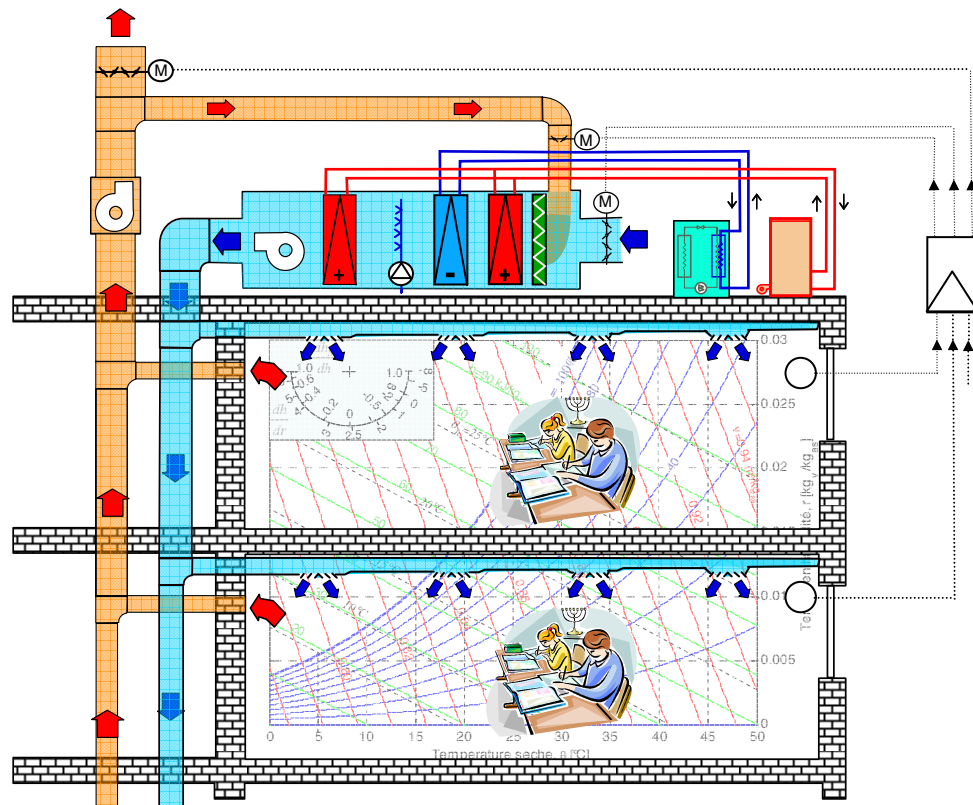


Conditionnement d'air



Sommaire

1	INTRODUCTION	3
2	PROPRIETES DE L'AIR HUMIDE.....	7
2.1	Atmosphère standard	7
2.2	Air sec.....	8
2.3	Vapeur d'eau	11
2.4	Air humide	13
2.5	Calcul numérique des propriétés de l'air humide.....	22
3	DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE	24
4	CONFORT THERMIQUE.....	31
4.1	Bilan enthalpique du corps humain	31
4.2	Indices de confort	34
4.3	Conditions de confort	35
4.3.1	Conditions non-uniformes et l'inconfort local	37
4.3.2	Paramètres secondaires qui influence le confort	38
4.4	Confort adaptatif	39
4.4.1	Potentiel d'adaptation	40
4.4.2	Confort personnalisé	42
4.5	Bibliographie	43
5	TRANSFORMATIONS DE L'AIR HUMIDE	45
5.1	Problèmes de conditionnement de l'air	45
5.2	Conditions de l'air de soufflage	46
5.2.1	Chaleur sensible et chaleur latente	46
5.2.2	Charges dues à l'environnement	50
5.2.3	Droite de soufflage	51
5.3	Procédés de traitement de l'air	58
5.3.1	Mélange	58
5.3.1.1	Mélange adiabatique	59
5.3.1.2	Mélange en zone de brouillard	62
5.3.1.3	Mélange en zone de givre.....	65

5.3.2	Chauffage	66
5.3.2.1	Modèle en régime stationnaire	67
5.3.2.2	Modèle en régime dynamique d'une batterie électrique	69
5.3.3	Refroidissement.....	72
5.3.3.1	Refroidissement simple	72
5.3.3.2	Refroidissement avec déshumidification	72
5.3.3.3	Modèle dynamique d'une batterie de refroidissement à eau glacée.....	77
5.3.4	Humidification	81
5.3.4.1	Humidification par injection de vapeur	81
5.3.4.2	Variation du débit d'un humidificateur par injection.....	83
5.3.4.3	Humidification par pulvérisation d'eau	86
5.3.5	Modèles des systèmes actionneur - équipement - capteur (SAEC)	89
5.4	Bibliographie	92
6	EXERCICES	95
6.1	Propriétés de l'air humide.....	95
6.2	Charges en hiver (tout air recycle et mélange)	96
6.3	Mélange.....	96
6.4	Climatisation d'hiver (air neuf et mélange)	97
6.5	Caisson de mélange	98
6.6	Climatisation d'hiver – température interne	98
6.7	Refroidissement et déshumidification.....	99
6.8	Chauffage et humidification de deux zones.....	99

1 Introduction

Les systèmes de climatisation réalisent le conditionnement de l'air pour maintenir les conditions de température, d'hygrométrie et de pureté de l'air dans les zones d'un local. Le terme *zone* désigne des volumes d'air dans le local pour lesquelles les charges et/ou les conditions de confort sont différentes.

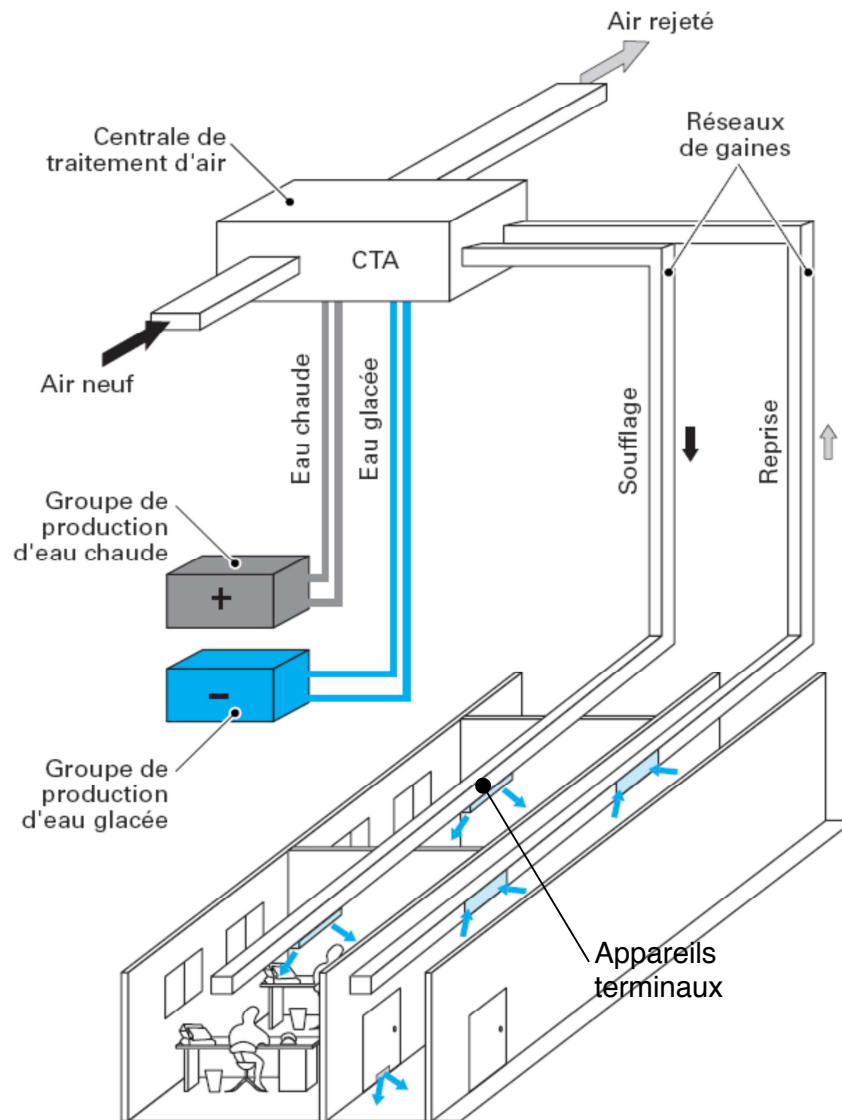


Figure 1.1 Principe d'un système de climatisation centralisé (Bailly et al. 1999a)

Un système de climatisation est composé de (Figure 1.1) :

- sources de chaud et de froid ;
- centrale de traitement de l'air (CTA) qui chauffe, refroidit, humidifie, déshumidifie et purifie (filtre) l'air ;
- réseau de distribution de l'air ;
- appareils terminaux qui diffusent l'air à l'intérieur du local.

L'emplacement de la production de chaud et de froid peut être centralisé, décentralisé ou mixte (Figure 1.2).

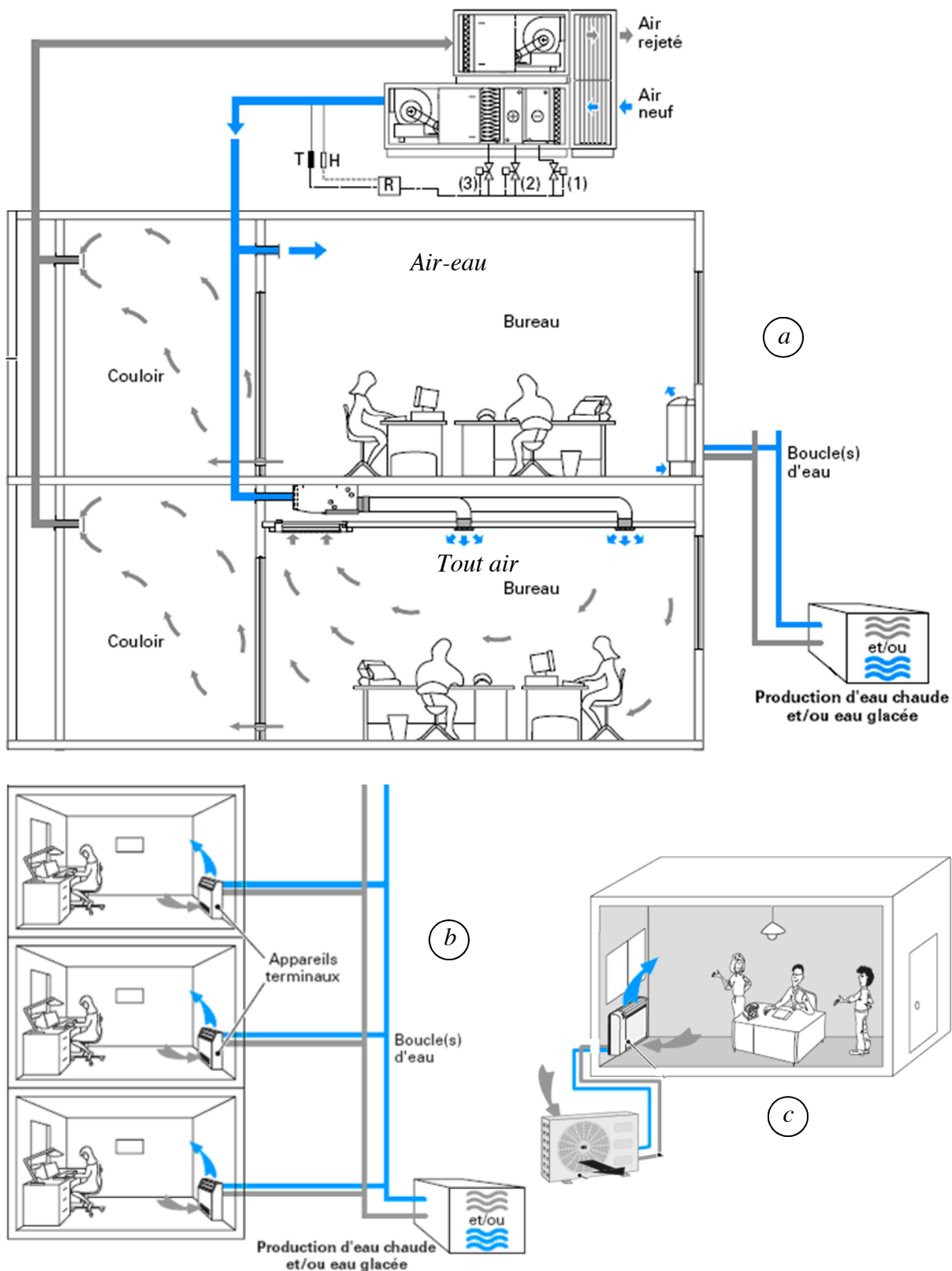


Figure 1.2 Systèmes d'air conditionné : a) système centralisé tout-air et air-eau ; b) système tout-eau ; c) système décentralisé bibloc (Bailly et al. 1999a).

Le transport de l'énergie de la source à l'espace conditionné peut être fait en utilisant l'air (systèmes tout-air), l'eau (systèmes tout-eau) ou une combinaison de ces deux (systèmes air-eau) (Figure 1.2).

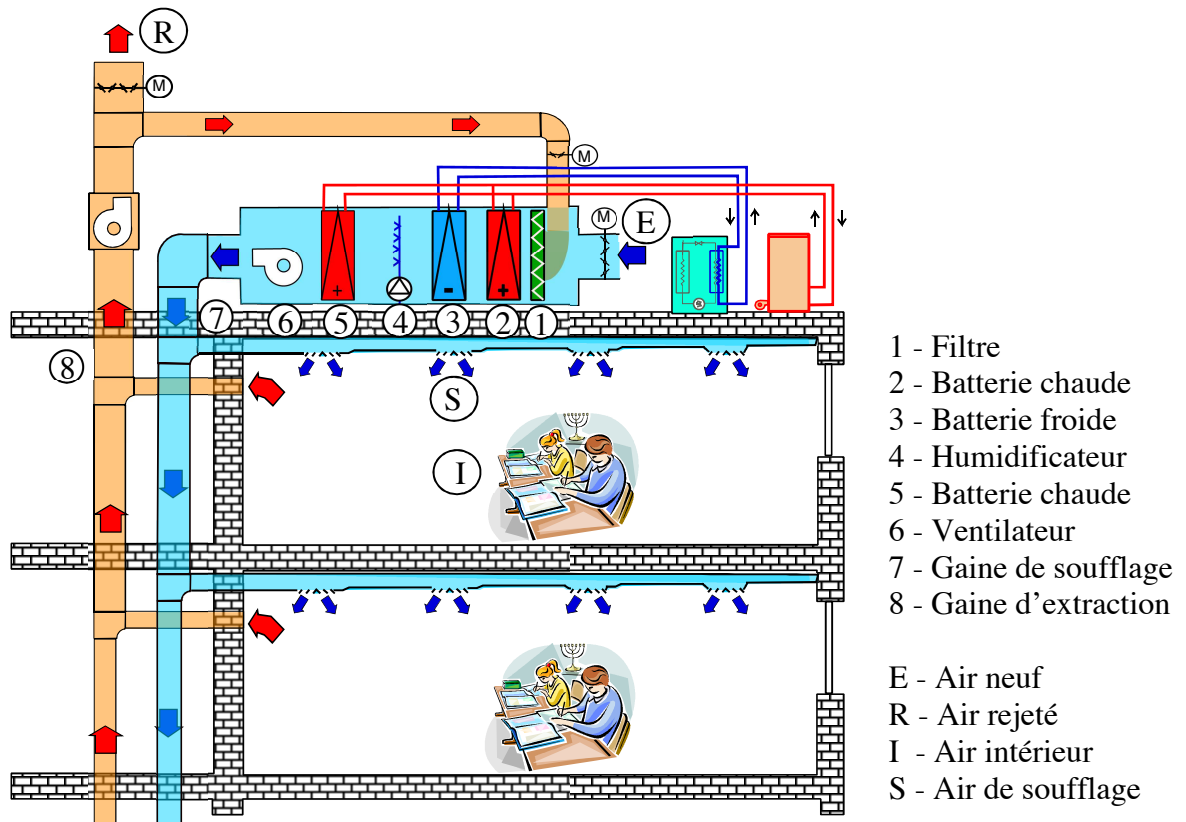


Figure 1.3 Système tout-air mono-gaine à débit constant

Dans les **systèmes tout air**, l'énergie et le débit d'air neuf nécessaires pour maintenir les conditions intérieures sont transportés par l'air. Un fluide, habituellement de l'eau, chauffe et refroidi l'air dans la CTA en utilisant l'énergie fournie par des groupes de production de chaud et de froid.

Le principe des systèmes tout air est que le mélange entre l'air soufflé et l'air de l'ambiance amène le tout aux conditions désirées. Comme les conditions de l'air de l'ambiance varient dans le temps, la quantité d'énergie transportée par l'air de soufflage doit varier aussi. Pour cela, il y a deux mécanismes de base : varier le débit d'air fourni à l'ambiance ou varier la quantité d'énergie transportée par l'unité de volume d'air en variant sa température et/ou son humidité.

Les systèmes tout-air sont classés en deux catégories :

- **mono-gaine** : les batteries de chauffage et de refroidissement sont en série ; un réseau de gaines alimente tous les terminaux à la même température. Les deux modes de variation du flux d'énergie, température variable (Figure 1.3) et débit variable (Figure 1.4), sont utilisables.
- **double-gaine** : les batteries de chauffage et de refroidissement sont en parallèle et le réseau de gaines est soit

1. séparé pour la distribution de l'air chaud et froid vers les terminaux qui les mélangent (Figure 1.5), soit

2. distinct pour chaque zone avec l'air mélangé à l'entrée dans le système de gaines.

