\dot{m}_{a,1}$ , rapport de mélange  $r_1$ , enthalpie massique  $h_1$  ;

- flux d'air sortant en 2 : débit-masse d'air sec  $\dot{m}_{a,2}$ , rapport de mélange  $r_2$ , enthalpie massique  $h_2$  ;
- eau éliminée par condensation du flux d'air 1, sortant en 3 avec un débit-masse  $\dot{m}_e$  et une enthalpie massique  $h_e$  ;
- la batterie froide B dégage une puissance frigorifique  $\dot{Q}_f$ .

On peut effectuer les bilans massiques et énergétiques.

**Bilan de conservation massique de l'air sec :**

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \quad (15)$$

**Bilan de conservation massique de l'eau :**

$$\dot{m}_{a,1}r_1 - \dot{m}_e - \dot{m}_{a,2}r_2 = 0 \quad (16)$$

Les équations (15) et (16) permettent le calcul de la variation du rapport de mélange durant l'opération de déshumidification :

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} = r_1 - r_2 \quad (17)$$

L'humidité spécifique décroît.

**Bilan énergétique :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,1}h_1 - \dot{m}_eh_e - \dot{m}_{a,2}h_2 - \dot{Q}_f &= 0 \\ \dot{Q}_f &= \dot{m}_a(h_1 - h_2) - \dot{m}_eh_e \end{aligned} \quad (18)$$

ou, par unité de masse d'air sec :

$$\frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_a} = q_f = (h_1 - h_2) - (r_1 - r_2)h_e \quad (19)$$

Cette relation est rigoureuse. Pour connaître  $\dot{Q}_f$ , il faut connaître  $h_1$  et  $h_2$ , donc les états 1 et 2 de l'air humide entrant et sortant, ce qui donne également  $r_1$  et  $r_2$  donc  $\dot{m}_e/\dot{m}_a$ , mais il faut aussi connaître  $h_e$ , donc la température  $\theta_e$  de l'eau sortante. Celle-ci est comprise entre la température de la surface froide et la température de bulbe humide de l'air sortant mais elle n'est pas exactement connue. Notons que cela n'a aucune importance pratique pour le dimensionnement. En effet, le second terme du membre de droite de la relation (19) peut généralement être négligé vis-à-vis du premier :  $(r_1 - r_2)h_e$ , où seule intervient la chaleur sensible de l'eau, est petit devant  $(h_1 - h_2)$  où la chaleur latente pour l'eau intervient, proportionnellement à  $(r_1 - r_2)$ .

**Exemple**

- état 1 :  $\theta_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $HR = 50 \text{ \%}$  ;
- état 2 :  $\theta_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $HR = 53 \text{ \%}$ .

Supposons  $\theta_e/\theta_{h2}$ . Le diagramme de l'air humide donne :

- état 1 :  $r_1 = 0,0099 \text{ kg eau/kgAS}$ ,  $h_1 = 50 \text{ kJ/kgAS}$  et  $\theta_{h1} = 17,9 \text{ }^\circ\text{C}$  ;
- état 2 :  $r_2 = 0,004 \text{ kg eau/kgAS}$ ,  $h_2 = 20 \text{ kJ/kgAS}$  et  $\theta_{h2} = 5,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$h_e = c_{pa} \times \theta_{h2} = 4,194 \times 5,8 \text{ kJ/kg eau}$$

En utilisant les propriétés de l'air humide et la relation (19) :

$$q_f = (50 - 20) - (0,0099 - 0,004) \times (4,194 \times 5,8) = 30 - 0,143 \text{ kJ/kgAS}$$

En négligeant le second terme, l'erreur est inférieure à 0,5 % ; on adopte donc, à la place de la relation rigoureuse (19) la relation approchée (20) suffisante pour la pratique :

$$q_f = (h_1 - h_2) \quad (20)$$

L'évolution d'un refroidissement accompagné de condensation d'humidité est représentée sur la figure 7 et le procédé est décomposé sur la figure 8 en parties sensible et latente.

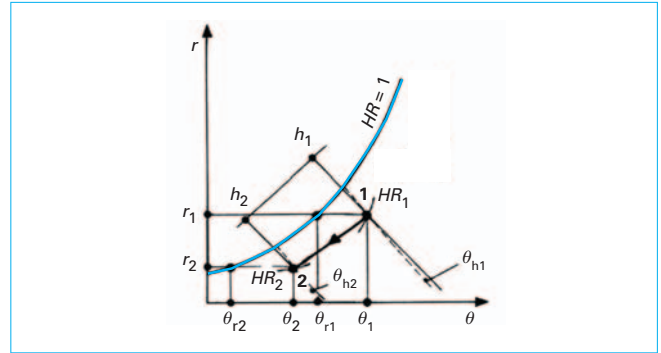


Figure 7 – Évolution de l'air avec déshumidification

**Remarques**

La condensation de l'eau contenue dans l'air entraîne une diminution du rapport de mélange. Il en résulte que :  
 – la pression partielle de la vapeur d'eau diminue (cf. équation (8)) ;  
 – la température de rosée décroît ; cela apparaît d'ailleurs bien dans le diagramme de la figure 7 ( $\theta_{r2} < \theta_{r1}$ ) ;  
 – selon la pente plus ou moins prononcée de la droite représentant la transformation 1 → 2, c'est-à-dire encore selon la valeur du facteur de puissance sensible  $s$ , l'humidité relative  $HR$  peut varier plus ou moins.

La figure 8 montre que la transformation 1 → 2 peut être décomposée en :

– **une transformation 1 → 3** au cours de laquelle la température de bulbe sec ne change pas,  $\theta_1 = \theta_3$ , et le rapport de mélange passe de  $r_1$  à  $r_3 = r_2$ . La chaleur échangée par unité de masse d'air sec, **chaleur latente**, est représentée par  $(h_1 - h_3)$ . En considérant l'expression de l'enthalpie de l'air humide :

$$q_l = (h_1 - h_3) = (2\,500,8 + 1,826\,6\theta_1)(r_1 - r_2) \quad (\text{kJ/kgAS})$$

$$q_l = K(r_1 - r_2)$$

– **une transformation 3 → 2** au cours de laquelle le rapport de mélange ne change pas,  $r_3 = r_2$ , et la température passe de  $\theta_3 = \theta_1$  à  $\theta_2$ . La chaleur échangée par unité de masse d'air sec, **chaleur purement sensible**, est représentée par  $(h_3 - h_2)$ . En utilisant l'expression de l'enthalpie de l'air humide :

$$q_s = (h_3 - h_2) = (1,006 + 1,826\,6r_2)(\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{kJ/kgAS})$$

$$q_s = K'(\theta_1 - \theta_2)$$

La chaleur totale échangée, par unité de masse d'air sec, est :  $q_t = q_l + q_s$ . La puissance frigorifique totale nécessaire (en kW) est obtenue en multipliant ce terme par le **débit-masse d'air sec traité**.

**1.5.3 Facteur de bypass**

L'air est déshumidifié en passant sur une surface froide dont la température  $\theta_S$  est inférieure à la température de rosée  $\theta_r$ .

Afin de connaître les conditions de l'air en sortie de batterie, on utilise parfois le concept de « bypass ». On émet l'hypothèse que le flux d'air à traiter se partage en deux parties :

- une partie traverse la batterie et est entièrement refroidie jusqu'à la température de surface froide ( $\theta_S$ ) ; on suppose que cette partie devient saturée en humidité à la température  $\theta_S$  ;

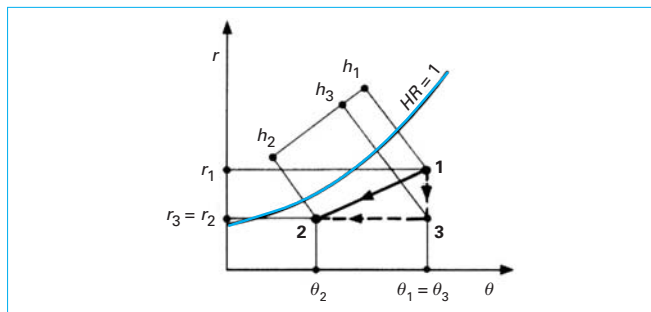


Figure 8 - Décomposition de l'évolution de l'air avec déshumidification dans le diagramme de Carrier

– une seconde partie traverse la batterie sans échanger d'énergie ; cette partie sort donc de la batterie à sa température et à son rapport massique d'entrée.

Du point de vue de l'échange thermique, cela revient à supposer qu'une partie de l'air ne traverse pas la batterie. Cette partie du flux d'air « **bypasse** » la batterie.

Un tel scénario est illustré en figure 9. La figure 9 a montre le schéma du concept et la figure 9 b montre le procédé dans un diagramme ( $\theta - r$ ).

Le « **facteur de bypass** », exprimé généralement en % est donc la fraction du débit d'air dont les conditions sont supposées inchangées en traversant la batterie.

Les valeurs du facteur de bypass sont en général de l'ordre de 25 %.

Si la température de la surface froide est connue, il est aisé de déterminer la condition de sortie de la fraction d'air qui ne bypass

pas la batterie : ces conditions sont représentées par le point S sur la figure 9 b. Les conditions de l'air qui bypass la batterie sont représentées par le point 1 (entrée d'air). Le point 2, représentant les conditions effectives de sortie, résulte donc du mélange de deux flux d'air dont les conditions et les débits sont connus.

On utilise donc le facteur de bypass et la règle du levier sur un diagramme ( $\theta - r$ ) pour déterminer le point 2 à l'aide des conditions connues des points 1 et S.

La notion de bypass aide à conceptualiser l'évolution des conditions de l'air traversant une (ou plusieurs) batterie(s) froide(s). Le point de sortie 2 est toujours le résultat d'un mélange d'air non saturé et d'air saturé. Ainsi, le résultat est toujours un air non saturé.

On peut donc imaginer ce qui se passe à mesure que l'air traverse des rangées successives de tubes de plus en plus froids : l'air est progressivement refroidi et déshumidifié, et il en résulte une succession de points « 2 ». La condition de l'air approche la courbe de saturation, sans jamais l'atteindre.

En pratique, on réalise en effet qu'il faut des batteries volumineuses, typiquement avec un nombre de rangées de tubes supérieur à 6, pour atteindre des HR supérieurs à 95 % en sortie.

## 1.6 Humidification de l'air

On peut être amené, dans un certain nombre de cas, à humidifier l'air à traiter :

- **en hiver**, car l'humidité spécifique de l'air extérieur  $q = r/(r + 1)$  est basse ; cette nécessité d'humidifier l'air en hiver est très courante en climatisation ;
- **en conditionnement d'air industriel**, par exemple : industrie textile, poudreries, hôpitaux, etc. ;
- **en été**, dans les pays arides, pour refroidir un air chaud et sec par vaporisation directe d'eau dans cet air, etc.

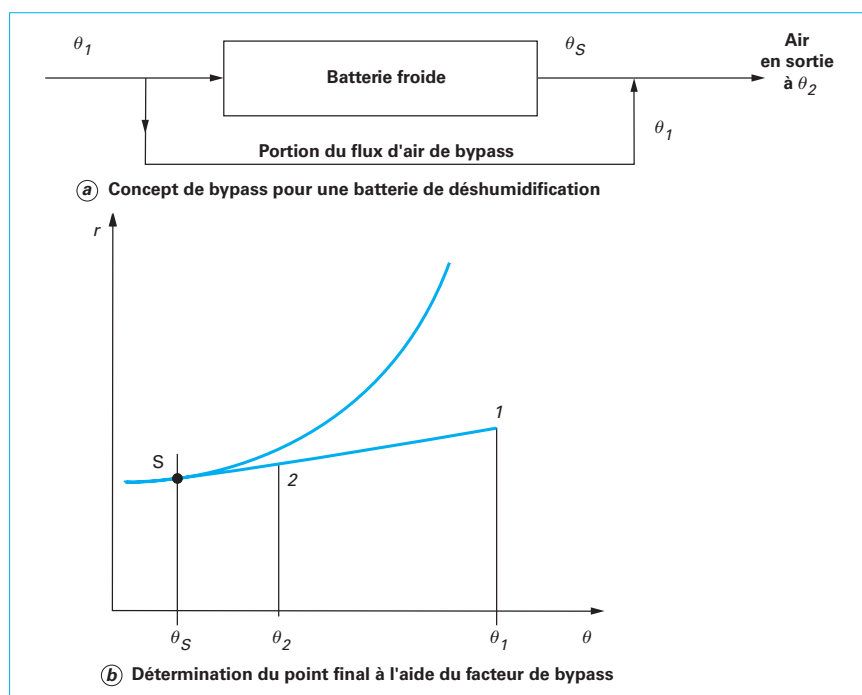


Figure 9 - Concept du bypass d'une batterie froide



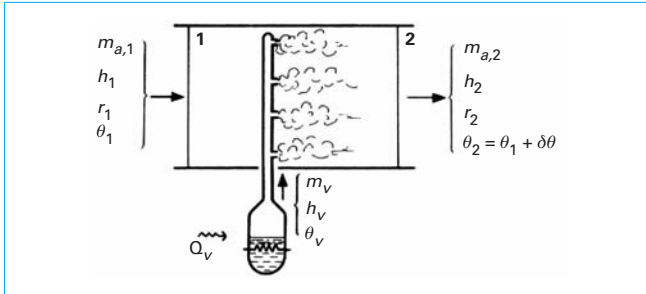


Figure 10 – Humidification de l’air par injection de vapeur d’eau

On distingue :

- l’humidification d’air par injection de vapeur d’eau ; cette humidification s’effectue à température de bulbe sec de l’air à peu près constante ;
- l’humidification d’air par injection dans celui-ci de gouttelettes d’eau liquide, c’est-à-dire par évaporation d’eau liquide au contact de laquelle l’air circule ; l’humidification peut se faire avec de l’eau chauffée, avec de l’eau refroidie ou encore avec de l’eau à laquelle on n’apporte ni ne soustrait de chaleur.

### 1.6.1 Injection de vapeur d’eau

#### 1.6.1.1 Principe et bilans

La figure 10 représente schématiquement le dispositif d’humidification par injection de vapeur.

On a, en régime permanent, pendant l’instant  $t$ , les bilans suivants.

Bilan de conservation massique de l’air sec :

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \quad (21)$$

Bilan de conservation massique de l’eau : on fournit au système un débit-masse  $\dot{m}_v$  de vapeur d’eau :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,1}r_1 + \dot{m}_v - \dot{m}_{a,2}r_2 &= 0 \\ \dot{m}_v &= \dot{m}_a(r_2 - r_1) \end{aligned} \quad (22)$$

D’où

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = r_2 - r_1 \quad (23)$$

L’humidité spécifique de l’air s’est bien accrue.

Bilan énergétique : la vapeur d’eau est injectée sous la pression atmosphérique à la température  $\theta_v = 100^\circ\text{C}$  et avec l’enthalpie  $h_v$  ; on a :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,1}h_1 + \dot{m}_vh_v - \dot{m}_{a,2}h_2 &= 0 \\ \dot{m}_vh_v &= \dot{m}_a(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (24)$$

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} h_v = (h_2 - h_1) \quad (25)$$

En utilisant le résultat du bilan massique de l’eau :

$$(r_2 - r_1)h_v = h_2 - h_1 \quad (26)$$

L’enthalpie de la vapeur d’eau à  $100^\circ\text{C}$  est de  $2\,675,2\text{ kJ/kg}$  d’eau [1]. La relation (26) peut encore s’écrire :

$$h_2 - h_1 = 2\,675,2(r_2 - r_1) \quad (\text{kJ/kg AS}) \quad (27)$$

Au cours de l’humidification par la vapeur de l’état 1 à l’état 2, la température de bulbe sec de l’air humide varie, passant de  $\theta_1$  à  $\theta_2$ . La relation (26) permet de calculer la variation de température  $\delta\theta = \theta_2 - \theta_1$ .

En tenant compte des propriétés de la vapeur d’eau et de la variation de l’enthalpie de l’air humide entre les états 1 et 2 (cf. [BE 8 025]), et en utilisant la relation (26), on obtient :

$$1,826\,6(\theta_v - \theta_1)(r_2 - r_1) = (1,006 + 1,826\,6r_2)\delta\theta$$

L’écart de température dû à l’injection de vapeur d’eau est donc :

$$\delta\theta = \frac{1,826\,6(\theta_v - \theta_1)(r_2 - r_1)}{1,006 + 1,826\,6r_2} \quad (28)$$

$\theta_v$  étant toujours plus grand que  $\theta_1$  et  $r_2$  supérieur à  $r_1$ ,  $\delta\theta$  est toujours positif. La différence de rapport massique ( $r_2 - r_1$ ) étant généralement modérée,  $\delta\theta$  est le plus souvent très petit.