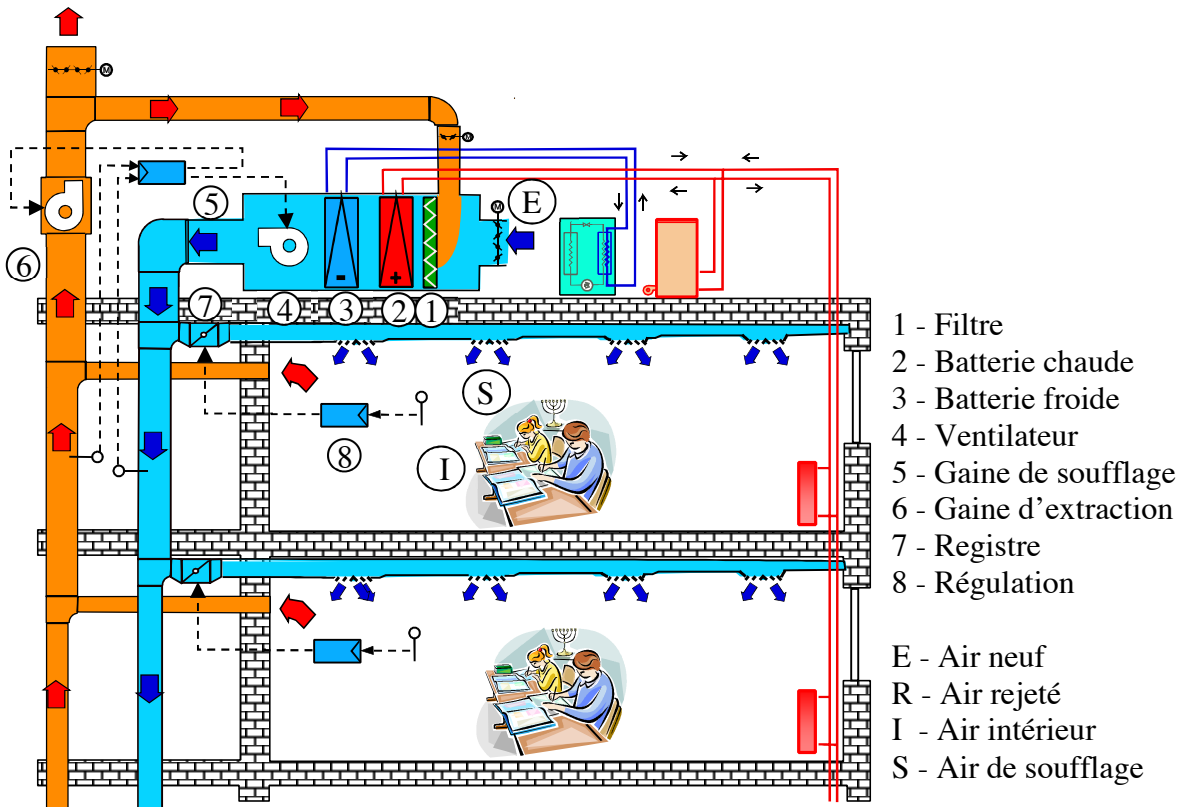


Figure 1.4 Système tout-air mono-gaine à débit variable

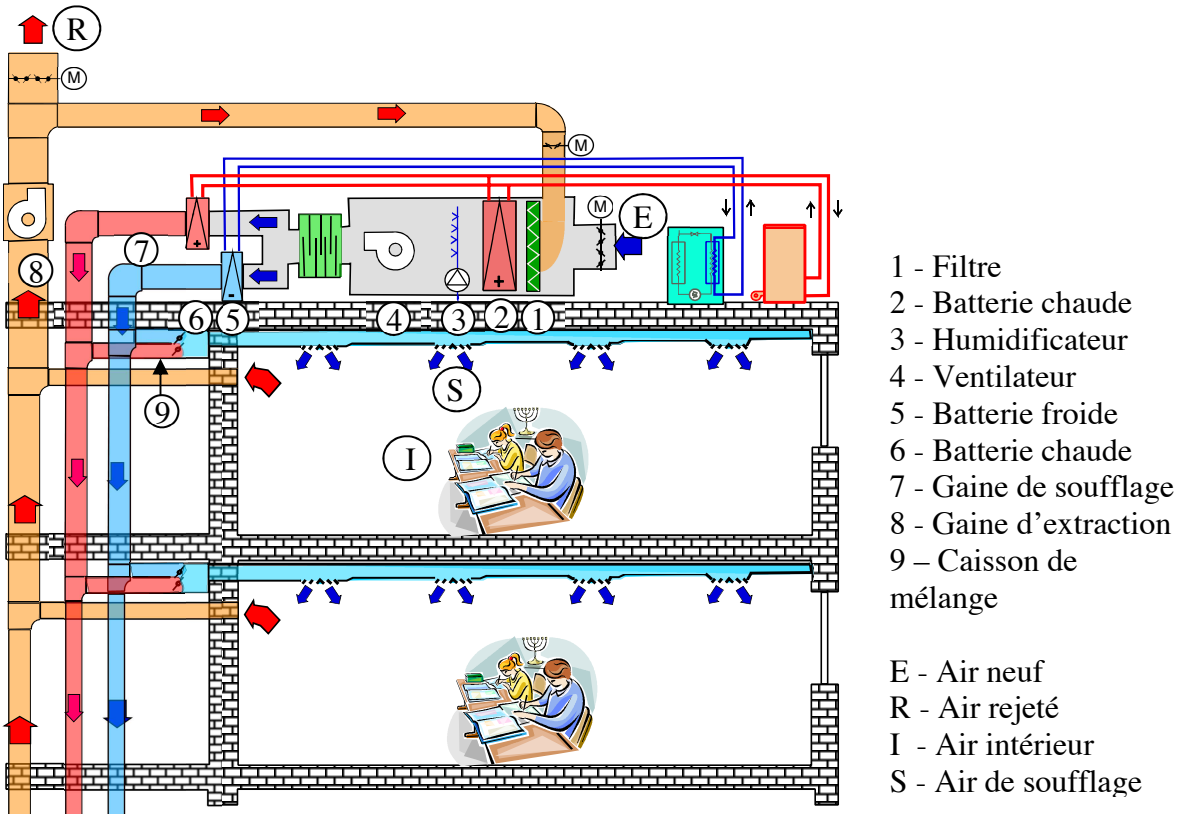


Figure 1.5 Système tout-air double-gaine à débit constant

2 Propriétés de l'air humide

Les propriétés thermodynamiques du mélange air–vapeur d'eau, c. à d. de l'air humide, étudiées par la **psychrométrie**, sont fondamentales dans l'analyse des procédés de transformations de l'air dans les systèmes de conditionnement de l'air. Les erreurs introduites en utilisant les relations du **gaz parfait** au mélange air–vapeur d'eau sont inférieures à 0.7 % et diminuent avec la réduction de la pression. Ce chapitre utilise les relations du gaz parfait pour décrire les propriétés de l'air humide.

2.1 Atmosphère standard

L'air atmosphérique ou **l'air humide pollué** est composé d'un mélange des gaz, des vapeurs d'eau et des contaminants (par ex. fumés, pollen, polluants gazeux) qui normalement ne sont pas présents dans l'air non pollué.

L'air sec est l'air pur totalement dépourvu d'humidité et ne contenant aucun contaminant. La composition de l'air sec est relativement constante, bien que de petites variations apparaissent dans le temps, la position géographique et l'altitude.

L'air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. La quantité de vapeur d'eau varie de zéro (air sec) à une valeur maximale, correspondant à l'état de **saturation**, qui dépend de la température et de la pression. La saturation est l'état d'équilibre entre l'air humide et l'eau en état condensé (liquide ou solide). Si ce n'est pas spécifié autrement, la saturation fait référence à l'interface entre l'air humide et la phase condensée, interface nommée **couche limite**. Les conditions à la saturation changent quand la courbure de l'interface est très grande, comme s'est le cas des gouttelettes ultrafines d'eau.

L'atmosphère normalisée, définie par le standard ISO 2533, fournit une référence pour l'estimation des propriétés à différentes altitudes. Elle est définie pour :

- accélération de la pesanteur constante, $g = 9.807 \text{ m/s}^2$,
- pression au niveau de la mer $p_{an} = 101.325 \text{ kPa}$,
- température $\theta_{an} = 15^\circ\text{C}$, $T_{an} = 288.15 \text{ K}$,
- considérant que l'atmosphère est composée de l'air sec qui se comporte comme un gaz idéal.

La dépendance de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude, Z , est :

$$p = 101.325(1 - 2.25577 \cdot 10^{-5} Z)^{5.2559} \quad (2.1)$$

et celle de la température en fonction de l'altitude est :

$$\theta = 15 - 0.0065 Z . \quad (2.2)$$

où :

Z , altitude, m ;

p , pression atmosphérique, kPa ;

θ , température, °C .

2.2 Air sec

La composition standard de l'air a été fixée en 1946 par le *Comité International pour les Données Psychrométriques* (Tableau 2.1).

Tableau 2.1 Composition de l'air sec*

Gaz constituants l'air sec	Symbole	Masse molaire M [kg · kmol ⁻¹]	Pourcentage du volume p [%]
Azote	N ₂	28.016	78.084
Oxygène	O ₂	32.000	20.948
Argon	Ar	40.944	0.934
Gaz carbonique	CO ₂	44.010	0.030
Néon	Ne	20.183	$1.8 \cdot 10^{-3}$
Hélium	He	4.003	$5.24 \cdot 10^{-4}$
Krypton	Kr	83.070	$1.14 \cdot 10^{-4}$
Hydrogène	H ₂	2.016	$5.0 \cdot 10^{-5}$
Xénon	Xe	131.300	$8.7 \cdot 10^{-6}$
Ozone	O ₃	48.000	$0.4 \cdot 10^{-6}$
Radon	Rn	222.000	$6.0 \cdot 10^{-18}$

* Atmosphère. *Encyclopædia Universalis* 2005

La **masse molaire** de l'air sec, M_{as} [kg · kmol⁻¹] , est la masse d'une mole d'air,

$$M_{as} = \sum_i p_i \cdot M_i ; \quad (2.3)$$

$$i \in \{N_2 \quad O_2 \quad Ar \quad CO_2 \quad Ne \quad He \quad Kr \quad H_2 \quad Xe \quad O_3 \quad Rn\}$$

est

$$M_{as} = 28.9645 \text{ kg / kmol} . \quad (2.4)$$

La **masse volumique** de l'air sec, ρ [kg/m³], est la masse de l'unité de volume à une température et une pression données. En appliquant l'équation caractéristique des gaz parfaits à l'air sec,

$$p_{as} V_{as} = \frac{m_{as}}{M_{as}} R T_{as} = n R T_{as} \quad (2.5)$$

où :

p_{as} , pression absolue de l'air sec, Pa ,

V_{as} , volume occupé par l'air sec à la pression p_{as} , m³ ,

m_{as} , masse de l'air sec, kg ,

$n = \frac{m_{as}}{M_{as}}$, nombre de moles contenues dans le volume V ,

T_{as} , température absolue de l'air sec, K ,

R , constante universelle des gaz parfaits, $R = 8320 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$.

on obtient la masse volumique,

$$\rho_{as} \equiv \frac{m_{as}}{V_{as}} = \frac{M_{as}}{R} \frac{p_{as}}{T_{as}} \quad (2.6)$$

où la constante spécifique de l'air sec est

$$R_{s,as} \equiv \frac{R}{M_{as}} = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.7)$$

Le **volume massique** de l'air sec, v_{as} [m³/kg], est le volume occupé par l'unité de masse d'air sec à une pression et une température données,

$$v_{as} \equiv \frac{V_{as}}{m_{as}} \equiv \frac{1}{\rho_{as}} = \frac{R}{M_{as}} \frac{T_{as}}{p_{as}} \quad (2.8)$$

où :

$$\frac{R}{M_{as}} = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.9)$$

La **chaleur massique** de l'air sec est la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré la température de l'unité de masse d'air sec. La chaleur massique est définie pour des transformations isobares (à pression constante) ou isochore (à volume constant). Les transformations dans les systèmes de climatisation étant pratiquement à pression constante, la quantité de chaleur nécessaire pour passer de l'état 1 à l'état 2 est :

$$Q_{12} = m_{as} c_{as} (T_2 - T_1) \quad (2.10)$$

où :

m_{as} , masse d'air sec, kg ;

c_{as} , chaleur massique à pression constante, kJ/(kg · K) ;

T_1 et T_2 , températures de l'air sec aux états 1 et 2, K ou °C .

La **chaleur massique à pression constante** de l'air sec est :

$$c_{as} = \frac{Q_{12}}{m_{as} (T_2 - T_1)} . \quad (2.11)$$

Dans l'intervalle de température de -40 °C à 100 °C, la variation de la chaleur massique de l'air sec est de 1.003 à 1.017 kJ/(kg · K) , soit de 1.4 %. Dans la pratique, la valeur constante

$$c_{as} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.12)$$

est utilisée.

L'**enthalpie** de l'air sec, ou la chaleur totale "contenue" par une masse d'air sec, est une fonction d'état thermodynamique dont la variation exprime la quantité de chaleur mise en jeu dans une transformation isobare. La variation de l'enthalpie ne dépend que de l'état final et initial du système étant indépendante du chemin suivi par la transformation. En climatisation, l'état de référence, pour lequel l'enthalpie est nulle, correspond à la température 0 °C . L'enthalpie H_{as} [kJ] d'une masse d'air sec m_{as} [kg] à la température θ [°C] est la quantité de chaleur nécessaire pour élever sa température de 0 °C à θ [°C] ,

$$H_{as} = m_{as} c_{as} \theta . \quad (2.13)$$

L'**enthalpie massique** de l'air sec, h_{as} [kJ/kg] , est l'enthalpie de l'unité de masse de l'air sec,

$$h_{as} \equiv \frac{H_{as}}{m_{as}} = c_{as} \theta ; c_{as} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.14)$$

2.3 Vapeur d'eau

Pour des températures inférieures à 60 °C, les vapeurs d'eau se comportent comme un gaz parfait.

La **masse molaire** de l'eau est :

$$M_v = 18 \text{ kg/kmol} \quad (2.15)$$

La **masse volumique** de vapeur d'eau, $\rho_v [\text{kg/m}^3]$, à une température et à une pression donnée résulte de l'équation des gaz parfaits,

$$\rho_v \equiv \frac{m_v}{V_v} = \frac{M_v}{R} \frac{p_v}{T_v} \quad (2.16)$$

où :

p_v , pression absolue de la vapeur, Pa ,

V_v , volume occupé par la vapeur à la pression p_v , m^3 ,

m_v , masse de la vapeur, kg ,

T_v , température absolue de la vapeur, K ,

R , constante universelle des gaz parfaits, $R = 8320 \text{ J/(kmol} \cdot \text{K)}$.

et :

$$\frac{M_v}{R} = \frac{1}{462} \text{ kg} \cdot \text{K/J} . \quad (2.17)$$

Le **volume massique** de la vapeur d'eau, $v_v [\text{m}^3/\text{kg}]$, est l'inverse de la masse volumique,

$$v_v \equiv \frac{1}{\rho_v} = \frac{R}{M_v} \cdot \frac{T_v}{p_v} \quad (2.18)$$

où la constante spécifique de la vapeur est :

$$R_{s,v} = \frac{R}{M_v} = 462 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.19)$$

La **chaleur massique à pression constante** de la vapeur d'eau est la quantité de chaleur nécessaire pour lui élever la température de 1 K dans une transformation isobare,

$$c_v = \frac{Q_{12}}{m_v(T_2 - T_1)} . \quad (2.20)$$

La chaleur massique à pression constante de la vapeur d'eau varie peu avec sa température. Dans les applications pratiques, on peut considérer une valeur constante,

$$c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) . \quad (2.21)$$

La **chaleur latente de vaporisation**, l_v [kJ/kg], est l'énergie absorbée par l'unité de masse d'eau pour changer de la phase liquide à la phase gazeuse, la transformation ayant lieu à température et pression constantes. Pour l'eau à la température 0 °C et pression 101.3 kPa ,

$$l_v = 2495 \text{ kJ/kg} . \quad (2.22)$$

L'**enthalpie** de la vapeur d'eau, H_v [kJ], est définie relativement à l'enthalpie de l'eau au point triple qui correspond à l'eau en phase liquide à la température 0 °C . L'enthalpie d'une masse de vapeur m_v [kg] à la température θ [°C] est :

$$H_v = m_v(l_v + c_v\theta) ; l_v = 2495 \text{ kJ/kg}; c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.23)$$

L'**enthalpie massique** de la vapeur d'eau est :

$$h_v \equiv \frac{H_v}{m_v} = l_v + c_v\theta ; l_v = 2495 \text{ kJ/kg}; c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.24)$$

Comme dans les systèmes de climatisation $\theta_v \in (10 \text{ } 50)^\circ\text{C}$, l'enthalpie massique de la vapeur d'eau de la formule (2.24) peut être approximée avec :

$$h_v = 2500 \text{ kJ/kg} . \quad (2.25)$$

2.4 Air humide

L'air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Dans les transformations de l'air humide, la masse d'air sec est conservée tandis que la masse de vapeurs d'eau peut varier par des changements de phase (Figure 2.1). C'est pour cela que la référence utilisée pour toutes les grandeurs de l'air humide est l'unité de masse de l'air sec ou le débit massique de l'air sec. Les changements de la composition de l'air sec (par ex. le remplacement de l'oxygène par le dioxyde de carbone par la respiration des occupants ou par la combustion) restant assez faibles, l'hypothèse de la conservation de la masse est acceptable.

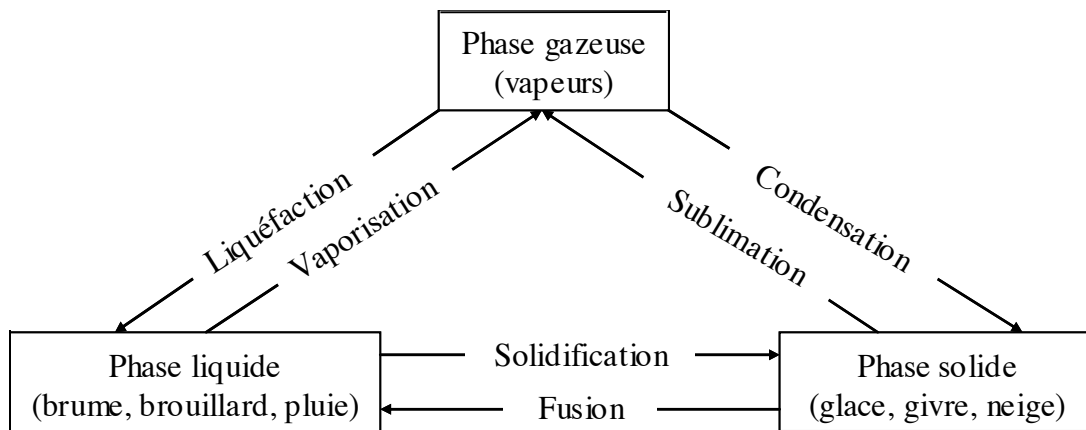


Figure 2.1 Changements de phase de l'eau

La **pression partielle** de chaque composant d'un mélange des gaz parfaits est la pression pour chaque composant qui occuperait seul le volume total du mélange. L'air humide étant un mélange d'air sec et de vapeur d'eau, deux gaz parfaits caractérisés par les équations (2.5) et (2.16), se comporte aussi comme un gaz parfait à qui s'applique l'équation caractéristique des gaz :

$$pV = \frac{m}{M}RT \quad (2.26)$$

ou

$$pV = nRT \quad (2.27)$$

où :

p , pression absolue de l'air humide, Pa ,

V , volume occupé par l'air humide à la pression p , m^3 ,

m , masse de l'air humide, kg ,

T , température absolue de l'air humide, K ,

R , constante universelle des gaz parfaits, $R = 8320 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$,

$n \equiv \frac{m}{M}$, fraction molaire, c. à d. le nombre de moles contenues dans le volume V .