#### Exemple

$\theta_1 = 20^\circ\text{C}$  ;  $\theta_v = 100^\circ\text{C}$  ;  $r_1 = 0,006\text{ kg d’eau/kg AS}$  ;  $r_2 = 0,010\text{ kg d’eau/kg AS}$ . D’après la relation (28) :

$$\delta\theta = \frac{1,826\,6(100 - 20)(0,010 - 0,006)}{1,006 + 1,826\,6 \times 0,010} = 0,57\text{ K}$$

Ainsi,  $\delta\theta$  est souvent omis dans les calculs pratiques et on admet, en raison de sa faible importance, que l’humidification d’un air par injection de vapeur s’effectue à température de bulbe sec constante, ce qui n’est qu’un approché.

#### 1.6.1.2 Évolution dans le diagramme de l’air humide

L’évolution de cette transformation dans le diagramme de l’air humide est représentée sur la figure 11, où l’on observe que :

- l’humidité relative  $HR$  croît ;
- la puissance thermique nécessaire pour la production de vapeur est donnée, en l’absence de pertes, en fonction du débit-masse d’air sec, par la relation :

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_a(h_1 - h_2)$$

– le procédé n’est applicable que si l’air évolue au-dessous des conditions de saturation.

L’humidification se fait par **humidificateur à vapeur** lorsque l’on dispose d’une source de vapeur. Pour les petites puissances, on emploie une petite chaudière électrique.

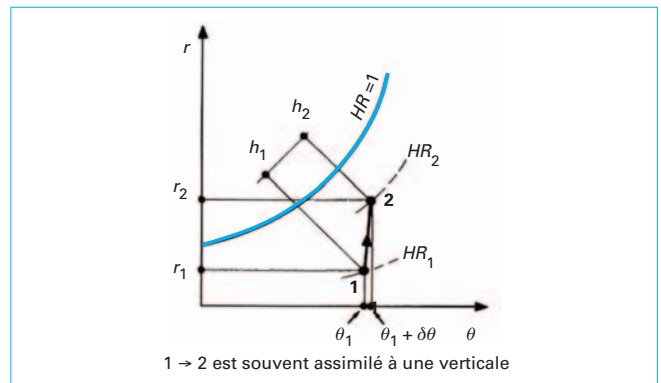


Figure 11 – Évolution de l’air humidifié par injection de vapeur d’eau

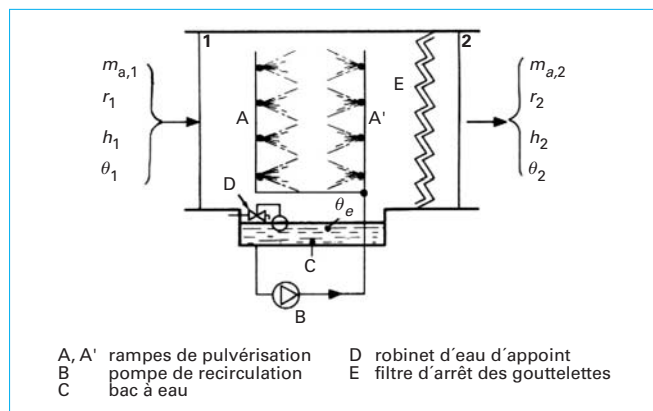


Figure 12 – Humidification adiabatique de l'air par injection d'eau

### 1.6.2 Injection et évaporation d'eau dans l'air

En pratique, l'humidification par injection d'eau liquide peut se faire au moyen de :

- laveurs d'air à recirculation d'eau ;
- laveurs d'air à recirculation d'eau réchauffée ;
- laveurs d'air à recirculation d'eau refroidie ;
- atomiseurs ;
- humidificateurs à médias imprégnés.

#### 1.6.2.1 Humidification avec de l'eau à température de bulbe humide

On injecte dans l'air (figure 12) un débit-masse d'eau  $\dot{m}_e$  à une température  $\theta_e$  et d'enthalpie  $h_e$ .

En négligeant la faible énergie consommée par les auxiliaires (pompe ou autre), les bilans massiques et énergétiques aboutissent à une relation similaire à la relation (26) :

$$h_e = \frac{h_2 - h_1}{r_2 - r_1} \quad (29)$$

L'air est humidifié ; le terme  $(r_2 - r_1)$  est toujours positif. Le signe de  $(h_2 - h_1)$  et la variation de température de l'air après humidification adiabatique sont donc conditionnés par  $h_e$ , donc par la température  $\theta_e$  de l'eau injectée.

La figure 12 illustre un laveur d'air à recirculation d'eau, celle-ci n'étant ni chauffée ni refroidie. On émet l'hypothèse que la température de l'eau  $\theta_e$  est sensiblement égale à la température de bulbe humide  $\theta_h$  de l'air traité. Dans la réalité, elle est comprise entre la température ambiante et  $\theta_h$ .

La chaleur latente nécessaire à l'évaporation de l'eau est puisée de l'air humide, qui se refroidit. On suppose que cette énergie latente ne contribue ni à refroidir, ni réchauffer l'eau contenue dans la chaîne de pulvérisation, qui demeure à température constante ( $\theta_e = \theta_h$ ).

$$h_2 > h_1 \text{ (en fait } h_2 \cong h_1 \text{ car } h_e \text{ est très petit)}$$

$$r_2 > r_1 \text{ (l'air a été humidifié)}$$

$$\theta_2 < \theta_1$$

La figure 13 illustre l'évolution de l'air dans le diagramme psychrométrique. On a supposé une humidification à enthalpie massique constante pour l'air, en négligeant l'apport enthalpique de l'eau liquide qui est très faible.

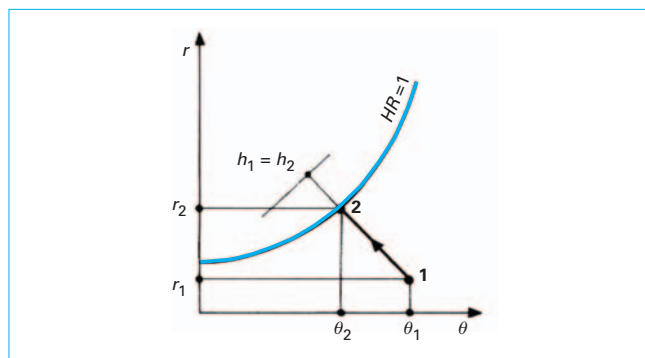


Figure 13 – Saturation parfaite (ou totale) d'un air humide

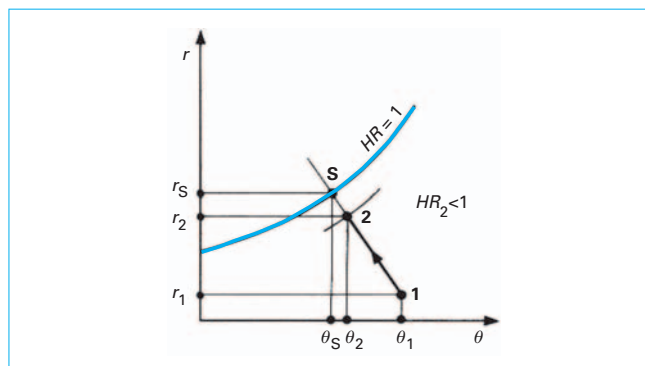


Figure 14 – Humidification partielle d'un air humide

Par ailleurs, le rapport de mélange de l'air humidifié ne peut dépasser un seuil maximal  $r_s$ , qui est la valeur à la saturation (voir figure 14). On définit un rendement de saturation  $\rho_{sat}$  tel que :

$$\rho_{sat} = \frac{r_2 - r_1}{r_s - r_1} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_s - \theta_1} \quad (30)$$

Le rendement de saturation est toujours inférieur à 1.

La température de bulbe sec d'un air limite donc sa capacité à s'humidifier. Si l'on doit humidifier et chauffer un air froid, comme on le fait couramment en hiver, on doit donc :

- le préchauffer dans une batterie chaude de préchauffage BPC (évolution de 1 à 2 dans la figure 15) ;
- l'humidifier dans un laveur L (évolution de 2 à 3) ;
- le réchauffer ensuite dans une batterie BC de 3 à 4.

#### 1.6.2.2 Humidification avec de l'eau chauffée

Avant d'être injectée dans le laveur, l'eau est réchauffée dans l'échangeur E (figure 16). Si le rendement de saturation  $\rho_{sat}$  était égal à 1 (valeur théorique limite) et en faisant toujours l'hypothèse que la température de l'eau introduite et celle du bulbe humide en fin d'opération sont identiques, l'air sortirait du laveur à l'état saturé et à la température  $\theta_e$  de l'eau injectée :  $\theta_2 = \theta_e$ .

Si  $\theta_e > \theta_1$ , l'air est à la fois humidifié et réchauffé (évolution de 1 à 2, figure 17).

Si  $\theta_{h1} < \theta_e < \theta_1$ , l'air est humidifié mais refroidi à une température supérieure à la température de bulbe humide de l'air entrant (évolution de 1 à 2', figure 17).

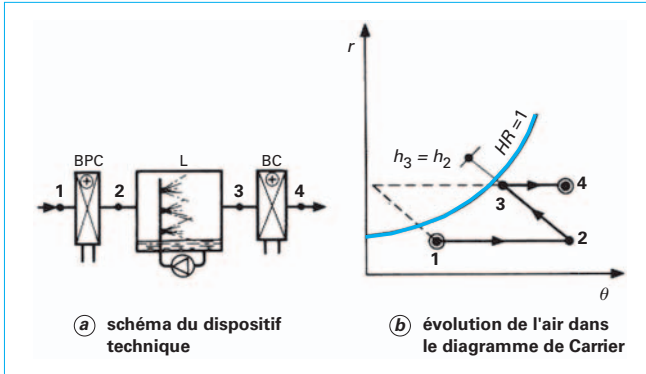


Figure 15 – Préchauffage, humidification et chauffage d'un air humide

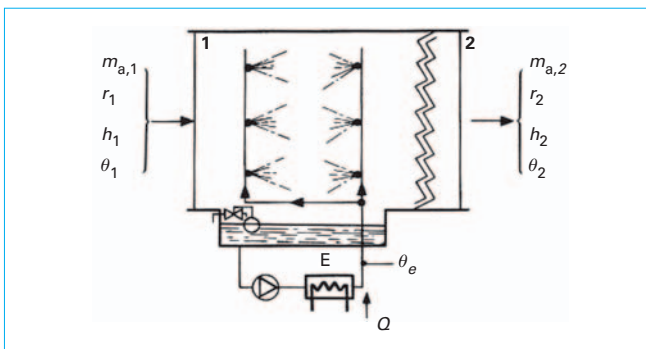


Figure 16 – Humidification avec de l'eau chauffée

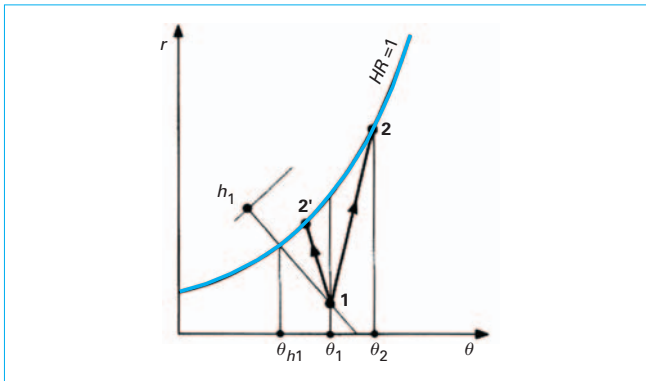


Figure 17 – Évolution de l'air humidifié avec de l'eau chauffée

En négligeant la puissance de la pompe, si l'échangeur E fournit à l'eau une puissance  $\dot{Q}$  et si  $h_e$  représente l'enthalpie massique de l'eau d'appoint, le bilan énergétique s'écrit :

$$\dot{Q}_T = \dot{Q} + \dot{m}_e h_e = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (31)$$

Comme dans le cas précédent (§ 1.6.2.1), le terme  $\dot{m}_e h_e$  qui apparaît dans cette équation peut être négligé en pratique.

Le terme  $\dot{Q}_T$  peut se subdiviser en (figure 18) :

- puissance latente (humidification)  $\dot{Q}_\ell = \dot{m}_a (h_2 - h_3) > 0$
- puissance sensible (échauffement)  $\dot{Q}_s = \dot{m}_a (h_3 - h_1) > 0$

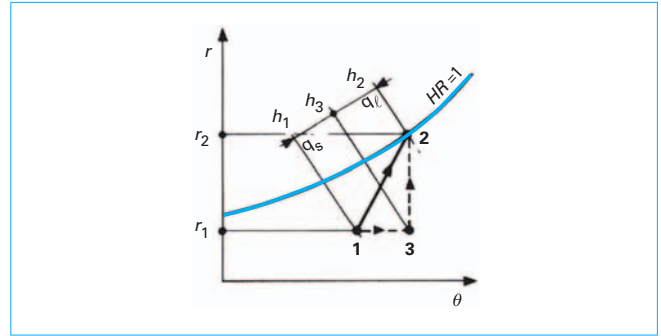


Figure 18 – Humidification de l'air avec de l'eau chauffée : chaleur sensible  $q_s$  et chaleur latente  $q_\ell$  mises en œuvre

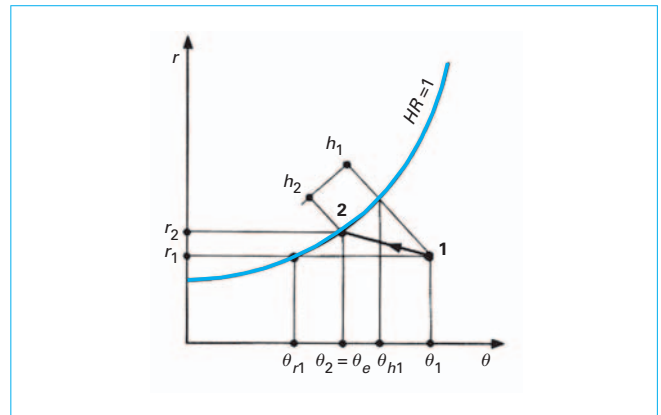


Figure 19 – Évolution de l'air humidifié avec de l'eau refroidie

### 1.6.2.3 Humidification avec de l'eau refroidie

Pour qu'il y ait humidification, il faut que la température de l'eau refroidie  $\theta_e$  mise en contact avec l'air soit supérieure à sa température de rosée  $\theta_r$ .

Le système de traitement d'air est en tout point semblable à celui représenté sur la figure 16, mais l'échangeur E est cette fois-ci un refroidisseur d'eau et la puissance  $\dot{Q}$  est extraite de l'eau dans l'échangeur E. Le signe étant opposé ( $-\dot{Q}$ ), la relation (31) devient :

$$\dot{Q}_T = -\dot{Q} + \dot{m}_e h_e = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (32)$$

L'évolution de l'air dans le diagramme psychrographique est donnée sur la figure 19. Le terme  $\dot{Q}_T$  peut se subdiviser en (figure 20) :

- puissance latente (humidification)  $\dot{Q}_\ell = \dot{m}_a (h_2 - h_3) > 0$
- puissance sensible (refroidissement)  $\dot{Q}_s = \dot{m}_a (h_3 - h_1) < 0$

## 1.7 Déshumidification de l'air

Nous avons, dans le paragraphe 1.5, examiné la déshumidification de l'air avec refroidissement à l'aide d'une batterie froide à température de surface inférieure à la température de rosée de l'air ou par passage dans un laveur d'air à circulation d'eau refroidie à une température inférieure à la température de rosée  $\theta_r$ .

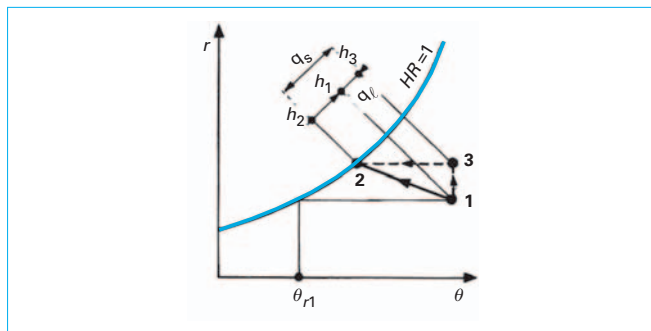


Figure 20 – Humidification de l'air avec de l'eau refroidie : chaleur sensible  $q_s$  et chaleur latente  $q_l$  mises en œuvre

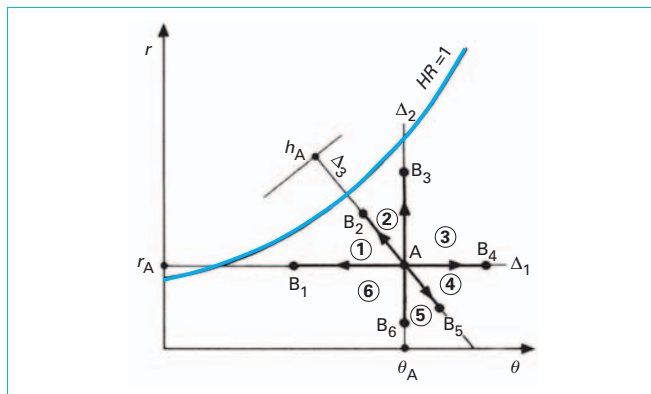


Figure 21 – Synthèse des conditions d'évolution de l'air

Lorsque l'on désire obtenir un rapport de mélange très bas, on peut enlever de l'humidité à l'air en le mettant en contact avec un composé hygroscopique tel que :

- une solution concentrée d'un sel convenable (chlorure de calcium ou chlorure de lithium, etc.) qui fixe par absorption une partie de l'eau atmosphérique ; le système où s'effectue cette absorption est alors assimilable à un laveur ;
- un solide adsorbant qui fixe l'humidité par effet physique (adsorption par exemple en utilisant des adsorbants solides convenables : silicagel, alumine activée, aluminosilicates, etc.). L'absorption peut être physique (physisorption) ou chimique (chimisorption).