Comme le nombre des moles du mélange d'air sec et de vapeur d'eau est :

$$\frac{m}{M} = \frac{m_{as}}{M_{as}} + \frac{m_v}{M_v} \quad (2.28)$$

ou

$$n = n_{as} + n_v \quad (2.29)$$

il en résulte que :

$$p = p_{as} + p_v \quad (2.30)$$

ce qui représente la loi de Dalton appliquée à l'air humide où :

p , pression absolue de l'air humide, Pa,

p_{as} , pression partielle de l'air sec, Pa,

p_v , pression partielle de la vapeur, Pa.

La **pression partielle de vapeur d'eau** s'obtient en appliquant la loi des gaz parfaits :

$$p_v = \frac{R}{M_v} \cdot \frac{m_v T}{V} \quad (2.31)$$

où

$$R_{s,v} = \frac{R}{M_v} = 462 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}. \quad (2.32)$$

À température, T [K], et volume, V [m³], constants de l'air humide, l'augmentation de la masse de la vapeur d'eau, m_v [kg], augmente la pression partielle de la vapeur, p_v [Pa], jusqu'au point que l'air humide devient **saturé**, c'est-à-dire qu'il est impossible de vaporiser une quantité d'eau supplémentaire. Les vapeurs ajoutées condenseront instantanément et la pression restera constante, l'eau et la vapeur d'eau étant en équilibre. Cette pression, appelée **pression partielle de vapeur saturante**, p_{vs} [Pa], dépend de la température. Dans le domaine de température de 0 à 200 °C, la pression partielle de vapeur saturante au dessous de l'eau liquide est (ASHRAE 2001) :

$$p_{vs} = \exp(C_1/T + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6 \ln T) \text{ [Pa]} \quad (2.33)$$

où :

$$C_1 = -5.800 \cdot 10^3 ; C_2 = 1.391 ; C_3 = -4.864 \cdot 10^{-2} ;$$

$$C_4 = 4.176 \cdot 10^{-5} ; C_5 = -1.445 \cdot 10^{-8} ; C_6 = 6.545$$

et T [K] est la température. Une formule plus simple mais moins précise est (Tetens 1930) :

$$p_{vs} = 610.78 \exp\left(\frac{17.2694 \theta}{\theta + 238.3}\right) \text{ [Pa]} \quad (2.34)$$

où θ_h [°C] est la température.

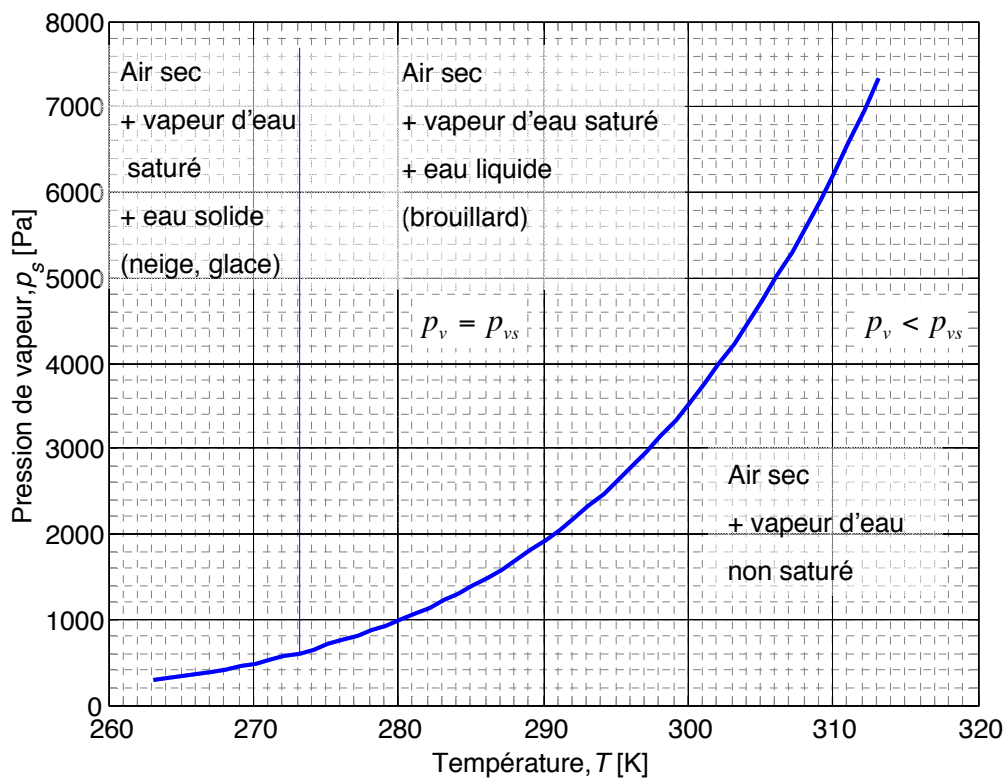


Figure 2.2 Pression partielle de vapeur d'eau à la saturation

La **courbe de saturation** de la Figure 2.2 donnée par l'équation (2.33) partage le plan en deux régions :

- **vapeur d'eau non saturée** dans la région située sous la courbe de saturation dans laquelle, à une température donnée, $p_v < p_{vs}$;

- **air saturé** dans la région située au-dessus de la courbe de saturation où $p_v = p_{vs}$, quelque soit la pression de l'air humide. Dans cette région l'air contient de l'eau en état liquide ou solide en plus de l'air sec et de la vapeur d'eau saturée.

A une température constante, T_0 , si on ajoute de vapeur d'eau dans l'air, la pression de vapeur, $p_v(T_0)$, augmente jusqu'à la valeur de la pression de vapeur saturante, $p_{vs}(T_0)$, correspondant à cette température. Quand la concentration en eau dépasse cette valeur limite sans qu'il y a de la condensation, l'air est *sursaturé* ; c'est un état métastable car la moindre impureté ou rugosité de surface devient germe pour la formation de microbulles d'eau. L'eau condense et la pression de vapeur d'eau devient égale à la pression de vapeur saturante ; c'est un état d'équilibre.

La **teneur en humidité** ou l'**humidité spécifique** ou le **rapport de mélange**, r [kg_v/kg_{as}], est le rapport entre la masse de vapeur d'eau, m_v [kg_v], contenue dans un volume d'air humide, V [m³], et la masse d'air sec, m_{as} [kg_{as}], contenue dans ce même volume :

$$r \equiv \frac{m_v}{m_{as}} \quad (2.35)$$

Le terme "**spécifique**" est utilisé lorsqu'on fait référence à l'unité de masse d'air sec.

De l'équation (2.35) il en résulte que :

$$r = \frac{\rho_v}{\rho_{as}} \quad (2.36)$$

et, en tenant compte de la définition de la fraction molaire, $n = m/M$,

$$r = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{n_v}{n_{as}} \quad (2.37)$$

où n_v et n_{as} sont les fractions molaires de la vapeur d'eau et de l'air sec, respectivement.

Dans l'air humide, la température de la vapeur étant égale à la température de l'air sec, $T_v = T_{as} = T$, en utilisant les équations (2.6) et (2.16), l'équation (2.36) dévient :

$$r = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{p_v}{p_{as}} \quad (2.38)$$

ou, en utilisant l'équation (2.30),

$$r = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{p_v}{p - p_v} \quad (2.39)$$

où

$$\frac{M_v}{M_{as}} = \frac{18.01528 \text{ kg/kmol}}{28.9645 \text{ kg/kmol}} = 0.62198. \quad (2.40)$$

La **teneur en humidité à la saturation**, r_s , est la valeur maximale de la teneur en humidité correspondant à l'air humide **saturé**. La teneur en humidité peut varier de zéro (le cas de l'air sec) jusqu'à cette valeur maximale. À la saturation, $p_v = p_{vs}$, la teneur en humidité est :

$$r_s = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}. \quad (2.41)$$

Le **degré hygrométrique** ou l'**humidité relative**, φ , à une température donnée, θ , est le rapport entre la pression partielle de la vapeur de l'air humide, p_v , et la pression partielle de la vapeur saturante à la même température, p_{vs} ,

$$\varphi \equiv \left. \frac{p_v}{p_{vs}} \right|_{\theta}. \quad (2.42)$$

En utilisant la loi des gaz parfaits et en considérant la fraction molaire de la vapeur d'eau dans un volume d'air humide, n_v , et dans un volume d'air saturé, n_{vs} , à la même pression, p , et température, θ , l'équation (2.42) devient :

$$\varphi = \left. \frac{n_v}{n_{vs}} \right|_{\theta, p}. \quad (2.43)$$

L'humidité relative est comprise entre 0 pour l'**air sec** et 1 pour l'**air saturé**.

En remplaçant l'expression de la pression de vapeur, p_v , de l'équation (2.42) dans l'expression de la teneur en humidité (2.39), on obtient :

$$r = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{\varphi p_{vs}}{p - \varphi p_{vs}} \quad (2.44)$$

où

$$\frac{M_v}{M_{as}} = 0.62198.$$

La **masse volumique** de l'air humide, ρ [kg/m³], est la masse de l'air humide, m [kg], c. à d. la masse d'air sec, m_{as} [kg], et d'humidité, m_v [kg], qui occupe le volume, V [m³] :

$$\rho \equiv \frac{m}{V} = \frac{m_{as} + m_v}{V} = \rho_{as} + \rho_v. \quad (2.45)$$

En utilisant les équations (2.6) et (2.16) pour les masses spécifiques de l'air sec et de la vapeur d'eau, l'équation (2.45) devient :

$$\rho = \frac{M_{as}}{R} \frac{p_{as}}{T} + \frac{M_v}{R} \frac{p_v}{T} \quad (2.46)$$

où :

$$R_{s,as} \equiv \frac{R}{M_{as}} = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ et } R_{s,v} = \frac{R}{M_v} = 462 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}).$$

En remplaçant en (2.46) l'expression de la pression de l'air sec, p_{as} , obtenue de l'équation (2.30), l'expression de la masse volumique de l'air humide devient :

$$\rho = \frac{M_{as}}{R} \frac{p}{T} - \frac{(M_{as} - M_v)}{R} \frac{p_v}{T} \quad (2.47)$$

ou, en tenant compte que $p_v = \varphi p_{vs}$ (cf. équation (2.42)),

$$\rho = \frac{M_{as}}{R} \frac{p}{T} - \frac{(M_{as} - M_v)}{R} \frac{\varphi p_{vs}}{T} \quad (2.48)$$

où :

$$R_{s,as} \equiv \frac{R}{M_{as}} = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ et } \frac{(M_{as} - M_v)}{R} = 1.316 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{K/J} .$$

Les équations (2.47) et (2.48) montrent que l'air humide à une masse volumique plus faible que l'air sec et que plus l'air est humide (plus p_v ou φ sont élevés), plus la masse volumique diminue.

Le **volume spécifique de l'air humide**, $v[\text{m}^3/\text{kg}_{as}]$, est le volume d'air humide, $V[\text{m}^3]$, qui contient l'unité de masse d'air sec, $m_{as}[\text{kg}_{as}]$:

$$v \equiv \frac{V}{m_{as}} = \frac{1}{\rho_{as}} . \quad (2.49)$$

En utilisant l'équation (2.6) pour la masse volumique de l'air sec et l'équation (2.30) pour la pression partielle de l'air sec, on obtient :

$$v = \frac{R}{M_{as}} \frac{T}{p_{as}} = \frac{R}{M_{as}} \frac{T}{p - p_v} . \quad (2.50)$$

En remplaçant dans l'équation (2.50) l'expression de la pression partielle de vapeur obtenue de l'équation (2.38), il en résulte :

$$v = \frac{R}{M_v} \left(\frac{M_v}{M_{as}} + r \right) \frac{T}{p} \quad (2.51)$$

où :

$$R_{s,v} = \frac{R}{M_v} = 462 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) ; \frac{M_v}{M_{as}} = 0.622 .$$

L'équation (2.51) permet de calculer le débit volumique d'air conditionné en fonction du **débit massique d'air sec** traité qui est *la seule grandeur constante lors de toutes transformations de conditionnement d'air*. En effet, de l'équation (2.49) on déduit que le volume spécifique de l'air humide, v , relie le débit volumique d'air conditionné (c. à d. air humide), $\dot{V}$, au débit massique de l'air sec traité, $\dot{m}_{as}$:

$$\dot{V} = v \dot{m}_{as} . \quad (2.52)$$

L'**enthalpie de l'air humide**, $H[\text{kJ}]$, est égale à la somme des enthalpies de l'air sec, $H_{as}[\text{kJ}]$, et de la vapeur d'eau qu'il contient, $H_v[\text{kJ}]$,

$$H = H_{as} + H_v, \quad (2.53)$$

En exprimant en fonction des masses d'air sec, m_{as} , et de vapeur, m_v , l'équation (2.53) devient :

$$H = m_{as} h_{as} + m_v h_v \quad (2.54)$$

ou

$$H = m_{as} \left(h_{as} + \frac{m_v}{m_{as}} h_v \right) = m_{as} (h_{as} + r h_v) \quad (2.55)$$

où :

$h_{as} = c_{as} \theta$; $c_{as} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ enthalpie massique de l'air sec (cf. équation (2.14))

$h_v = l_v + c_v \theta$; $l_v = 2495 \text{ kJ}/\text{kg}$; $c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ enthalpie massique de la vapeur d'eau à la température θ relatif à l'eau à 0°C (cf. équation (2.24)).

Il en résulte l'enthalpie :

$$H = m_{as} [c_{as} \theta + r(l_v + c_v \theta)] \quad (2.56)$$

et l'enthalpie spécifique :

$$h = c_{as} \theta + r(l_v + c_v \theta) \quad (2.57)$$

où :

$c_{as} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $l_v = 2495 \text{ kJ}/\text{kg}$; $c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

La **température de rosée** ou le **point de rosée**, θ_r , est la température de l'air humide saturé à la même pression, p , et ayant le même teneur en humidité, r , que l'air humide. Considérons de l'air humide non saturé. Si cet air est refroidi sans changement de la teneur en humidité, r , (c. à d. sans amener ni enlever de l'humidité), la pression partielle de la vapeur d'eau, p_s , diminue (cf. équation (2.31)) jusqu'à la valeur de la pression de saturation, p_{vs} . La température correspondante est la température de rosée, $\theta_r(p, r)$, qui est la solution de l'équation :

$$r_s(p, \theta_r) = r \quad (2.58)$$

où $r_s(p, \theta_r)$ est donnée par l'équation (2.41) et p_{vs} par l'équation (2.33). Pour des variations de la température de rosée entre 0 et 93 °C (ASHRAE 2001),

$$\theta_r = C_7 + C_8 \alpha + C_9 \alpha^2 + C_{10} \alpha^3 + C_{11} p_v^{0.1984} \quad (2.59)$$

où :

$$C_7 = 6.54, C_8 = 14.526, C_9 = 0.7389, C_{10} = 0.09486, C_{11} = 0.4569.$$

La température de rosée permet d'estimer le risque de condensation sur une surface de température θ_s qui se trouve dans l'air humide dont la température de rosée est θ_r . Si $\theta_s > \theta_r$, alors il n'y a pas de risque de rosée ; si $\theta_s \leq \theta_r$, alors il y a de risque de rosée.

La **température du bulbe humide**, θ_h , est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe est entouré d'un coton mouillé placé dans l'air humide ayant une vitesse de 2.5 à 10 m/s et à l'abri du rayonnement ; c'est le **thermomètre humide** (Figure 2.3). Le passage d'air humide non saturé provoque l'évaporation de l'eau et, par conséquent, le refroidissement du thermomètre humide ; plus l'air est sec, plus l'évaporation est intense et la différence de température entre le thermomètre humide et le thermomètre sec est grande. La température humide diffère peu de la **température thermodynamique du "bulbe"** (ou du **thermomètre) humide**, θ_h , qui est la température à laquelle l'eau liquide s'évapore dans l'air pour l'amener à la saturation à la même température, θ_h (Figure 2.3).

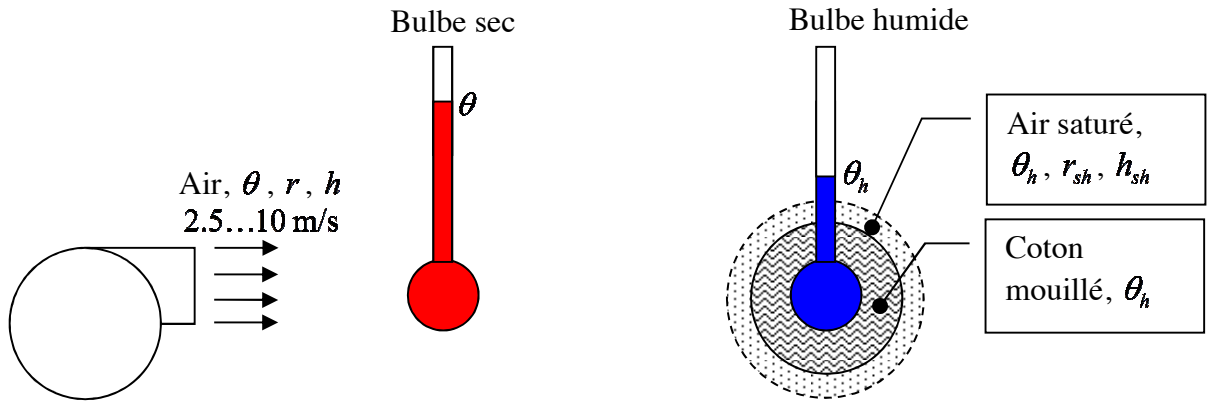


Figure 2.3 Thermomètre sec et thermomètre humide

Si on considère que dans un volume proche de la surface de la mèche, l'air saturé est expulsé à une température égale à l'eau injectée, θ_h , l'échange est adiabatique. Dans ces conditions,

- la teneur en humidité augmente de la valeur r à la valeur r_{sh} qui correspond à la température de saturation θ_h ;

- la masse d'eau ajoutée par unité de masse d'air sec $(r_{sh} - r)$ ajoute l'énergie $(r_s - r)h_{eh}$ au courant d'air, où h_{eh} est l'enthalpie massique de l'eau à la température θ du bulbe humide ;
- l'enthalpie augmente de la valeur d'entrée h à la valeur h_{sh} :

$$h + (r_{sh} - r)h_{eh} = h_{sh} \quad (2.60)$$

À une pression donnée, les propriétés r_{sh} , h_{es} et h_{sh} dépendent seulement de la température θ . La température θ qui satisfait l'équation (2.60) est la **température thermodynamique du "bulbe"** (ou du **thermomètre**) **humide**, θ , une propriété de l'air humide indépendante de la technique de mesure utilisée. La teneur en humidité dépend seulement de la température thermodynamique du thermomètre humide. L'équation (2.60) est exacte étant déduite sur des considérations théoriques. En introduisant dans l'équation (2.60) l'expression de h de l'équation (2.57), l'équation correspondante pour h_{sh} ,

$$h_{sh} = c_{as}\theta_h + r_{sh}(l_v + c_v\theta_h) \quad (2.61)$$

et la relation approximative pour l'enthalpie de l'eau à la température du bulbe humide,

$$h_{eh} \cong c_e\theta_h \quad (2.62)$$

et en résolvant pour la teneur en humidité r , on obtient :

$$r = \frac{[l_v - (c_e - c_v)\theta_h]r_{sh} - c_v(\theta - \theta_h)}{l_v + c_v\theta - c_e\theta_h} \quad (2.63)$$

où : $l_v = 2495 \text{ kJ/kg}$; $c_v = 1.96 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$; $c_e = 4.186 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$.

2.5 Calcul numérique des propriétés de l'air humide

Les valeurs de l'air humide facilement mesurable sont la température du "bulbe sec", la température du "bulbe humide", la température de rosée, l'humidité relative et la pression. Pour une pression donnée, les autres propriétés peuvent être calculées en utilisant deux propriétés mesurées.

Tableau 2.2 Connus : Température du bulbe sec, θ , température du bulbe humide, θ_h , pression, p

Pour obtenir	Utiliser	Commentaires
$p_{vs}(\theta_h)$	Équation (2.33)	Pression de saturation pour θ_h
r_{sh}	Équation (2.41)	Utiliser $p_{vs}(\theta_h)$
r	Équation (2.63)	
$p_{vs}(\theta)$	Équation (2.33)	Pression de saturation pour θ
r_s	Équation (2.41)	Utiliser $p_{vs}(\theta)$
φ	Équations (2.41) et (2.44)	
v	Équation (2.51)	
h	Équation (2.57)	
p_v	Équation (2.42)	
θ_r	Équation (2.59)	

Tableau 3 Propriétés thermodynamiques de l'air humide

	Air sec	Vapeur d'eau	Air humide
Pression	$p_{as} = \frac{R}{M_{as}} \cdot \frac{m_{as} T}{V}$	$p_v = \frac{R}{M_v} \cdot \frac{m_v T}{V}$ $p_{vs} = f(T)$	$p = p_{as} + p_v$
Masse molaire	$M_{as} = 28.9645 \text{ kg/kmol}$	$M_v = 18 \text{ kg/kmol}$	$\frac{m}{M} = \frac{m_{as}}{M_{as}} + \frac{m_v}{M_v}$ $n = n_{as} + n_v$
Masse volumique	$\rho_{as} \equiv \frac{m_{as}}{V_{as}} = \frac{M_{as}}{R} \frac{p_{as}}{T_{as}}$	$\rho_v \equiv \frac{m_v}{V_v} = \frac{M_v}{R} \frac{p_v}{T_v}$	$\rho = \frac{M_{as}}{R} \frac{p}{T} - \frac{(M_{as} - M_v)}{R} \frac{\varphi p_{vs}}{T}$
Volume massique	$v_{as} \equiv \frac{1}{\rho_{as}} = \frac{R}{M_{as}} \frac{T_{as}}{p_{as}}$	$v_v \equiv \frac{1}{\rho_v} = \frac{R}{M_v} \cdot \frac{T_v}{p_v}$	$v = \frac{R}{M_v} \left(\frac{M_v}{M_{as}} + r \right) \frac{T}{p}$
Chaleur massique	$c_{as} = \frac{Q_{12}}{m_{as}(T_2 - T_1)}$	$c_v = \frac{Q_{12}}{m_v(T_2 - T_1)}$ $c_v = 1.96 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$	
Enthalpie	$H_{as} = m_{as} c_{as} \theta$	$H_v = m_v (l_v + c_v \theta_v)$ $l_v = 2495 \text{ kJ/kg}$	$H = m_{as} [c_{as} \theta + r(l_v + c_v \theta)]$
Enthalpie massique	$h_{as} \equiv \frac{H_{as}}{m_{as}} = c_{as} \theta$	$h_v \equiv \frac{H_v}{m_v} = l_v + c_v \theta$ $h_v = 2500 \text{ kJ/kg}$	$h = c_{as} \theta + r(l_v + c_v \theta)$

3 Diagramme de l'air humide

Un **diagramme psychrométrique** représente de manière graphique les propriétés de l'air humide. Pour une pression donnée, les propriétés de l'air humide peuvent être déterminées en connaissant deux d'entre eux (§ 2.5). Le choix des coordonnées du diagramme est arbitraire.

La température sèche, θ_{as} , et la teneur en humidité, r , sont deux propriétés physiques indépendantes ; dans des coordonnées cartésiennes, elles sont orthogonales. Un diagramme de l'air humide en fonction de ces propriétés permet une représentation claire des transformations de l'air.

En **abscisse** du diagramme sont portées les valeurs de la température sèche ; en **ordonnée** sont portées les valeurs de la teneur en humidité. Le diagramme est construit pour une pression donnée, normalement la pression au niveau de la mer, $p_{an} = 101.325\text{kPa}$.

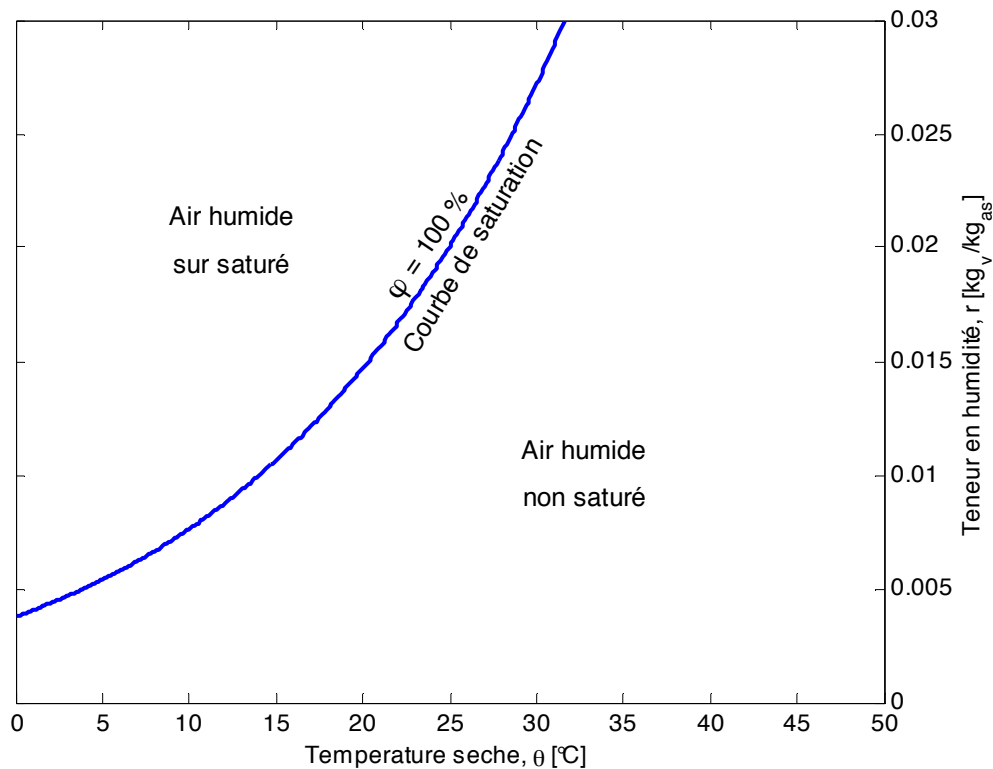


Figure 3.1 Courbe de saturation

La courbe de saturation représente, dans ces coordonnées, la teneur en humidité à la saturation donnée par l'équation (2.41),

$$r_s = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}$$

où la pression partielle de vapeur saturante, p_{vs} , est donnée par l'équation (2.33) en fonction de la température,

$$p_{vs} = \exp(C_1/T + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6 \ln T)$$

où :

$$C_1 = -5.800 \cdot 10^3, \quad C_2 = 1.391, \quad C_3 = -4.864 \cdot 10^{-2}, \quad C_4 = 4.176 \cdot 10^{-5}, \quad C_5 = -1.445 \cdot 10^{-8}, \\ C_6 = 6.545$$

La courbe de saturation partage le diagramme en deux régions : l'air humide **non saturé** pour $r(\theta) < r_s(\theta)$, et l'air humide **sursaturé** pour $r(\theta) > r_s(\theta)$.

La température de rosée (ou **le point de rosée**) est la température à laquelle l'air humide, avec une teneur en humidité constante, arrive à la saturation, $\varphi = 100\%$, quand il est refroidi lentement. Si le refroidissement continue, les vapeurs d'eau condensent et la teneur en humidité diminue ; l'évolution de l'air humide suit alors la courbe de saturation (Figure 3.2).

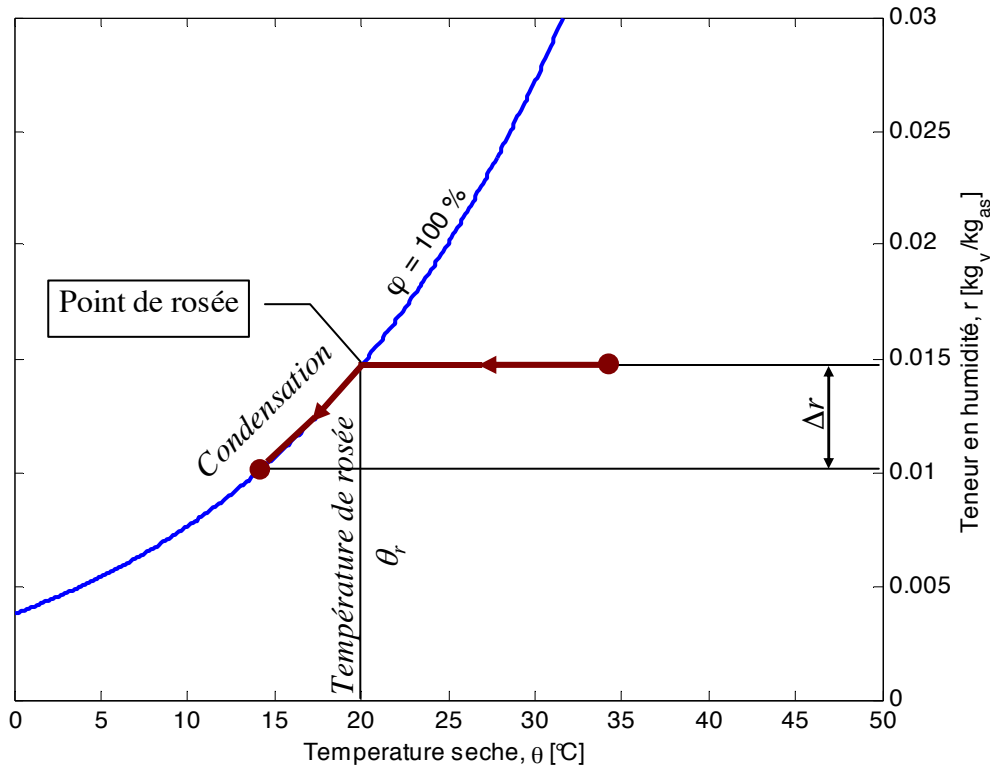


Figure 3.2 Température de rosée

Les courbes d'égal degré hygrométrique sont des courbes dans la zone de l'air humide non saturé données en exprimant la teneur en humidité, r , de l'équation (2.44) en fonction de la température, θ , et de degré hygrométrique, φ (Figure 3.3) :

$$r = \frac{M_v}{M_{as}} \frac{\varphi \cdot p_{vs}(\theta)}{p - \varphi \cdot p_{vs}(\theta)} \quad (3.1)$$

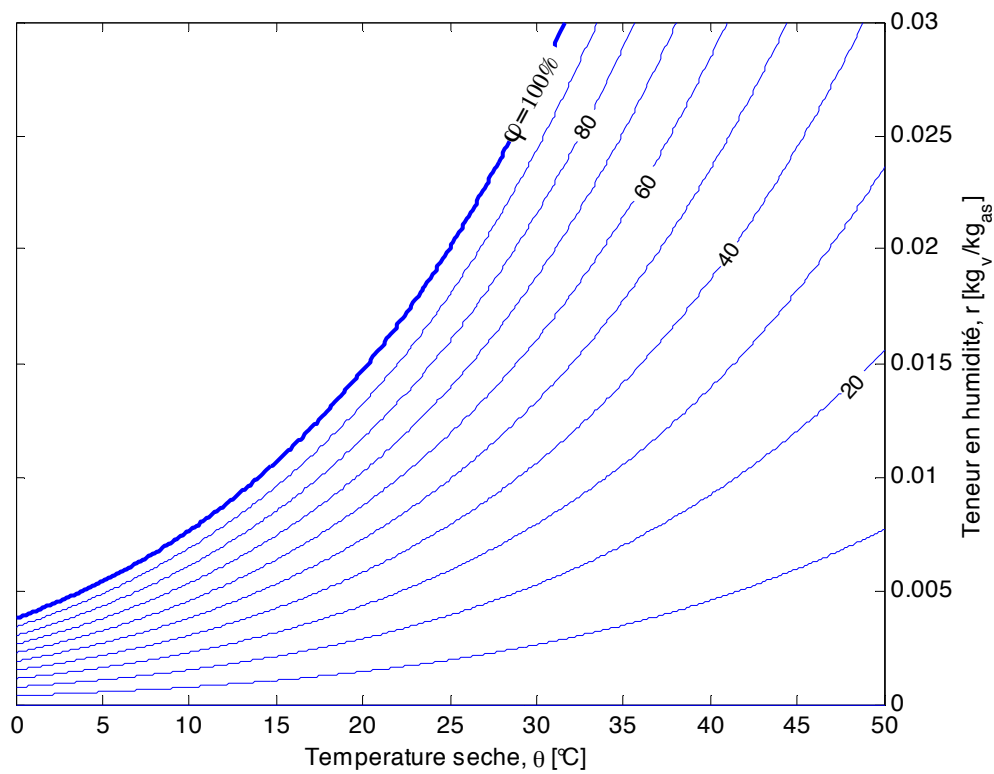


Figure 3.3 Courbes d'égal degré hygrométrique

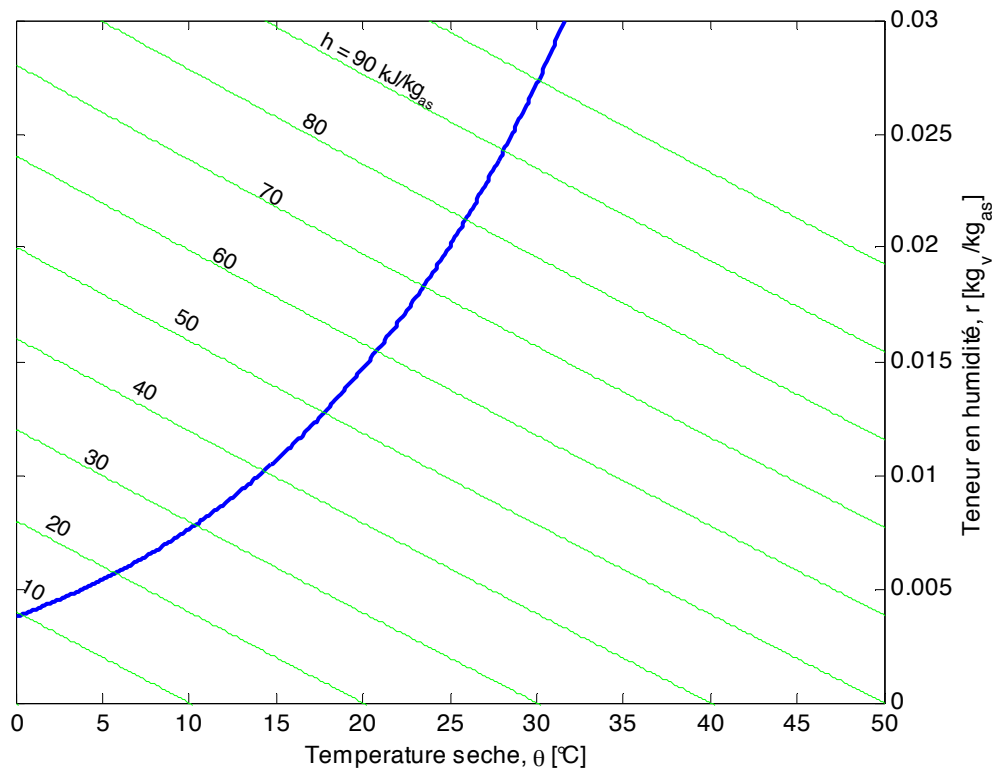


Figure 3.4 Droites d'égale enthalpie (isenthalpes)

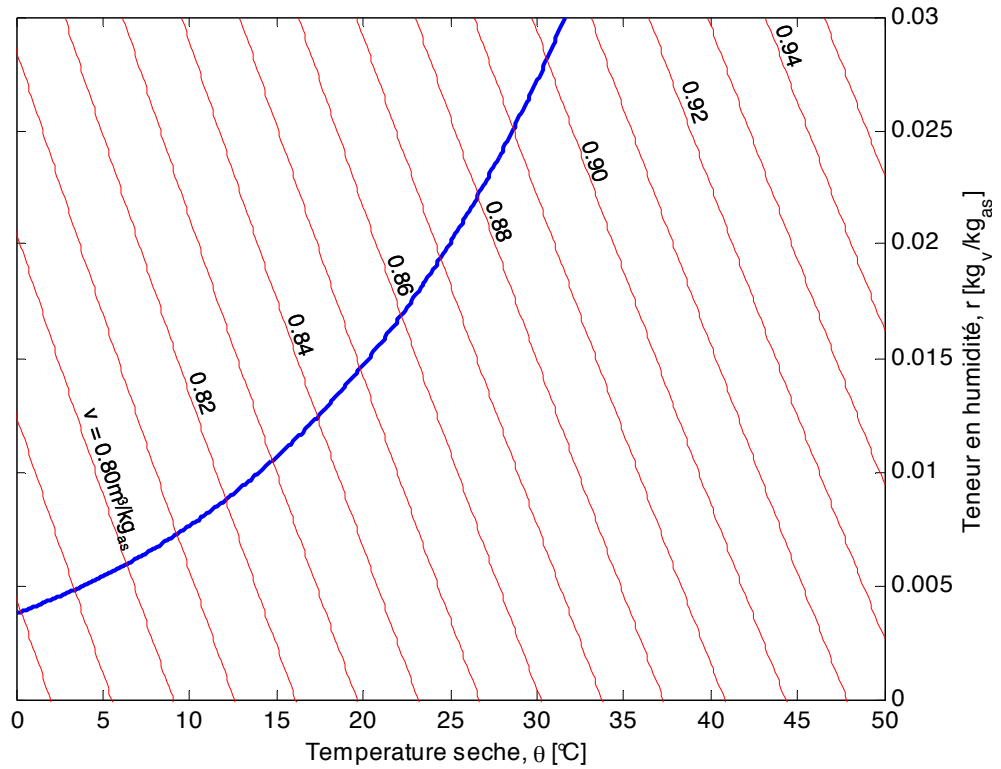


Figure 3.5 Lignes d'égal volume spécifique (isochores)

Les lignes d'égal enthalpie (isenthalpes) sont obtenues en exprimant la teneur en humidité, r , de l'équation (2.57) en fonction de la température et ayant comme paramètre l'enthalpie :

$$r = \frac{h - c_{as}\theta}{l_v + c_v\theta} \quad (3.2)$$

où $c_{as} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $l_v = 2495 \text{ kJ/kg}$; $c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Les isenthalpes sont des arcs d'hyperbole presque rectilignes. Dans le domaine de variation de la température, $\theta \in (-10^\circ \text{C}; +35^\circ \text{C})$, $c_v\theta \ll l_v$. Le terme $c_v\theta$ pouvant être négligé, l'équation (3.2) peut être approximée avec des droites avec une pente négative :

$$r = \frac{h - c_{as}\theta}{l_v} \quad (3.3)$$

L'eau d'air sursaturé est toujours en équilibre thermique avec l'air humide. L'enthalpie des gouttelettes d'eau en suspension dans l'air sursaturé, $h_{eh} \cong c_e\theta_h$, $c_e = 4.186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, ne varie que très peu (l'enthalpie resterait constante si l'eau était à 0°C , la référence de l'enthalpie). En conséquence, on peut considérer que les isenthalpes se prolongent dans la zone sursaturée sans être modifiées (Figure 3.4).