Les processus d'absorption et d'adsorption s'accompagnent d'un dégagement de chaleur. L'absorption en solution et l'adsorption physique mettent en œuvre une chaleur d'absorption ou d'adsorption qui est de l'ordre de grandeur de la chaleur de condensation. La chimisorption s'accompagne d'un dégagement de chaleur comparable à une chaleur de réaction.

## 1.8 Synthèse des conditions d'évolution de l'air

La figure 21 résume les diverses évolutions possibles de l'air à partir du point A.

Lorsque le point final B résultant de cette évolution est :

- au-dessus de la droite  $\Delta_1$ , correspondant à  $r_A$ , il y a eu humidification de l'air ;
- au-dessous de la droite  $\Delta_1$ , il y a eu déshumidification de l'air ;

- à droite de la droite  $\Delta_2$ , correspondant à  $\theta_A$ , il y a eu élévation de température de l'air (échauffement) ;
- à gauche de la droite  $\Delta_2$ , il y a eu abaissement de température de l'air (refroidissement) ;
- au-dessus de la droite  $\Delta_3$ , correspondant à  $h_A$ , il y a eu apport de chaleur à l'air humide ;
- au-dessous de la droite  $\Delta_3$ , il y a eu prélèvement de chaleur à l'air humide.

Les transformations ci-après correspondent :

- $AB_1$  : au refroidissement purement sensible (qui peut se faire sur une batterie froide sèche) ;
- $AB_2$  : à l'humidification adiabatique (laveur adiabatique) ;
- $AB_3$  : à l'humidification isotherme (purement latente comme celle se produisant dans les humidificateurs à vapeur) ;
- $AB_4$  : à l'échauffement purement sensible (batterie chaude) ;
- $AB_5$  : à la déshumidification adiabatique (absorbant) ;
- $AB_6$  : à la déshumidification isotherme (purement latente).

Si le point final B de l'évolution est :

- dans l'angle ①, il y a eu humidification avec prélèvement de chaleur et abaissement de température de l'air ;
- dans l'angle ②, il y a eu humidification avec apport de chaleur mais abaissement de température de l'air ;
- dans l'angle ③, il y a eu humidification avec apport de chaleur et augmentation de température de l'air ;
- dans l'angle ④, il y a eu déshumidification avec apport de chaleur et augmentation de température de l'air ;
- dans l'angle ⑤, il y a eu déshumidification avec soustraction de chaleur mais augmentation de température de l'air ;
- dans l'angle ⑥  $\Delta m_e = 0$ , il y a eu déshumidification, soustraction de chaleur et abaissement de température de l'air.

## 2. Schéma général d'une installation

La figure 22 représente le schéma d'un exemple d'installation climatique comportant :

- le local à climatiser ① ;
- la centrale de traitement d'air ②, comportant généralement le **ventilateur de soufflage VS** et divers matériels pour le traitement de l'air non figurés ici (caisson de mélange, filtres, batterie froide, batterie chaude, humidificateur, etc.) ;
- la **gaine (ou conduit) de soufflage** ③ (ou réseau de gaines si l'installation couvre plusieurs locaux) ; elle débouche dans le local par une ou plusieurs bouches de soufflage BS ;
- la **gaine (ou conduit) de reprise** ④ (ou réseau de gaines de reprise) ; elle communique avec le local par une ou plusieurs bouches de reprise BR ;
- le **ventilateur de reprise VR** ⑤ ;
- la **gaine (ou conduit) d'air recyclé** ⑥ qui permet de renvoyer vers la centrale une partie plus ou moins grande de l'air repris ;
- la **gaine (ou conduit) d'air rejeté** ⑦, communiquant avec l'extérieur par un orifice d'extraction OE ;
- la **gaine (ou conduit) d'air neuf** ⑧, communiquant avec l'extérieur par une prise d'air neuf PAN ;
- une ou plusieurs **gainés de dérivation** ⑨ de tout (ou partie) de la centrale de traitement d'air ;
- quelquefois, une **gaine d'extraction** ⑩ communiquant avec le local par une bouche d'extraction BE ; l'air aspiré par le ventilateur d'extraction VE est rejeté dehors par l'orifice OE.

La figure 22 donne également les noms des différents types d'air. L'**air infiltré** est celui qui pénètre dans le local par les défauts d'étanchéité de celui-ci lorsqu'il y a dépression de ce local vis-à-vis de l'extérieur. L'**air perdu** est celui qui au contraire s'échappe vers l'extérieur lorsqu'il y a surpression.

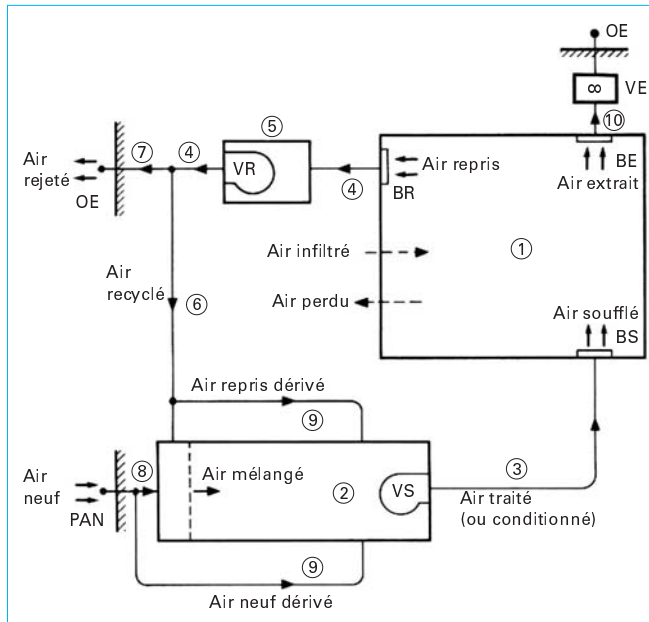


Figure 22 – Schéma général d'une installation climatique

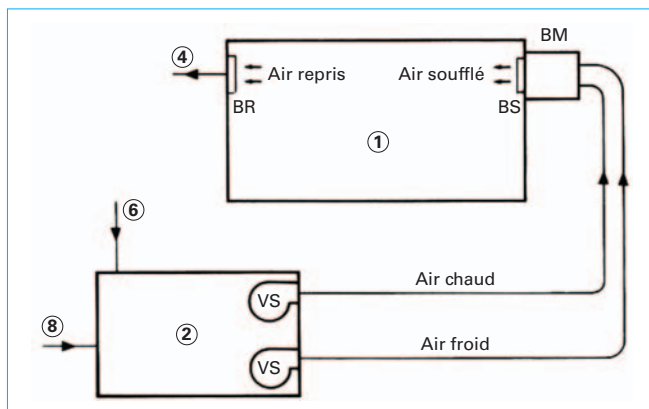


Figure 23 – Installation à double conduit

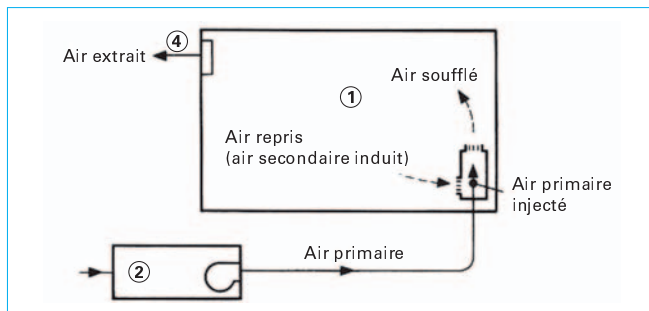


Figure 24 – Installation à induction avec traitement de l'air primaire

Dans les systèmes à double conduit (figure 23), l'air soufflé est obtenu par mélange, dans une **boîte de mélange BM**, d'air traité chaud et d'air traité froid circulant dans deux conduits (ou gaines) séparés.