Comme l'enthalpie dépend de la température et de la teneur en humidité, on peut l'exprimer comme une fonction linéaire :

$$\mathbf{h} = \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ r \end{bmatrix}. \quad (3.4)$$

Les lignes d'égal volume spécifique s'obtiennent en exprimant la teneur en humidité de l'équation (2.51) en fonction du volume spécifique et de la température,

$$r = \frac{M_v}{R} \frac{vp}{(273.15 + \theta)} - \frac{M_v}{M_{as}} \quad (3.5)$$

où

$$R_{s,v} = \frac{R}{M_v} = 462 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \quad \frac{M_v}{M_{as}} = 0.622.$$

Les lignes d'égal volume spécifique v sous une pression constante p sont des arcs d'hyperbole presque rectilignes (Figure 3.5).

Une fonction multivariable $f: \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}^m$ différentiable en $\mathbf{x}_0 \in \mathfrak{R}^n$ peut être approximée

autour $\mathbf{x}_0 \in \mathfrak{R}^n$ de par $f(\mathbf{x}) \cong f(\mathbf{x}_0) + Df(\mathbf{x}_0)(\mathbf{x} - \mathbf{x}_0)$, où $Df(\mathbf{x}_0)_{ij} \equiv \left. \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right|_{\mathbf{x}_0}$ est la matrice

jacobienne ou la matrice des dérivées partielles.

La matrice jacobienne de la fonction volume spécifique

$$v = \frac{R}{M_v} \left(\frac{M_v}{M_{as}} + r \right) \frac{273.15 + \theta}{p}$$

$$Dv = \begin{bmatrix} \frac{\partial v}{\partial \theta} & \frac{\partial v}{\partial r} \end{bmatrix} = \frac{1}{p} \frac{R}{M_v} \begin{bmatrix} \frac{M_v}{M_{as}} + r_0 & 273.15 + \theta_0 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Autour du point $\begin{bmatrix} \theta_0 & r_0 \end{bmatrix}^T$, on obtient

$$v \approx v_0 + \frac{1}{p} \frac{R}{M_v} \begin{bmatrix} \frac{M_v}{M_{as}} + r_0 & 273.15 + \theta_0 \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} \theta \\ r \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \theta_0 \\ r_0 \end{bmatrix} \right) \quad (3.7)$$

Le volume spécifique de l'air sursaturé est presque égal à celui de l'air humide non saturé à la température saturante considérée. Le volume des gouttelettes d'eau en suspension dans l'air est pratiquement négligeable.

Les lignes d'égale température humide sont des droites presque parallèles aux isenthalpes. La température de l'air sursaturé est, en effet, la température humide, θ_h . Par

conséquent, les droites d'égale température se prolongent dans la zone de sursaturation par les lignes d'égale température humide.

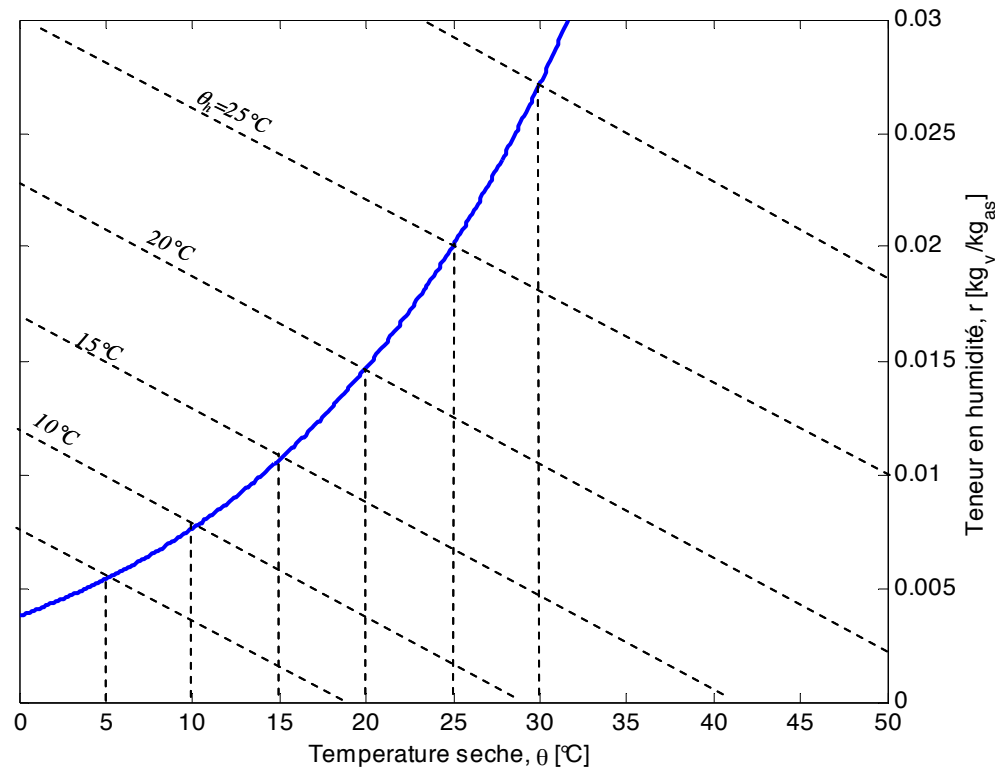


Figure 3.6 Lignes d'égale température humide et d'égale température

4 Confort thermique

Les objectifs des systèmes d'air conditionné sont d'assurer le confort thermique et la qualité de l'air. En général, la sensation de confort, ou la satisfaction des personnes avec leur environnement thermique, est ressentie quand les températures du corps sont maintenues dans des limites étroites, l'humidité de la peau est petite et l'effort physiologique de thermorégulation est faible (Berlung, 2001). Le confort dépend aussi des actions comportementales envers la réduction de la sensation de gêne provoquée par la température et l'humidité de l'air. Ces actions peuvent être le changement de l'habillement, de l'activité, de la position, l'ouverture des fenêtres ou changement de la consigne du thermostat, ou en quittant la pièce. Malgré les différences de climat, de vie et de culture, la température de confort choisie par des personnes mises en conditions similaires d'humidité, d'habillement, d'activité et de vitesse de l'air sont très similaires (Fanger 1973; de Dear et al. 1991).

Dans les années 1970, la crise énergétique a conduit à la réduction du taux de changement d'air et à l'introduction de nouveaux matériaux de revêtement et d'isolation. L'importance du contrôle de l'humidité, des conséquences des matériaux et de l'entretien des systèmes de climatisation était souvent ignorée. Ces facteurs ont contribué à l'apparition du *syndrome du bâtiment malsain*. Suite aux actions en justice et à la couverture médiatique, l'opinion publique a de plus en plus pris conscience de ce problème. La santé des occupants est devenue aussi importante que leur confort.

4.1 Bilan enthalpique du corps humain

Les activités métaboliques des humains génèrent de la chaleur d'environ 100W qui doit être évacuée. La chaleur est transférée à l'environnement par la peau et par la respiration. La peau échange de la chaleur avec les vêtements par conduction et rayonnement et avec l'air par rayonnement et transpiration. Une quantité importante de chaleur est perdue par la respiration parce que l'air est inspiré à l'humidité et à la température ambiante et expiré presque saturé à la température proche de celle du corps. Environ 35% des pertes de chaleur du corps humain se font par convection, 35% par rayonnement et 24% par évaporation. Les pertes par conduction sont négligeables, environ 1%. Environ 6% de la chaleur est utilisée pour réchauffer la nourriture ingérée (Liébard, DeHerde, 2006). L'énergie transférée par rayonnement, convection, conduction et advection *due à une différence sensible de température* entre le corps et l'environnement est nommée **chaleur sensible** ; l'énergie transférée par *évaporation de l'eau* (par transpiration et respiration) due à la différence entre la pression des vapeurs d'eau sur la peau et dans l'environnement est nommée **chaleur latente**. Ces deux formes de chaleur échangée mettent en évidence l'importance de la température de l'air et des surfaces, de l'humidité et de la vitesse des courants d'air dans les échanges entre le corps humain et l'environnement et donc sur le confort. En général, la sensation de confort change si la température de l'air, θ , varie de plus de 3 °C, la pression de vapeur d'eau, p_v , varie de plus de 3 kPa et la vitesse de l'air de plus de 0.1 m/s.

Le bilan enthalpique du corps s'exprime par :

$$\frac{dq_c}{dt} = M - W - \dot{q}_p - \dot{q}_r \quad (4.1)$$

où :

q_c - la quantité de chaleur du corps, J/m^2 ;

M - flux de chaleur produit par métabolisme, W/m^2 ;

W - énergie mécanique dispensée par mouvement, W/m^2 ;

$q_p = q_{pc} + q_{pr} + q_{pl}$ - flux de chaleur par la peau, W/m^2 ;

q_{pc} - flux par conduction ;

q_{pr} - flux par rayonnement ;

q_{pl} - flux de chaleur latente (transpiration) ;

$\dot{q}_r = \dot{q}_{ra} + \dot{q}_{rl}$ - flux de chaleur par respiration, W/m^2 ;

$\dot{q}_{ra}$ - flux de chaleur par advection ;

$\dot{q}_{rl}$ - flux de chaleur latente (expiration des vapeurs d'eau).

Le bilan enthalpique du corps est influencé par des facteurs environnementaux et individuels. Les **facteurs environnementaux** qui influencent le confort sont :

- température de thermomètre sec, θ ;
- humidité relative, φ ;
- vitesse de l'air, v ;
- température des surfaces vues par le corps et avec qui le corps a des échanges radiatifs, θ_r .

Les **facteurs individuels** qui influencent le confort thermique sont :

- le métabolisme et
- l'habillement.

Le **métabolisme** détermine le rythme de la transformation de l'énergie chimique en énergie thermique ; il varie avec l'activité de la personne. L'unité de mesure du métabolisme est le **met** défini comme l'énergie dégagée par l'unité de surface de la peau par une personne en activité sédentaire : $1 \text{ met} = 58.1 \text{ W/m}^2$. Un homme normal, en bonne santé, a une capacité métabolique maximale $M_{act} = 12 \text{ met}$ à l'âge de 20 ans ; celle-ci diminue à 7 met à l'âge de 70 ans. Le métabolisme féminin est environ 30 % plus faible. Les sportifs de performance ont le métabolisme de maximum 20 met ; les activités qui produisent plus de 5 met sont considérées exténuantes.

L'estimation de l'activité métabolique est difficile et dépend de la précision de la définition de l'activité (Tableau 4.1). Généralement, les activités sont une combinaison des actions énergiques et de repos. Une moyenne pondérée de l'activité métabolique est en général satisfaisante, à condition que le type d'activité change fréquemment (plusieurs fois par heure).

Tableau 4.1 Valeurs typique de la chaleur métabolique générée en fonction de l'activité (Berlung, 2001)

<i>Activité</i>	W/m ²	met
<i>En se reposant</i>		
-endormi	40	0.7
-allongé	45	0.8
-assis	60	1.0
-debout	70	1.2
<i>En marchant</i>		
-3.2 km/h	115	2.0
-4.3 km/h	150	2.6
-6.4 km/h	220	3.8
<i>Activités de bureau</i>		
-lire	55	1.0
-écrire	60	1.0
-marcher	100	1.7
-lever / emballer	120	2.1

L'**habillement** détermine le degré d'isolation thermique de la personne. L'unité de mesure de l'habillement est le **clo**, $1\text{ clo} = 0.155(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$. Les méthodes pour mesurer la conductance thermique des vêtements sont basées sur des mannequins chauffés (McCullough, Jones. 1984). Pour une personne assise, la chaise augmente la résistance thermique des habilles d'environ 0.15 clo ; pour une personne en marche, cette résistance est réduite d'environ 0.52 clo . La perméabilité aux vapeurs des habilles se mesure sur des mannequins humide ou sur des sujets.

Tableau 4.2 Valeurs typique de la conductance thermique totale des vêtements types (Berlung, 2001)

<i>Habillement</i>	clo
Tee-shirt, short (de tennis)	0.36
Tee-shirt, pantalon	0.57
Chemise, pantalon	0.61
Chemise, pantalon, veston	0.96
Chemise, pantalon, pull	1.01
Chemise, pantalon, pull, veston, sous-vêtements	1.30

4.2 Indices de confort

Les variables environnementales peuvent être mesurées directement ou indirectement. La température de l'air est facilement mesurable. L'humidité relative et la teneur en humidité peuvent être obtenues par la mesure de la température du bulbe humide et la température de rosée. La vitesse de l'air peut être mesurée ou estimée en utilisant la théorie de la mécanique des fluides. L'estimation du transfert radiatif nécessite la connaissance des températures de surface et des facteurs de forme, informations difficiles à obtenir. L'indice utilisé pour décrire le rayonnement dans un espace est la **température** dans ce point d'une sphère noire de diamètre de 15 cm (ISO 7243, 1982). La température **radiante moyenne**, $\bar{\theta}_r$, est la température d'une surface fictive isotherme noire dans laquelle une personne échangerait le même flux de chaleur que dans l'environnement réel. La température radiante moyenne dans un point est mesurée par la **température du globe noir**, θ_g , qui est la température d'équilibre entre les échanges convectifs et radiatives entre le globe et son environnement.

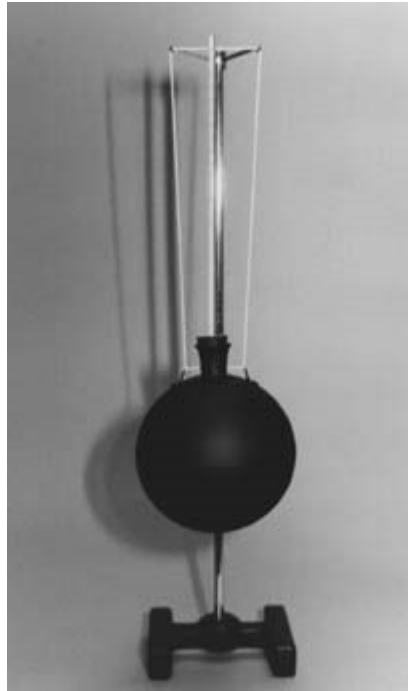


Figure 4.1 Thermomètre sphérique dit "résultant" (Nova Lynx, 2009)

Deux ou plusieurs variables environnementales sont combinées pour former des **indices environnementaux**.

Les valeurs mesurées de la température du bulbe sec, T_a [K], du globe noir, T_g [K], et la vitesse de l'air, v [m/s], se combinent pour donner la **température radiante moyenne**, $\bar{T}_r$ [K], (Mc Quiston et al. 2005)

$$\bar{T}_r^4 = T_g^4 + Cv^{1/2}(T_g - T_a) \quad (4.2)$$

où $C = 0.247 \cdot 10^9 \text{ s}^{0.5} / \text{m}^{0.5}$.

La **température opérative** est la température d'un environnement homogène qui engendrerait le même flux de chaleur sensible que l'environnement réel. Elle est la moyenne pondérée par les coefficients de transfert radiatif, h_r , et convectif, h_c , de la température moyenne radiante, $\bar{\theta}_r$, et de la température de l'air, θ_a (Berglung, 2001) :

$$\theta_o = \frac{h_r \bar{\theta}_r + h_c \theta_a}{h_r + h_c} . \quad (4.3)$$

Une approximation acceptable de la température opérative est :

$$\theta_o = \frac{\bar{\theta}_r + \theta_a}{2} . \quad (4.4)$$

où $\bar{\theta}_r$ peut être approximée par la moyenne des températures des parois pondérées par leur surface.

La **température effective**, ET^* , est la température de l'air qui, à l'humidité relative $\varphi = 50\%$ donne la même sensation de confort que la température opérative combinée avec la l'humidité relative de l'ambiance réelle, à condition que la vitesse de l'air reste constante. Le fait que la température effective dépend des facteurs individuels (c. à d. l'activité et l'habillage) rend son calcul laborieux.

4.3 Conditions de confort

Le confort est une sensation. Usuellement, on l'exprime en mots sur une échelle de -3 à +3 (échelle de confort ASHRAE) :

- +3 très chaud
- +2 chaud
- +1 légèrement chaud
- 0 neutre, ni froid, ni chaud
- 1 légèrement frais
- 2 frais
- 3 très frais

Comme la sensation de confort varie d'une personne à une autre, l'expression de cette sensation par un nombre de personnes statistiquement significatif forme le vote prédit en moyenne *PMV* (Predicted Mean Vote). Le *PMV* peut être utilisé pour estimer le pourcentage des personnes mécontentes, *PPD* (Predicted Percent of Dissatisfied People).

La norme de confort d'ASHRAE (1992) indique les domaines de la température opérative et de l'humidité qui sont considérées satisfaisantes par plus de 80% des personnes en activité sédentaire ou peu active, ≤ 1.2 met (Figure 4.2). Les zones de confort pour été et

hiver sont données pour l'habillement à 0.5 et à 0.9 clo (respectivement 0.078 et 0.14 m²K/W). Les limites de la température sont influencées par l'humidité et coïncident avec les lignes de température effective constante, ET^* . Pour les conditions d'habillement et d'activité considérées, une personne typique serait en neutralité thermique dans le centre de la zone. Les limites de température des zones de confort seront ressenties environ +0.5 plus chaud sur l'échelle ASHRAE vers la limite supérieure de température et environ -0.5 plus froid vers la limite inférieure de température de la zone. Les limites de l'humidité sont moins précises. La faible humidité peut rendre la peau et les muqueuses sèches. Les standards de confort recommandent une température de rosée supérieure à 2 °C. Quand l'humidité est élevée, l'humidité de la peau donne une sensation de gêne.

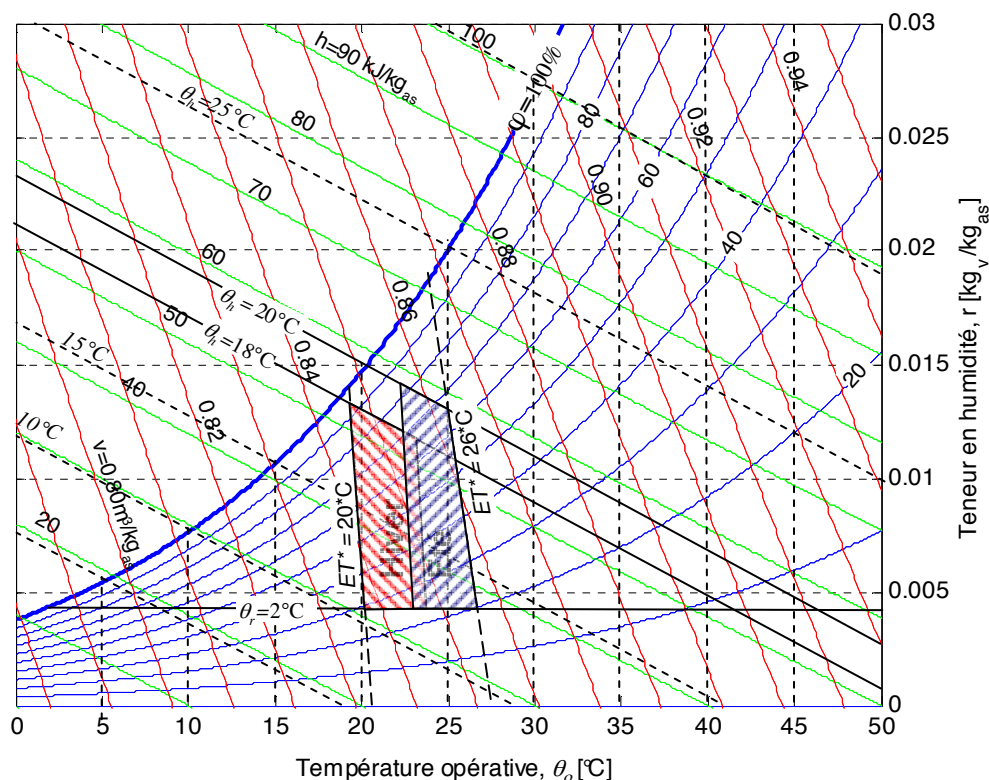


Figure 4.2 Les zones de confort pour l'hiver et pour l'été selon ASHRAE. Les domaines de température opérative et humidité pour des conditions d'habillement typiques pour l'hiver et l'été pendant des activités sédentaires (Berlung 2001)

Les zones de la Figure 4.2 tiennent compte des facteurs environnementaux par la température opérative ($\theta_o = f(\theta_a, \theta_r, v)$) et l'humidité, φ . Les zones de confort pour autre facteur individuels s'obtiennent par la modification des limites de la température opérative :

- +0.6 K pour chaque 0.1 clo d'habillement supplémentaire ;
- -1.4 K pour chaque augmentation de l'activité de 1 met au dessus de 1.2 met .

Pour les personnes sédentaires on doit éviter les courants d'air mais les personnes actives sont moins sensibles. La Figure 4.3 montre l'effet combiné de la vitesse de l'air et de la température dans la zone de confort ; quand la température augmente, le confort peut être maintenu par l'augmentation de la vitesse de l'air.

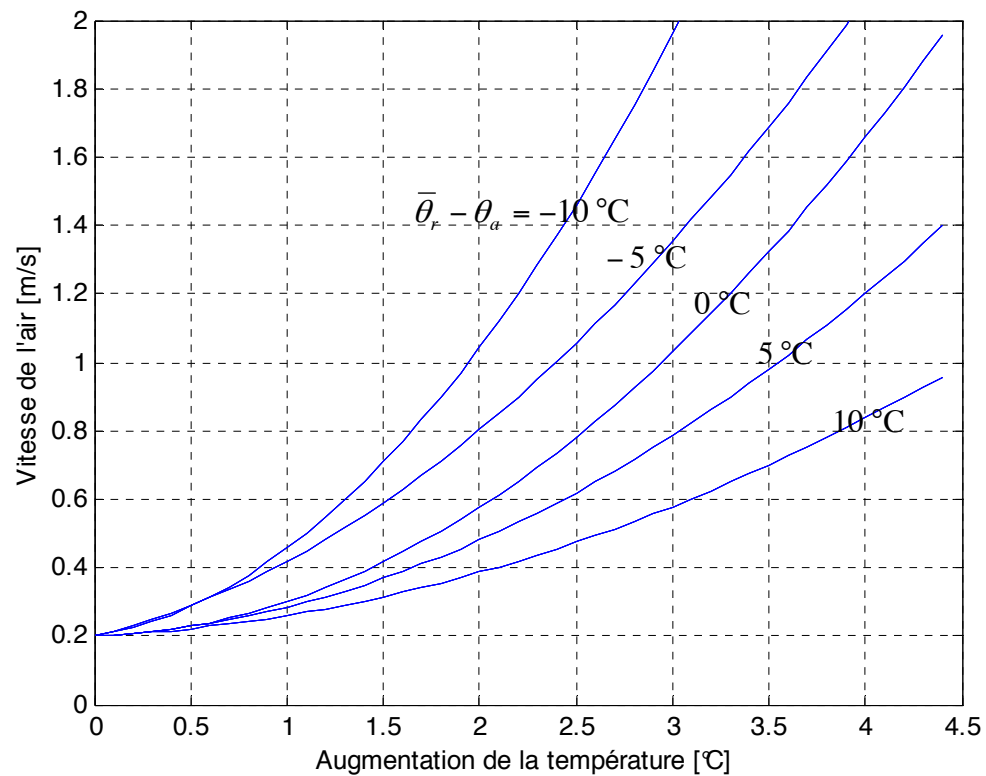
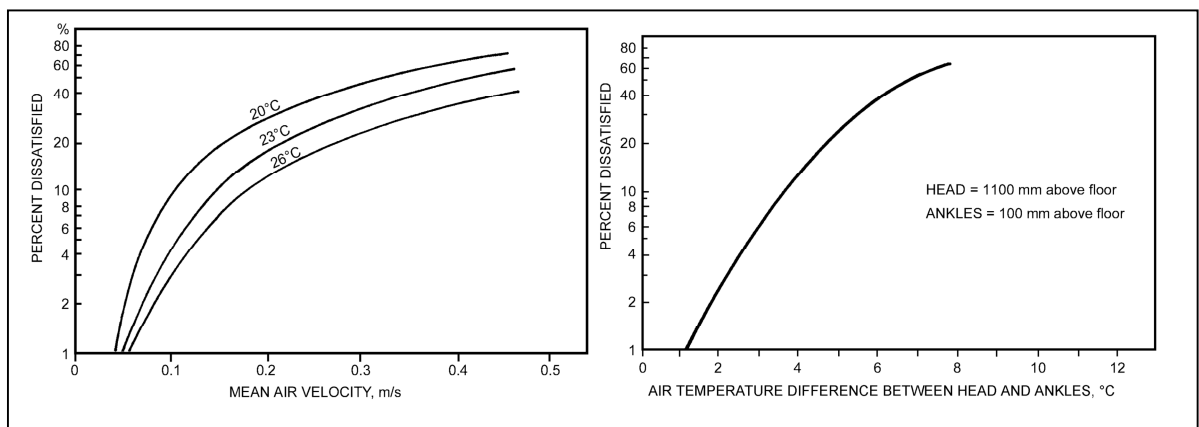


Figure 4.3 Vitesse de l'air nécessaire pour compenser l'augmentation de la température (Standard ASHRAE 55)

4.3.1 Conditions non-uniformes et l'inconfort local

Une personne peut sentir globalement une neutralité thermique sur l'échelle ASHRAE mais se sentir gênée si une ou plusieurs parties du corps sont trop chaudes ou trop froides. Les limites de confort spécifiées dans la Figure 4.2 donnent l'acceptabilité du confort pour 90 % des occupants si l'environnement thermique est uniforme. Comme l'objectif du standard est de donner les limites d'acceptabilité pour 80 % des occupants, le standard permet des non



uniformités qui provoquent une baisse de l'acceptabilité de 10 %.

Figure 4.4 Influence des non-uniformités sur le confort thermique : a) pourcentage de personnes mécontentes en fonction de la vitesse de l'air ; b) pourcentage de personnes mécontentes en fonction de la différence de température entre la tête et la cheville (Berglung 2001).

Les fenêtres froides, les parois non-isolées, ou les panneaux chauffants mal dimensionnés peuvent créer une asymétrie des surfaces rayonnantes. Les études expérimentales ont montrés qu'une différence de températures inférieure à 20 K ne change pas la sensation de confort.

Les courants d'air peuvent donner une sensation de gêne due au refroidissement local du corps. Le courant d'air a été identifié comme un des facteurs les plus agaçants dans les bureaux. La *Figure 4.4 a)* donne le pourcentage des personnes qui ont ressenti le courent d'air dans la région de la tête en fonction de la vitesse moyenne de l'air. Les valeurs de la *Figure 4.4 a)* ont été déterminées pour des personnes habillées normalement et qui faisaient un travail sédentaire. Les personnes qui effectuent une activité physique plus intense sont moins sensible aux courent d'air. L'acceptabilité thermique n'est pas affectée si la vitesse de l'air est inférieure à 0,25 m/s. De plus, des études ont montrées que la vitesse de l'air et l'asymétrie des températures radiantes sont des variables indépendantes en ce qui concerne le confort thermique (Berglung 2001).

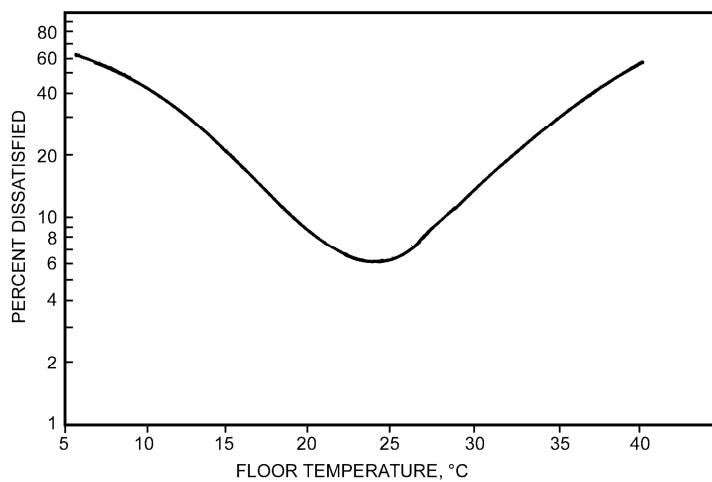


Figure 4.5 Pourcentage de personnes mécontentes en fonction de la température du planché

Les planchés chauffants ou refroidissants peuvent produire réduire le confort quand ils sont trop chauds ou trop froids par des mécanismes de conduction (pour les pieds) et rayonnement (avec le reste du corps). La température optimale semble à être 25 °C pour les personnes sédentaires et 23 °C pour les personnes actives (Figure 4.5).

4.3.2 Paramètres secondaires qui influence le confort

Les facteurs environnementaux (température, vitesse de l'air, humidité) et les facteurs individuels (métabolisme, habillement, activité physique) sont des variables primaires qui influencent le confort thermique. Mais il y a des facteurs secondaires qui ont aussi une influence plus subtile.

Des expériences ont été effectuées sur un group de sujets pour déterminer la température préférée par chaque personne dans quatre jours avec des conditions météorologiques différentes. L'écart type de la température préférée à été de 0,6 °C ce qui peut être interprété qu'il n'y a pas de variation journalières sur la sensation de confort.

Le métabolisme étant différent en fonction d'âge, on a supposé que les conditions de confort sont dépendantes d'âge. Des études sur des groupes d'âge différents ont montrés qu'il n'y a pas de variance significative des conditions de confort avec l'âge. L'explication réside

dans la compensation du métabolisme par le taux de transpiration différent. Le fait que les jeunes et les personnes âgées préfèrent les mêmes conditions de confort n'implique pas que la température à l'intérieure sera la même pour les deux groupes. En effet, les personnes âgées préfèrent une température plus élevée dû à une activité physique moins intense.

Les études expérimentales ont été effectuées sur des groupes contenant autant d'hommes que des femmes. On n'a pas constaté une différence entre les préférences des uns et des autres. La température de la peau et le taux d'évaporation sont plus faibles pour les femmes que pour les hommes ce qui compense la différence entre le taux du métabolisme.

4.4 Confort adaptatif

Une question dans l'estimation des conditions de confort est si les gens s'adaptent à leur environnement et, si oui, quel est le degré de cette adaptation. Fanger (1982) a étudié les conditions de confort sur des sujets provenant des États-Unis, Danemark et de pays tropicaux. Le dernier groupe a été testé à Copenhague immédiatement après leur arrivée de pays où ils ont passé toute leur vie. Autres expériences ont été menées sur des personnes exposées au froids : des ouvrier dans l'industrie alimentaire qui travaillaient dans le conditionnement de la viande sous froid depuis au moins un an et des nageurs d'hivers. Les résultats ont montré des faibles différences entre les conditions préférées des uns et des autres ce qui a amené le chercheur à supposer qu'il y a un faible acclimatement et que les mêmes conditions de confort s'appliqueraient par tout dans le monde, pour tout âge et sexe.

Autres études menées dans des conditions réelles ont montré que la perception du confort thermique est influencée par les conditions thermiques d'avant et les coutumes culturelles et techniques. Une prémisses importante des modèles adaptatifs est que la personne n'est plus un sujet passif ; elle est un agent actif qui interagit avec son environnement.

Les gens ont une tendance normale de s'adapter à leur environnement. Les études faites dans des situations réelles dans différents climats ont montrées que le domaine de confort était beaucoup plus grand que l'estimation fait par calcul. L'explication de cette différence est donnée par le principe d'adaptation : s'il y a un changement qui provoque l'inconfort, les gens réagiront pour rétablir leur confort. En reliant le vote sur le confort aux actions des occupants, le principe d'adaptation relie la température de confort au contexte dans lequel les occupants se trouvent. La probabilité de se sentir inconfortable sera plus faible pour ceux qui ont plus d'opportunités de s'adapter, en s'adaptant eux même à l'environnement ou en adaptant l'environnement à eux même. Les résultats de ces recherches *in situ* sont synthétisés sur la Figure 4.6.

Un premier factor est le climat qui influence la culture et l'attitude envers le confort thermique. Malgré le fait, démontré par des mesures dans les chambres climatiques, que les gens ont la même relation avec l'environnement indifféremment d'âge, sexe ou race, il y a de relations subtiles entre les occupants et le climat. Les études *in situ* ont montré que la température de confort est en relation avec la moyenne mensuelle de la température extérieure.

Un deuxième facteur est le bâtiment et les systèmes utilisés pour la maîtrise de l'ambiance. Il y a une différence entre le domaine de confort dans les bâtiments contrôlés totalement par les systèmes d'air conditionné et les bâtiments qui utilisent la ventilation naturelle. Si les occupants ont la possibilité de changer leur environnement (en ayant accès aux consignes de systèmes de contrôle), ils seront plus "indulgents" avec leur environnement. On suppose aussi que les occupants des bâtiments totalement conditionnés sont plus exigeants

que ceux des bâtiments avec des ambiances moins maîtrisées. La comparaison entre les standard ISO/ASHRAE valable pour les bâtiments complètement climatisés et le confort adaptatif est donnée sur la Figure 4.7.

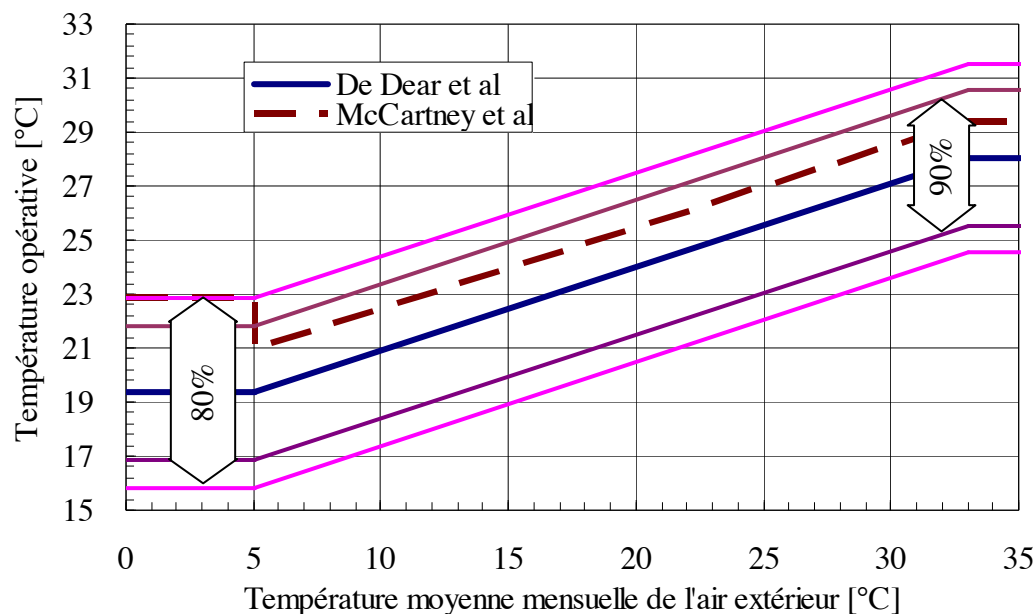


Figure 4.6 Les domaines de confort adaptatif (De Dear, Brager 2002 ; McCartney, Nicol 2002)

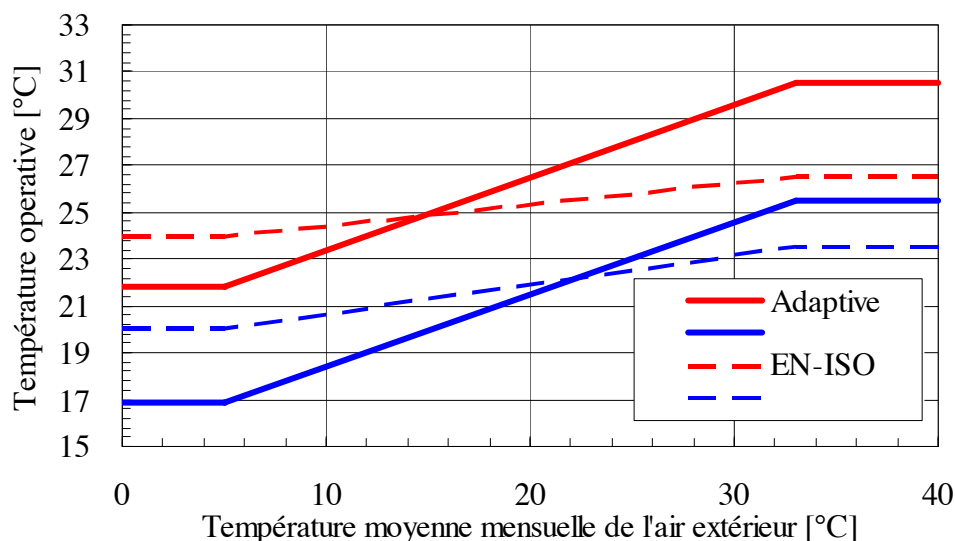


Figure 4.7 Comparaison entre les domaines de confort donnés par le confort adaptatif (De Dear, Brager 2002) et le standard ISO / ASHRAE 55 (ASHRAE 1992)

4.4.1 Potentiel d'adaptation

Les standards de confort imposent des conditions pour le climat intérieur qui sont difficilement atteignables sans l'utilisation des systèmes de climatisation. La prescription d'une zone de confort (Figure 4.2) est faite en associant les conditions idéales avec la

neutralité, c. à d. la manque d'une sensation de froid ou de chaud. Mais quand les conditions externes sont stressantes de point de vu thermique, la neutralité, ou le fait de ne pas avoir une sensation de froid ou de chaud, peut être différente de confort.