Dans d'autres cas, on traite un courant d'air primaire (figure 24) qui, injecté dans des appareils terminaux convenables (par exemple des éjecto-convecteurs), entraîne par induction la circulation de l'air du local, **air secondaire induit**.

Les différents conduits peuvent être équipés de **clapets d'air**, ou **registres**, généralement motorisés et sous le contrôle de la régulation automatique. Ils permettent de régler les débits d'air circulant dans ces conduits.

### 3. Évolution de l'air dans une installation

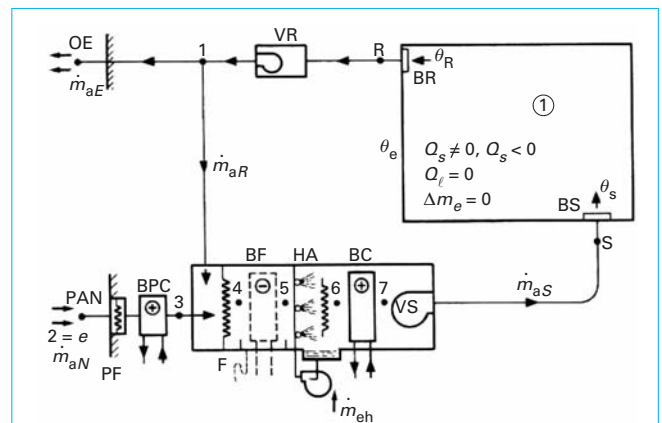
#### 3.1 Conditionnement d'hiver

Un local nécessite un apport d'air neuf minimal pour les besoins hygiéniques des personnes. Cet air étant froid et sec en hiver, il y a nécessité de l'échauffer et de l'humidifier. Afin d'assurer le confort et la préservation du bâti, le débit d'air circulé peut être supérieur au débit minimal. Pour des raisons d'économie, on recycle donc parfois une partie de l'air repris car il est plus chaud que l'air neuf.

Pour faciliter l'humidification de l'air neuf, on le préchauffe dans la batterie de préchauffage BPC (figure 25) ordinairement précédé d'un préfiltre PF.

L'état du local (1) est caractérisé par l'air de reprise R entrant dans la gaine de reprise. L'air soufflé est représenté par S.

Supposons que dans le local, il n'y ait ni air infiltré ni air perdu ni dégagement d'humidité ( $\Delta \dot{m}_e = 0$ ), ce qui signifie que les échanges thermiques entre le local et l'extérieur ne mettent en jeu que de la puissance sensible  $\dot{Q}_s$  et pas de puissance latente :  $\dot{Q}_l = 0$ . Ici,  $\dot{Q}_s < 0$  car le local perd de la chaleur vers l'extérieur puisque  $\theta_R > \theta_e$ .



- BF batterie froide (non utilisée)
- BC batterie chaude
- BPC batterie de préchauffage
- F filtre
- HA humidificateur adiabatique
- PF préfiltre
- PAN prise d'air neuf
- OE orifice d'extraction
- VR ventilateur de reprise
- BR bouche de reprise
- BS bouche de soufflage
- R air de reprise
- S air soufflé
- $\dot{m}_{aE}$  débit-masse d'air sec extrait par OE
- $\dot{m}_{aS}$  débit-masse d'air sec soufflé
- $\dot{m}_{aR}$  débit-masse d'air sec recyclé
- $\dot{m}_{aN}$  débit-masse d'air sec neuf
- $\dot{m}_{eh}$  débit-masse d'eau fourni par l'humidificateur HA

Figure 25 – Installation de conditionnement d'air d'hiver

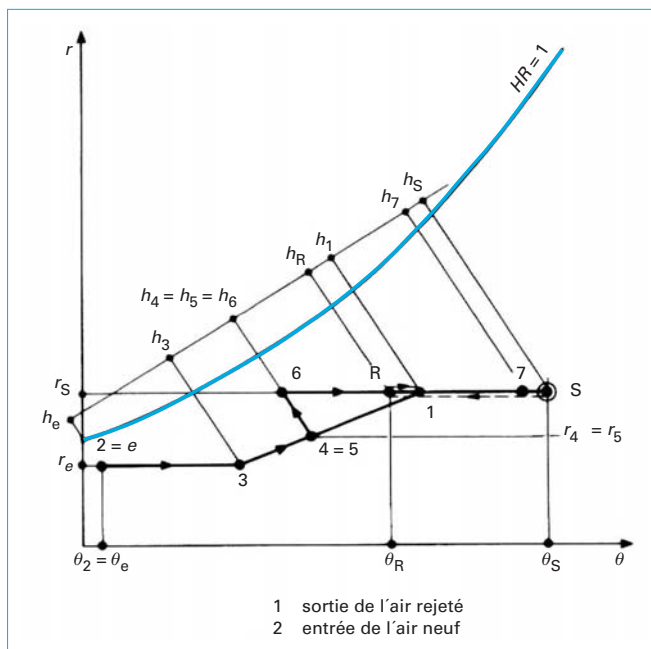


Figure 26 – Évolution de l'air en régime d'hiver pour l'installation de la figure 25

La figure 26 représente, dans le diagramme psychrographique ( $\theta$ ,  $r$ ), le tracé du cycle d'évolution de l'air en régime d'hiver.

– De S à R, évolution de l'air dans le local : l'air soufflé se refroidit, à humidité spécifique  $r = \text{cte}$  puisque la teneur en eau ne varie pas ( $\Delta m_e = 0$ ). Ce refroidissement de l'air soufflé compense les déperditions thermiques (sensibles) du local.

– De R à 1, l'air repris s'échauffe (légèrement) dans le ventilateur de reprise VR.

– De 2 = e (état de l'air extérieur) à 3, échauffement de l'air neuf qui traverse la batterie de préchauffage BPC ; l'échauffement s'effectue à humidité spécifique constante  $r_3 = r_2 = r_e$ .

– Le mélange de l'air recyclé 1 et de l'air neuf échauffé 3 donne l'air mélangé 4.

– De 4 = 5 à 6, humidification dans le laveur adiabatique HA ; l'air suit la courbe à température de bulbe humide constante passant par 4. On humidifie ainsi l'air de  $r_4$  à  $r_6 = r_5$ , valeur de soufflage.

– De 6 à 7, échauffement de l'air à rapport de mélange constant dans la batterie chaude BC.

– De 7 à S, léger échauffement complémentaire de l'air dans le ventilateur de soufflage VS.

Dans tout ce qui précède, on a supposé que les pertes thermiques par les parois des gaines étaient négligeables. On aurait évidemment pu en tenir compte (échanges de chaleur sensible).

### 3.2 Conditionnement d'été

Le local nécessite toujours un débit d'air neuf qui est chaud et humide. Il y a donc nécessité de le refroidir et de le déshumidifier.

Si le débit nécessaire au brassage est supérieur au débit minimal hygiénique de renouvellement, on peut recycler une partie de l'air repris afin de diminuer la consommation énergétique du système de climatisation. On suppose qu'il y a, dans le local, apport de

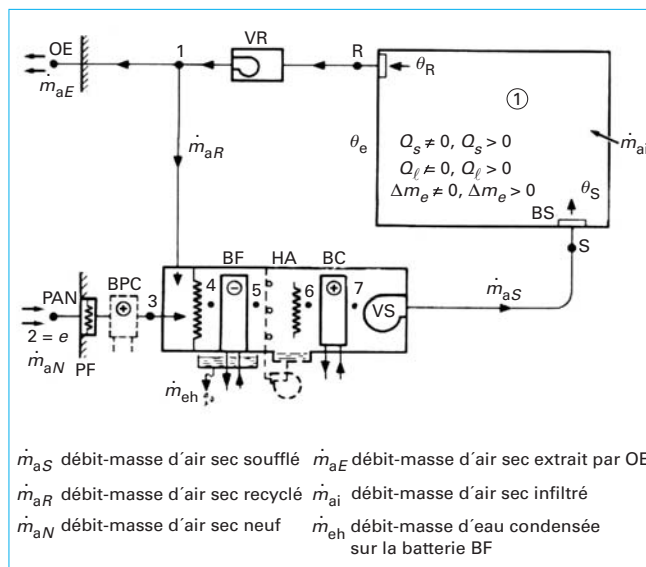


Figure 27 – Installation de conditionnement d'air d'été

puissance sensible,  $\dot{Q}_s > 0$  puisque  $\theta_R < \theta_e$ , et apport de puissance latente  $\dot{Q}_l > 0$  car il y a augmentation  $\Delta m_e$  du débit-masse d'eau (sous forme d'humidité apportée par les occupants et l'infiltration d'air extérieur humide).