Si les occupants ont le choix, ils peuvent entreprendre des actions pour adapter leur confort au delà des limites indiquées par les standards de confort. Les facteurs qui peuvent être changés sont les mêmes qui influencent le confort : la vitesse de l'air, la température radiante moyenne, la température du bulb sec.

Les températures élevées peuvent être compensées par la vitesse de l'air. On peut compenser jusqu'à 3 °C de différence avec les conditions de confort en utilisant de courant d'air de 0.82 m/s pour les personnes sédentaires et de 2 °C à 4,4 °C de différence avec les conditions de confort (en fonction de la relation entre la température de l'air et la température radiante moyenne) en utilisant un courant d'air de 1,5 m/s, pour les personnes actives. Les études expérimentales ont démontrées que des vitesses de l'air jusqu'au 1,5 m/s rendent les conditions acceptable pour les personnes sédentaires pour des températures de 30 °C (Arens et al. 1998).

La température radiante moyenne (des surfaces) influence la sensation de confort quand elle est différente de la température de l'air. Une différence importante entre la température des planchés et de l'air est considérée comme source de inconfort dans les standards actuels. Dans le confort adaptatif, la température de surface est incluse dans la température opérative (comme la vitesse de l'air, d'ailleurs). Mais la différence entre la température de surface et celle de l'air peut être aussi une source de confort, ce qui n'est pas reconnu dans les standards. La masse thermique, qui influence la différence de température entre les surfaces et l'air, peut jouer le rôle de facteur de confort ou d'inconfort, en fonction de la manière dont les flux d'air et le rayonnement solaire sont maîtrisés. L'ombrage durant la journée et la ventilation nocturne peuvent maintenir la température interne à des valeurs significativement plus basse que l'extérieure.

L'organisme humain à une inertie thermique qui se relève importante dans les variations journalières de température. La fraîcheur de matin de 22 °C (température considérée comme inconfortable en été, Figure 4.2) est ressentie comme agréable si la température de la veille a été élevée (30 – 32 °C), malgré le fait qu'elle est au-delà du domaine de neutralité (Ubbelohde et al. 2003).

La présence des endroits dans l'habitation qui ont des températures confortables permet de se sentir bien malgré le fait qu'il y a des zones inconfortables ; tout simplement, les occupants n'utilisent pas les zones inconfortables.

Mais les facteurs environnementaux et individuels ne sont pas les seuls à prendre en compte pour les conditions de confort. Les facteurs sociaux sont aussi importants. Hackett et Lutzenhiser (1991) ont constaté que si les locataires payaient individuellement la facture de confort thermique (en lieu de payer de charges communes), leur consommation d'énergie diminuait même si la facture était plus petite que la facture des charges communes et il n'y avait pas de plaintes de confort.

La perception culturelle et sociale du confort doit être prise en compte autant que les paramètres physiques. Les études sociales montre aussi qu'il y a de raisons sociaux qui séparent l'habitation comme espace « privé » pour la famille, dans lequel les limites du confort sont plus larges, de l'espace « accueil » pour les hôtes, où les limites de confort sont plus strictes. Les conditions de confort considérées comme tolérable pour la famille sont considérées comme inacceptable pour les hôtes (Ubbelohde et al. 2003). L'adaptation peut se faire aussi par des « rituels sociaux » reliés aux conditions extrêmes du climat comme les vacances et l'habillement été / hiver et les boissons fraîches / chaudes (Cooper 1998). La perception culturelle de « comment les conditions de confort devront être » est aussi importante. La mémoire d'un nombre réduit des heures de surchauffe peut engendrer l'achat

de systèmes d'air conditionné coûteuse quand, en effet, leur installation n'est pas vraiment nécessaire.

4.4.2 Confort personnalisé

Les conditions optimales de confort sont en fonction de bâtiment, de ses systèmes, de climat et des facteurs sociaux. La compréhension de ces facteurs implique qu'on peut construire des bâtiments confortables sans que les conditions physiques intérieures soit conformément aux normes, donc, sans indiquer les conditions intérieures. La spécification du potentiel d'adaptation du bâtiment et un système de commande-contrôle peuvent être suffisants.

4.5 Bibliographie

- ASHRAE Standard 55 (1992). Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, Atlanta, GA
- Arens, Edward; Xu, Tengfang; Miura, Katsuhiko; Hui, Zhang; Fountain, Marc; and Bauman, Fred (1998) "A study of occupant cooling by personally controlled air movement" *Energy and Buildings* 27:45-59.
- Berglund, L.B. (2001). Thermal Comfort. ASHRAE Handbook Fundamentals. ISBN: 1883413885. ASHRAE, Atlanta, GA
- Bailly A., M. Clerc-Renaud, E. Rutman, C. Ternant (1999a). Traitement de l'air et climatisation. Généralités. *Traité Génie Energétique. Technique de l'ingénieur*. BE 9 270
- Bailly A., M. Clerc-Renaud, E. Rutman, C. Ternant (1999b). Traitement de l'air et climatisation. Les composants et leurs fonctions. *Traité Génie Energétique. Technique de l'ingénieur*. BE 9 271
- Boutloup, J., M. Le Guay, J. Ligen (1996). Traitement de l'air. Chaud-Froid-Plomberie, ISBN 2-86 243 039-0
- Candas, V. Confort thermique. *Traité Génie Energétique. Technique de l'ingénieur*. BE 9 085
- Cooper, G. (1998) Air-conditioning America: engineers in the controlled environment, 1900-1960. Johns Hopkins University Press.
- de Dear, R., K. Leow, and A. Ameen. (1991). Thermal comfort in the humid tropics— Part I. *ASHRAE Transactions* 97(1):874-79.
- de Dear R., G. S. Brager (2002). Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55 *Energy and Buildings*, Volume 34, Issue 6, July 2002, Pages 549-561
- Fanger, P.O. (1973). The variability of man's preferred ambient temperature from day to day. *Archives des Sciences Physiologiques* 27(4):A403.
- Fanger, P.O. (1982). Thermal comfort. Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, FL.
- Hackett, B., L. Lutzenhiser (1991). Social Structures and Economic Conduct: Interpreting Variations in Household Energy Consumption. *Sociological Forum* 6: 449-470
- ISO 7243 (1982). Ambiances chaudes - Estimation de la contrainte thermique de l'homme au travail, basée sur l'indice WBGT (température humide et de globe noir). Organisation internationale de normalisation. Genève, Suisse
- Liébard, A., A. De Herde (2006). *Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatiques : Concevoir, édifier et aménager avec le développement durable*. Editions du Moniteur ISBN: 978-2281192902
- McCartney K.J, F. Nicol (2002). Developing an adaptive control algorithm for Europe, *Energy and Buildings*, 34(6) 623:635
- McCullough, E.A. and B.W. Jones. 1984. A comprehensive data base for estimating clothing insulation. IER Technical Report 84-01, Institute for Environmental Research, Kansas State University, Manhattan. (Final report to ASHRAE Research Project 411-RP).

Mc Quiston, F.C., J.D Parker, J.D. Spitler (2005). Heating, Ventilating and Air Conditioning. Analysis and Design. John Wiley and Sons.

Nicol, J.F, M. A. Humphreys (2002). Adaptive thermal comfort for sustainable thermal standards for buildings. Energy and Buildings 34: 563-572

NovaLynx Co. (2009). Globe Thermometer Model 210-4417.
<http://www.novalynx.com/pdf/210-4417.pdf>

Ubbelohde, S., G. Loisos, R. McBride (2003). Advanced Comfort Criteria and Annotated Bibliography on Adaptive Comfort. California Energy Commission Contract N° 500-98-024

Van Hemelryck, et al. (2004). Conception et rénovation énergétique des bâtiments tertiaires. CD ROM Energie+ (version 5). Architecture et Climat. Université Catholique de Louvain.

5 Transformations de l'air humide

5.1 Problèmes de conditionnement de l'air

Les systèmes de climatisation sont des systèmes qui maintiennent la qualité de l'air intérieur et le confort thermique en maîtrisant le débit, la température et l'humidité de l'air de soufflage. L'air repris de l'intérieur dans les conditions (θ_I, φ_I) et l'air extérieur de conditions (θ_E, φ_E) sont mêlés pour obtenir l'air mélangé des conditions (θ_M, φ_M) qui est en suite traité dans la centrale de traitement de l'air (CTA) pour être soufflé aux conditions (θ_S, φ_S) (Figure 5.1).

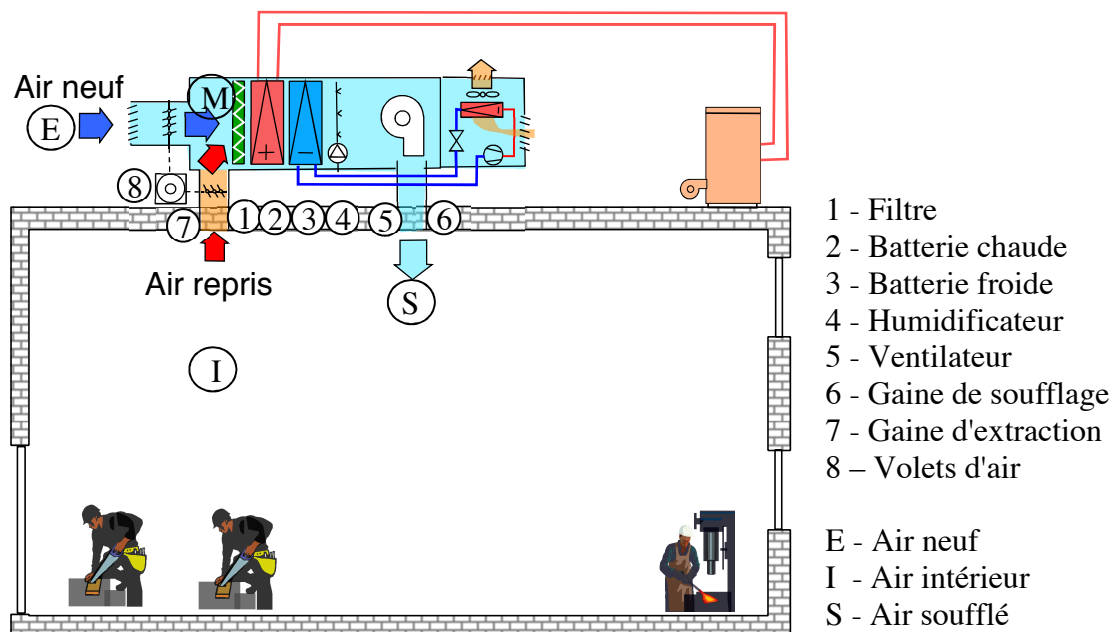


Figure 5.1 Principe d'un système de climatisation

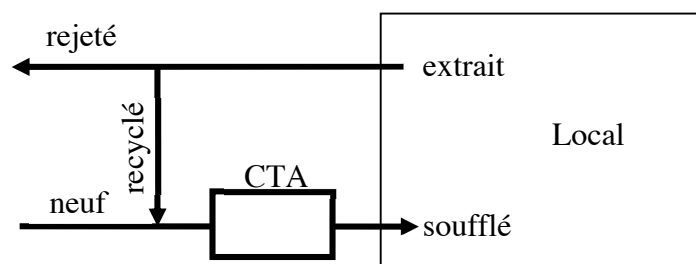


Figure 5.2 La circulation de l'air dans un système de climatisation à double flux

On se pose deux problèmes :

- quelles sont les **conditions de l'air de soufflage** (θ_S, φ_S) pour que l'air intérieur soit maintenu aux paramètres requis (θ_I, φ_I) en présence de charges variables de chaleurs sensible et latente ;

- quelles sont les **transformations requises** pour que l'air mélangé, de conditions (θ_M, φ_M), soit amené aux conditions de soufflage, (θ_S, φ_S).

5.2 Conditions de l'air de soufflage

L'air de soufflage doit compenser les échanges en chaleur et humidité de l'ambiance du local avec l'extérieur et les sources internes. Il faut que la somme algébrique de l'énergie apportée par l'air dans son passage de l'état S à l'état I , de l'énergie échangée par le local avec l'extérieur (déperditions) et de l'énergie provenant des sources internes soit zéro.

5.2.1 Chaleur sensible et chaleur latente

Considérons de l'air humide à l'état A (Figure 5.3). En lui transférant de la **chaleur sensible**,

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{as} \cdot \Delta h_s \quad (5.1)$$

sa température change et son état devient B. En lui transférant de l'humidité sous forme des vapeurs, on lui transfère en effet de la **chaleur latente** de vaporisation

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{as} \cdot \Delta h_l \quad (5.2)$$

et son état devient C.

Le fait que la chaleur a deux composantes, chaleur sensible et latente, peut s'exprimer sous forme matricielle :

$$\dot{\mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_l \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} \Delta h_s \\ \Delta h_l \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \theta \\ \Delta r \end{bmatrix}. \quad (5.3)$$

Le flux total de chaleur est

$$\dot{Q}_{tot} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_l \end{bmatrix} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l. \quad (5.4)$$

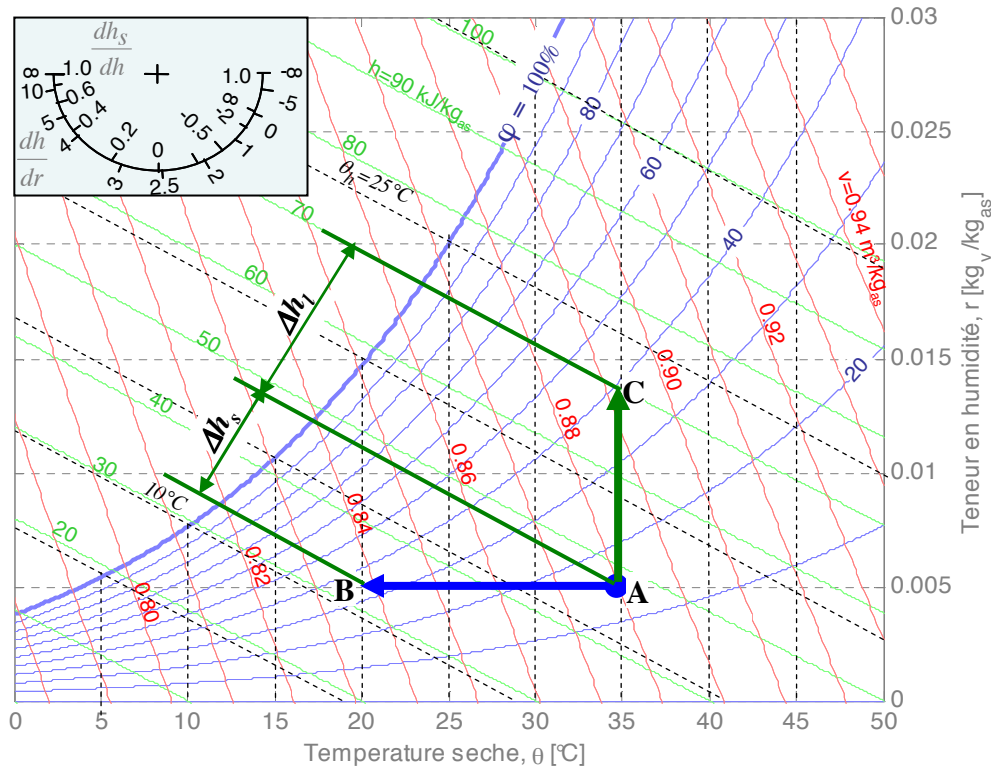


Figure 5.3 Flux de chaleur sensible, $\dot{Q}_s = \dot{m}_{as} \Delta h_s$, et de chaleur latente, $\dot{Q}_l = \dot{m}_{as} \Delta h_l$.