L'air soufflé dans le local (état S) doit donc être plus froid et plus sec que celui du local (état R) :

$$\theta_S < \theta_R \text{ et } r_S < r_R$$

Par rapport au point R, le point de soufflage S doit se trouver dans l'angle (6) de la figure 21.

La batterie froide BF (figure 27) est en fonctionnement pour refroidir et déshumidifier l'air ; en revanche la batterie de préchauffage BPC et l'humidificateur HA ne sont pas utilisés.

La figure 28 représente le cycle d'évolution de l'air dans le diagramme ( $\theta$ ,  $r$ ).

– De S à R, évolution de l'air dans le local : l'air soufflé s'échauffe en absorbant les apports de chaleur sensible au local ; il s'humidifie et se charge en chaleur latente en absorbant l'eau qui y est dégagée.

– De R à 1, léger échauffement (chaleur sensible) dans le ventilateur de soufflage.

– De 2 = e à 3, l'air neuf est simplement filtré ; son état reste le même.

– Le mélange d'air recyclé 1 et d'air neuf 3 donne l'air mélangé 4.

– De 4 à 5, l'air mélangé est refroidi et déshumidifié en traversant la batterie froide BF, dont la température superficielle est  $\theta_s$ . Le point 5 est sur la droite qui joint 4 à s (voir discussion sur le facteur de bypass).

– En 5 = 6, le rapport de mélange est celui exigé pour le soufflage  $r_s$  mais, comme on peut aisément le constater sur les diagrammes, cet air est trop froid.

– Donc de 5 = 6 à 7, on échauffe l'air à rapport de mélange constant (chaleur sensible) dans la batterie chaude BC qui doit rester en fonctionnement, bien que la puissance requise ici soit beaucoup plus faible que précédemment.

– De 7 à S, léger échauffement supplémentaire de l'air dans le ventilateur de soufflage VS.

Notons que, comme précédemment, on a supposé que les pertes thermiques par les gaines étaient nulles.

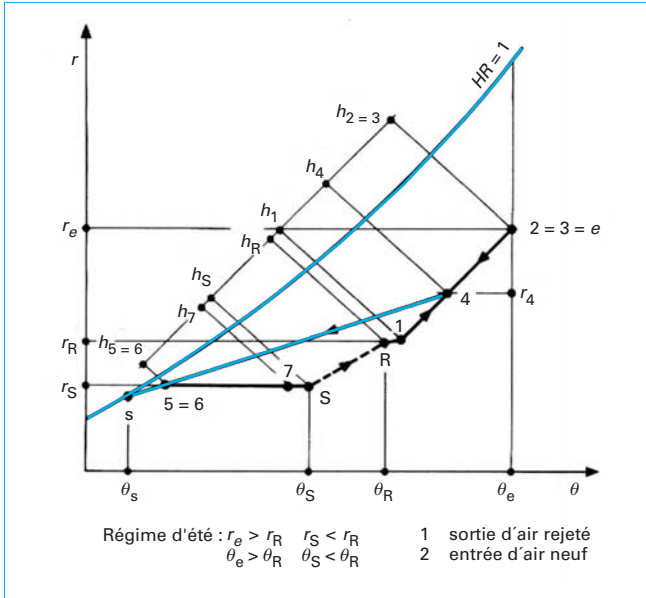


Figure 28 – Évolution de l'air en régime d'été pour l'installation de la figure 27

### 3.3 Traitement d'air

Les deux exemples cités (§ 3.1 et 3.2) montrent comment le traitement de l'air peut être décomposé en diverses opérations élémentaires. Les diagrammes psychrométriques permettent de connaître, pour chaque point de ces cycles, les caractéristiques de l'air humide et notamment l'enthalpie massique  $h$  et le rapport de mélange  $r$ . On peut donc, en utilisant les équations établies et connaissant ces grandeurs et les débits-masse d'air sec traités, calculer les puissances thermiques et les débits-masse d'eau mis en jeu au cours de l'évolution de l'air. Reprenons les deux exemples des paragraphes 3.1 et 3.2.

#### 3.3.1 Conditionnement d'hiver

Soient (figures 25 et 26) :

- $\dot{m}_{aE}$  débit-masse d'air sec extrait par OE,
- $\dot{m}_{aS}$  débit-masse d'air sec soufflé (figures 25 et 26),
- $\dot{m}_{aR}$  débit-masse d'air sec recyclé,
- $\dot{m}_{aN}$  débit-masse d'air sec neuf,
- $\dot{m}_{eh}$  débit-masse d'eau fourni par l'humidificateur HA.

Dans le cas de l'hypothèse faite plus haut où il n'y a ni air infiltré ni air perdu, un bilan de conservation sur l'air sec donne :

$$\dot{m}_{aN} + \dot{m}_{aR} = \dot{m}_{aS} \quad (33)$$

Le débit-masse d'eau fourni par l'humidificateur HA correspond au débit-masse d'eau nécessaire à l'humidification de l'air :

$$\dot{m}_{eh} = \dot{m}_{aS}(r_6 - r_5) \quad (34)$$

- avec  $r_4 = r_5$  4 : point de mélange des airs 1 et 3,  
 $r_6 = r_S$  rapport de mélange du point de soufflage.

La puissance calorifique échangée dans les batteries chaudes est :  
 – dans la batterie de préchauffage BPC,

$$\dot{Q}_{BPC} = \dot{m}_{aN}(h_3 - h_2) \quad (35)$$

avec  $h_2 = h_e$  ;

– dans la batterie chaude BC,

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_{aS}(h_7 - h_6) \quad (36)$$

La puissance calorifique mise en œuvre dans le local est :

$$\dot{Q}_{LOC} = \dot{m}_{aS}(h_S - h_R) \quad (37)$$

#### 3.3.2 Conditionnement d'été

Dans l'hypothèse d'un débit-masse d'air sec infiltré  $\dot{m}_{ai}$  (figures 27 et 28), on a :

$$\dot{m}_{aN} + \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{aE} = 0 \quad (38)$$

avec  $\dot{m}_{aE}$  débit-masse d'air sec extrait par l'orifice d'extraction OE.

Le débit-masse d'eau condensée sur la batterie froide BF est :

$$\dot{m}_{eh} = \dot{m}_{aS}(r_4 - r_5) \quad (39)$$

L'air d'infiltration entre dans l'état 2 = 3 = e. On suppose qu'il est, avec l'air neuf, dans l'état e. Aussi, le débit-masse d'eau apportée dans le local par l'air d'infiltration est :

$$\dot{m}_{ei} = r_e \dot{m}_{ai} \quad (40)$$

La puissance frigorifique mise en œuvre dans la batterie froide BF est :

$$\dot{Q}_{BF} = \dot{m}_{aS}(h_4 - h_5) \quad (41)$$

et la puissance calorifique mise en œuvre dans la batterie chaude BC est :

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_{aS}(h_7 - h_6) \quad (42)$$

### 3.4 Bilans globaux, massiques et énergétiques

Après exécution des calculs de traitement d'air, on a intérêt à vérifier les bilans globaux, massiques et énergétiques, du local conditionné et de l'ensemble de l'installation de traitement. Un tel ensemble est représenté sur la figure 29.

Effectuons les trois bilans : air sec, eau, énergie.

#### ■ Air sec

$$\underbrace{+ |\dot{m}_{aN}|}_{\text{débit entrant (terme positif)}} + \dot{m}_{ai} - \underbrace{|\dot{m}_{aE}|}_{\text{débit sortant (terme négatif)}} = 0 \quad (43)$$

terme positif ou négatif (somme algébrique)

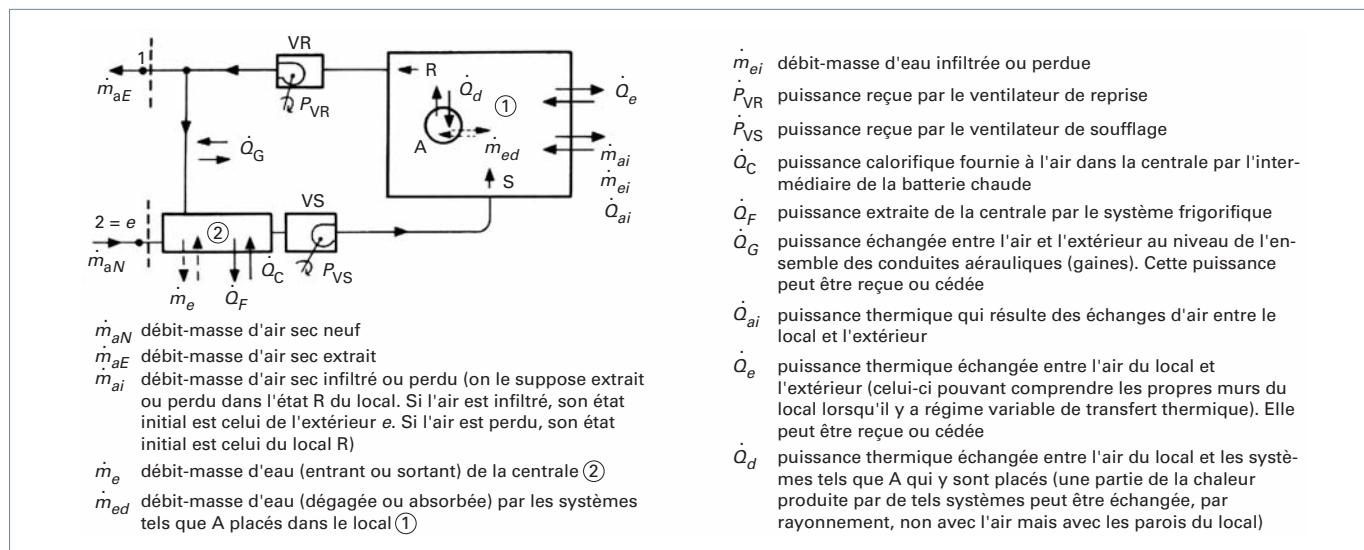


Figure 29 – Ensemble d'une installation de traitement d'un local conditionné

■ Eau

Appelons  $\dot{m}_{ed}$  le débit-masse d'eau dégagée (ou beaucoup plus rarement absorbée) directement dans le local, comme par exemple la vapeur d'eau générée par les occupants du local. On a alors :

$$\begin{aligned}
 & (1) \quad (2) \quad (3) \quad (4) \quad (5) \\
 & + \dot{m}_{aN} r_e + \dot{m}_{ei} + \dot{m}_{ed} + \dot{m}_e - \dot{m}_{aE} r_1 = 0 \quad (44)
 \end{aligned}$$

avec  $\dot{m}_{ei} = + \dot{m}_{ai} r_e$  (air infiltré)  
 ou  $\dot{m}_{ei} = - \dot{m}_{ai} r_R$  (air perdu)

Le signe des termes (1) et (5) est précisé ; les termes (3) et (4) peuvent être positifs ou négatifs ; le terme (2) peut prendre l'une ou l'autre des deux formes indiquées.

■ Énergie

Soient :

- $\dot{P}_{VS}$  puissance du ventilateur de soufflage,
- $\dot{P}_{VR}$  puissance du ventilateur de reprise (extraction d'air),
- $\dot{Q}_{ai}$  apport de puissance par infiltration ou perte d'air,
- $\dot{Q}_C$  puissance thermique de la batterie chaude,
- $\dot{Q}_d$  puissance thermique par apports internes (occupants, appareils, etc.),
- $\dot{Q}_e$  déperditions (ou gains) thermiques du local vers l'extérieur,

$\dot{Q}_F$  puissance de la batterie frigorifique,  
 $\dot{Q}_G$  pertes thermiques des gaines vers l'ambiance.  
 En négligeant les énergies cinétique et potentielle, le bilan s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned}
 & (1) \quad (2) \quad (3) \quad (4) \quad (5) \quad (6) \quad (7) \quad (8) \quad (9) \quad (10) \quad (11) \\
 & + \dot{m}_{aN} h_e + \dot{m}_e h_g - \dot{Q}_d + \dot{Q}_d + \dot{P}_{VS} + \dot{Q}_{ai} + \dot{Q}_d + \dot{Q}_e + \dot{P}_{VR} + \dot{Q}_G - \dot{m}_{aE} h_1 = 0 \quad (45)
 \end{aligned}$$

avec  $\dot{Q}_{ai} = + \dot{m}_{ai} h_e$  (air infiltré)  
 ou  $\dot{Q}_{ai} = - \dot{m}_{ai} h_R$  (air perdu)

Dans la relation (45), un astérisque a été ajouté au symbole de l'enthalpie massique de l'eau ajoutée  $h_g^*$  afin de ne pas la confondre avec l'enthalpie massique de l'air humide à l'entrée (air neuf)  $h_e$ .

Les termes (1), (3), (4), (5), (9) et (11) ont leurs signes précisés dans la relation (45). Les termes (2), (7), (8), (10) peuvent être positifs ou négatifs selon le sens du flux. Le terme (2) est souvent négligeable. Le terme (6) peut prendre l'une ou l'autre des deux formes indiquées selon que l'air est infiltré ou perdu.

**Sites internet et logiciel à consulter**

Site <http://www.ashrae.org>  
 Logiciel CBAT du CETIAT pour le calcul des propriétés de l'air humide, permettant d'effectuer des bilans énergétiques.



# GAGNEZ DU TEMPS ET SÉCURISEZ VOS PROJETS EN UTILISANT UNE SOURCE ACTUALISÉE ET FIABLE

Techniques de l'Ingénieur propose la plus importante collection documentaire technique et scientifique en français !

Grâce à vos droits d'accès, retrouvez l'ensemble des **articles et fiches pratiques de votre offre, leurs compléments et mises à jour,** et bénéficiez des **services inclus.**



RÉDIGÉE ET VALIDÉE  
PAR DES EXPERTS



MISE À JOUR  
PERMANENTE



100 % COMPATIBLE  
SUR TOUS SUPPORTS  
NUMÉRIQUES



SERVICES INCLUS  
DANS CHAQUE OFFRE

- > + de 350 000 utilisateurs
- > + de 10 000 articles de référence
- > + de 80 offres
- > 15 domaines d'expertise

- Automatique - Robotique
- Biomédical - Pharma
- Construction et travaux publics
- Électronique - Photonique
- Énergies
- Environnement - Sécurité
- Génie industriel
- Ingénierie des transports
- Innovation
- Matériaux
- Mécanique
- Mesures - Analyses
- Procédés chimie - Bio - Agro
- Sciences fondamentales
- Technologies de l'information

**Pour des offres toujours plus adaptées à votre métier,  
découvrez les offres dédiées à votre secteur d'activité**

Depuis plus de 70 ans, Techniques de l'Ingénieur est la source d'informations de référence des bureaux d'études, de la R&D et de l'innovation.

[www.techniques-ingenieur.fr](http://www.techniques-ingenieur.fr)

**CONTACT :** Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : [infos.clients@teching.com](mailto:infos.clients@teching.com)

# LES AVANTAGES ET SERVICES compris dans les offres Techniques de l'Ingénieur

ACCÈS



### Accès illimité aux articles en HTML

Enrichis et mis à jour pendant toute la durée de la souscription



### Téléchargement des articles au format PDF

Pour un usage en toute liberté



### Consultation sur tous les supports numériques

Des contenus optimisés pour ordinateurs, tablettes et mobiles

SERVICES ET OUTILS PRATIQUES



### Questions aux experts\*

Les meilleurs experts techniques et scientifiques vous répondent



### Articles Découverte

La possibilité de consulter des articles en dehors de votre offre



### Dictionnaire technique multilingue

45 000 termes en français, anglais, espagnol et allemand



### Archives

Technologies anciennes et versions antérieures des articles



### Impression à la demande

Commandez les éditions papier de vos ressources documentaires



### Alertes actualisations

Recevez par email toutes les nouveautés de vos ressources documentaires

\*Questions aux experts est un service réservé aux entreprises, non proposé dans les offres écoles, universités ou pour tout autre organisme de formation.

## ILS NOUS FONT CONFIANCE



[www.techniques-ingenieur.fr](http://www.techniques-ingenieur.fr)

**CONTACT :** Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : [infos.clients@teching.com](mailto:infos.clients@teching.com)