En général, quand une masse d'air humide passe d'un état à un autre, elle échange de la chaleur sensible et latente. Par exemple, quand un débit d'air, ayant le débit d'air sec $\dot{m}_{as}$, passe de l'extérieur, ayant l'enthalpie :

$$\dot{H}_E = \dot{m}_{as} h_E = \dot{m}_{as} (c_{as} \theta_E + r_E (1_v + c_v \theta_E)) \quad (5.5)$$

à l'intérieur, ayant l'enthalpie :

$$\dot{H}_I = \dot{m}_{as} h_I = \dot{m}_{as} (c_{as} \theta_I + r_I (1_v + c_v \theta_I)) \quad (5.6)$$

la variation totale d'enthalpie est (Figure 5.4) :

$$\dot{H}_I - \dot{H}_E = \dot{m}_{as} (h_I - h_E) = \dot{m}_{as} [(h_I - h_A) + (h_A - h_E)] \quad (5.7)$$

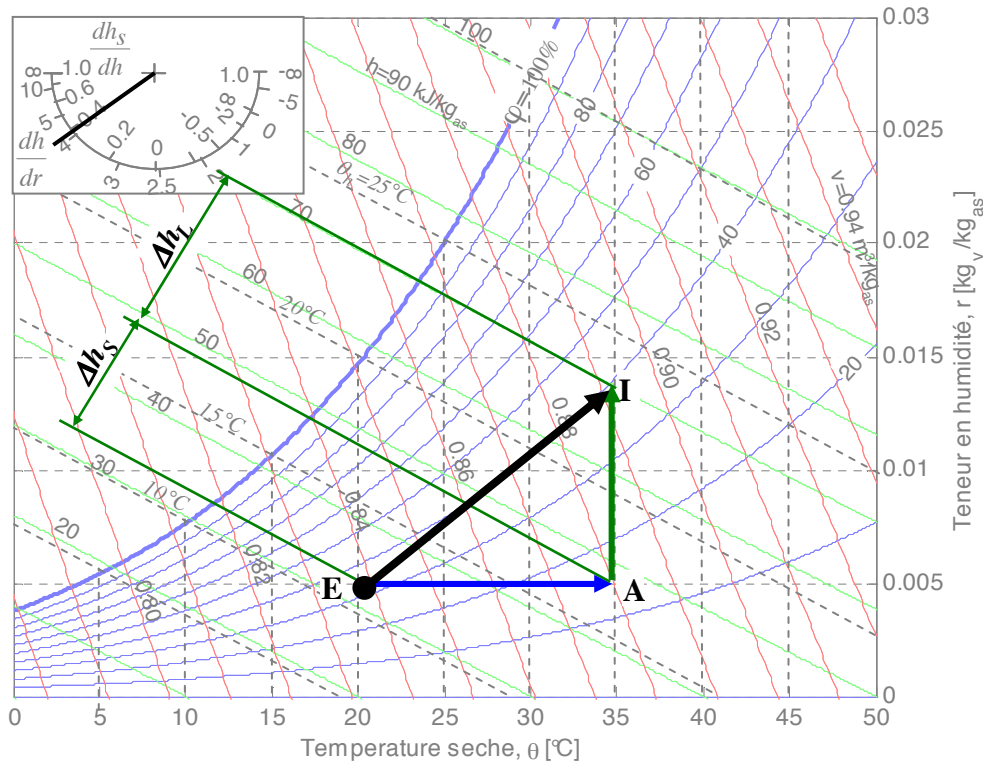


Figure 5.4 Transformation de l'air de l'état extérieur (E) à l'état intérieur (I)

La chaleur sensible est :

$$\dot{H}_s = \dot{m}_{as} h_s = \dot{m}_{as} [c_{as}(\theta_I - \theta_E) + c_v(r_I \theta_I - r_E \theta_E)] \quad (5.8)$$

où $\dot{m}_{as} c_{as}(\theta_I - \theta_E)$ est la chaleur sensible de l'air sec et $\dot{m}_{as} c_v(r_I \theta_I - r_E \theta_E)$ est la chaleur sensible des vapeurs d'eau.

La chaleur latente est :

$$\dot{H}_l = \dot{m}_v h_l = \dot{m}_{as} l_v (r_I - r_E) \quad (5.9)$$

où $\dot{m}_v = \dot{m}_{vI} - \dot{m}_{vE}$ est le débit massique de vapeur

Dans le domaine de variation des paramètres de l'air, l'erreur introduite en négligeant la chaleur sensible des vapeurs d'eau est inférieure à 5.5% en valeur relative (Figure 5.5).

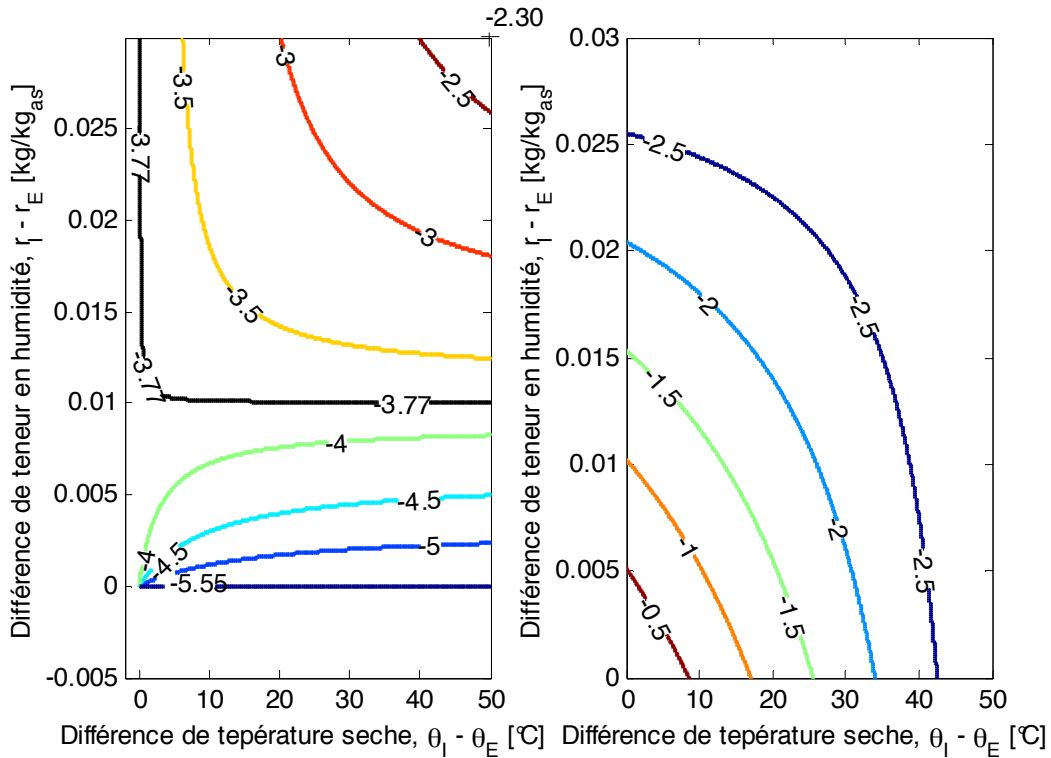


Figure 5.5 Erreur introduite en considérant la variation de la chaleur comme la somme de la chaleur sensible et de la chaleur latente : a) pourcentage ; b) valeur absolue en kJ/kg.

Dans ces conditions, la transformation de l'air de l'état E à l'état I peut être décomposée dans un apport de chaleur sensible ($E \rightarrow A$) et latente ($A \rightarrow I$). Sous forme matricielle, la variation de l'enthalpie est :

$$\Delta \dot{\mathbf{H}} = \begin{bmatrix} \Delta \dot{H}_s \\ \Delta \dot{H}_l \end{bmatrix} = \dot{\mathbf{H}}_I - \dot{\mathbf{H}}_E = \dot{m}_{as} \mathbf{h}_I - \dot{m}_{as} \mathbf{h}_E \quad (5.10)$$

ou, en tenant compte que

$$\mathbf{h} = \begin{bmatrix} h_s \\ h_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ r \end{bmatrix},$$

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\mathbf{H}} &= \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_I \\ r_I \end{bmatrix} - \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_E \\ r_E \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} \theta_I \\ r_I \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \theta_E \\ r_E \end{bmatrix} \right) \\ &= \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \theta \\ \Delta r_I \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Le rapport entre la chaleur totale et la chaleur latente est le rapport **caractéristique de la transformation**,

$$\gamma = \frac{\Delta h}{\Delta r} = \frac{h_I - h_E}{r_I - r_E} \quad (5.12)$$

qui est représenté sur le rapporteur du diagramme de l'air humide (Figure 5.4).

5.2.2 Charges dues à l'environnement

Les flux d'énergie et de masse échangés par le bâtiment avec son environnement varient continuellement avec les conditions extérieures et intérieures. Ces flux créent des **charges** pour le système de climatisation qui sont dues à l'environnement intérieur (occupants, éclairage, appareils) et extérieur (température, vitesse du vent, ensoleillement). Par exemple, un adulte exerçant une activité légère dégage environ 80 – 100 W de chaleur sensible et rejette environ 50 g/h de vapeurs, ce qui correspond à environ 34.6 W de chaleur latente.

Tableau 5.1 Valeurs qualitatives des charges des bâtiments climatisés

Chaleur :	Hiver		Été	
	sensible	latente	sensible	latente
Charges externes				
Parois opaques	< 0	≅ 0	> 0	≅ 0
Parois vitrées	< 0 ou > 0	0	> 0	0
Perméabilité	< 0	< 0	> 0	> 0
Charges internes				
Occupants	> 0	> 0	> 0	> 0
Eclairage	> 0	0	> 0	0
Appareils	> 0	< 0 ou > 0	> 0	< 0 ou > 0

Pour que le contrôle de l'environnement intérieur des bâtiments climatisés soit efficace, la puissance installée doit être suffisante pour compenser les charges maximales. Le calcul des charges se fait dans les **conditions de base** qui conduisent au calcul des charges maximales. Les valeurs qualitatives des charges sont données sur le Tableau 5.1.

Le système de climatisation doit compenser à tout instant les charges. Il faut donc que par le passage de l'état de soufflage *S* à l'état intérieur *I*, l'air soufflé apporte à l'ambiance la chaleur sensible et latente égale, au signe près, aux charges. Par exemple, en été, l'air soufflé doit avoir une température et une humidité suffisamment basse pour pouvoir absorber la charge du local. Au contraire, en hiver l'air soufflé devrait être plus chaud et avec une humidité plus élevée que l'air intérieur.

5.2.3 Droite de soufflage

Les conditions de soufflage sont généralement dictées par :

- le débit d'air ;
- les paramètres (température et humidité) nécessaires pour équilibrer les apports en énergie et humidité et évacuer l'air aux paramètres requis.

Le débit d'air peut être déterminé par le taux de brassage à respecter. La différence de température entre l'air de soufflage et l'air intérieur est limitée par des considérations de confort. A titre indicatif, cette différence est de 8 – 12 K au-dessous de l'ambiance en été et de 10 – 20 K au-dessus l'ambiance en hiver.

Considérons un local climatisé (Figure 5.6). La somme des charges sensibles (internes et externes) est notée $\dot{Q}_s$ et la somme des débits de vapeur (de l'intérieur et de l'extérieur) est notée $\dot{m}_v$. Le flux de chaleur latente qui correspond à ce débit est $\dot{Q}_l = \dot{m}_v h_v$. L'air soufflé (au débit d'air sec $\dot{m}_{as,S}$) ayant les paramètres (h_s, r_s) doit compenser les charges de chaleur sensible et latente du bâtiment. L'air évacué a les paramètres de l'air intérieur (h_I, r_I) . En régime stationnaire, le bilan de masse d'air est :

$$\dot{m}_{as,1} = \dot{m}_{as,2} \quad (5.13)$$

le bilan de masse de vapeur est :

$$r_s \dot{m}_{as,S} + \dot{m}_v = r_I \dot{m}_{as,I} \quad (5.14)$$

et le bilan d'enthalpie est :

$$\dot{m}_{as,S} h_s + \dot{Q}_s + \dot{m}_v h_v = \dot{m}_{as,I} h_I \quad (5.15)$$

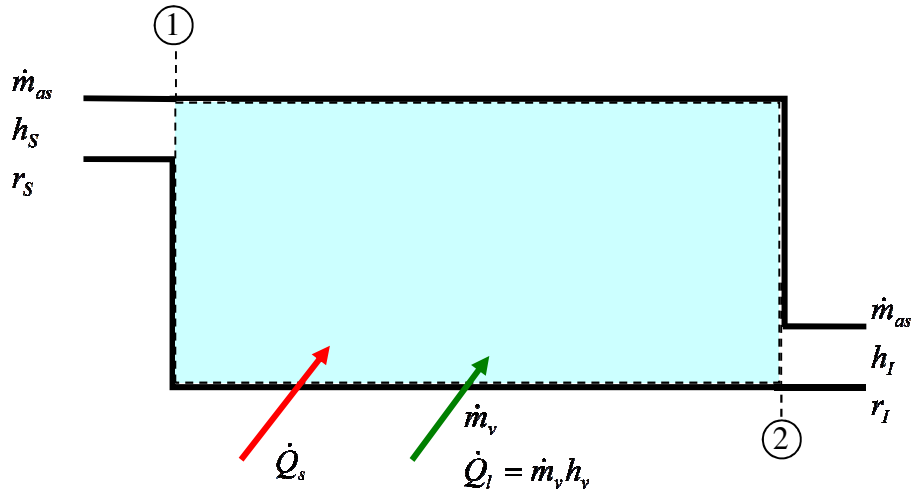


Figure 5.6 Schéma d'un local climatisé

En mettant $\dot{m}_{as,S} = \dot{m}_{as2,I} = \dot{m}_{as}$, on obtient :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{as}(r_I - r_S) \quad (5.16)$$

et

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s + \dot{m}_v h_v &= \dot{m}_{as}(h_I - h_S) \text{ ou} \\ \dot{Q}_s + \dot{Q}_l &= \dot{m}_{as}(h_I - h_S) \end{aligned} \quad (5.17)$$

Le membre gauche de l'équation (5.17) représente les charges totales du local. Le rapport des équations (5.16) et (5.17) donne la caractéristique de la transformation :

$$\frac{h_I - h_S}{r_I - r_S} \equiv \frac{\Delta h}{\Delta r} = \frac{\dot{Q}_s + \dot{m}_v h_v}{\dot{m}_v} \quad (5.18)$$

Le flux de chaleur sensible est dû aux échanges entre l'environnement et l'air intérieur. Comme le flux de chaleur sensible peut être exprimé $\dot{Q}_s = \dot{m}_{as} c_{as} (\theta_{eq} - \theta_I) \equiv \dot{m}_{as} c_{as} \Delta \theta$, où θ_{eq} est la température équivalente qui produirait le même flux de chaleur $\dot{Q}_s$, et le débit des vapeurs est $\dot{m}_v = (r_{eq} - r_I) \dot{m}_{as}$, où r_{eq} est la teneur en humidité équivalente qui produirait le même débit de vapeurs $\dot{m}_v$, la relation (5.18) peut s'écrire :

$$\frac{\Delta h}{\Delta r} = c_{as} \frac{\Delta \theta}{\Delta r} + h_v \quad (5.19)$$

En exprimant l'enthalpie spécifique en fonction de la température et le contenu en humidité, l'équation (5.17) devient

$$\dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{m}_{as} [c_{as} \theta_l + r_l (l_v + c_v \theta_l) - c_{as} \theta_s - r_s (l_v + c_v \theta_s)] \quad (5.20)$$

Pour $\dot{Q}_s$, $\dot{Q}_l$, θ_l , r_l constants, la représentation sur le diagramme d'air humide de l'équation (5.20) est une droite qui passe par le point I . Les conditions de l'air soufflé doivent se trouver sur cette droite, nommée **droite de soufflage**, pour tout débit d'air soufflé $\dot{m}_{as}$. Plus le point de soufflage est éloigné du point d'évacuation, plus le débit est faible et vice versa.

La droite de soufflage peut être obtenue en exprimant le bilan de chaleur

$$0 = \dot{E}_e - \dot{E}_s + \dot{E}_g \quad (5.21)$$

où $\dot{E}_e$ est le flux d'énergie qui entre, $\dot{E}_s$ est le flux d'énergie qui sort et $\dot{E}_g$ est le flux d'énergie généré à l'intérieur, sous forme matricielle :

$$\mathbf{0} = \dot{m}_{as} \mathbf{h}_s - \dot{m}_{as} \mathbf{h}_l + \dot{\mathbf{Q}} \quad (5.22)$$

ou

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_s \\ r_s \end{bmatrix} - \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_l \\ r_l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_l \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

D'où

$$\begin{bmatrix} \theta_s \\ r_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_l \\ r_l \end{bmatrix} - \frac{1}{\dot{m}_{as}} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_l \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

ou

$$\begin{bmatrix} \theta_s \\ r_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_l \\ r_l \end{bmatrix} - \frac{1}{\dot{m}_{as}} \begin{bmatrix} 1/c_{as} & 0 \\ 0 & 1/l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_l \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

L'équation (5.25) montre que les conditions de soufflage $\begin{bmatrix} \theta_s & r_s \end{bmatrix}^T$ dépendent des conditions intérieures $\begin{bmatrix} \theta_l & r_l \end{bmatrix}^T$, de débit d'air soufflé $\dot{m}_{as}$ et des charges internes $\begin{bmatrix} \dot{Q}_s & \dot{Q}_l \end{bmatrix}^T$. Dans l'espace vectoriel $\begin{bmatrix} \theta & r \end{bmatrix}^T$ (qui est un plan), pour une charge $\begin{bmatrix} \dot{Q}_s & \dot{Q}_l \end{bmatrix}^T$ donnée et un débit d'air de soufflage $\dot{m}_{as}$ variable, l'équation (5.25)

$$\begin{bmatrix} \theta_s \\ r_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_l \\ r_l \end{bmatrix} - \frac{1}{\dot{m}_{as}} \left(\begin{bmatrix} 1/c_{as} \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Q}_s + \begin{bmatrix} 0 \\ 1/l_v \end{bmatrix} \dot{Q}_l \right) \quad (5.26)$$

est une droite qui passe par le point $[\theta_l \ r_l]^T$ avec le déplacement sur θ proportionnel à $\dot{Q}_s$ et le déplacement sur r proportionnel à $\dot{Q}_l$, donc avec la pente donnée par $\dot{Q}_l c_{as} / \dot{Q}_s l_v$. Pour une charge $[\dot{Q}_s \ \dot{Q}_l]^T$ donnée, le point de soufflage $[\theta_s \ r_s]^T$ se trouve sur la droite de soufflage à une distance de point $[\theta_l \ r_l]^T$ inverse proportionnelle au débit $\dot{m}_{as}$.

Tableau 5.2 Type de conditionnement en fonction de la droite de soufflage

Cadran	Charges		Type de conditionnement	Remarques
	Sensible	Latente		
1	$\dot{Q}_s < 0$	$\dot{Q}_l < 0$	Chauffage et humidification	Climatisation typique d'hiver lorsque les charges internes latentes sont petites
2	$\dot{Q}_s < 0$	$\dot{Q}_l > 0$	Chauffage et déshumidification	Climatisation d'hiver lorsque les charges internes latentes sont grandes
3	$\dot{Q}_s > 0$	$\dot{Q}_l > 0$	Refroidissement et déshumidification	Climatisation typique d'été
4	$\dot{Q}_s > 0$	$\dot{Q}_l < 0$	Refroidissement et humidification	Cas très rare

Suivant les charges du local, la droite de soufflage peut être située dans un des quatre quadrants indiqués sur la Figure 5.7. Cette position détermine le type de climatisation nécessaire (Tableau 5.2).

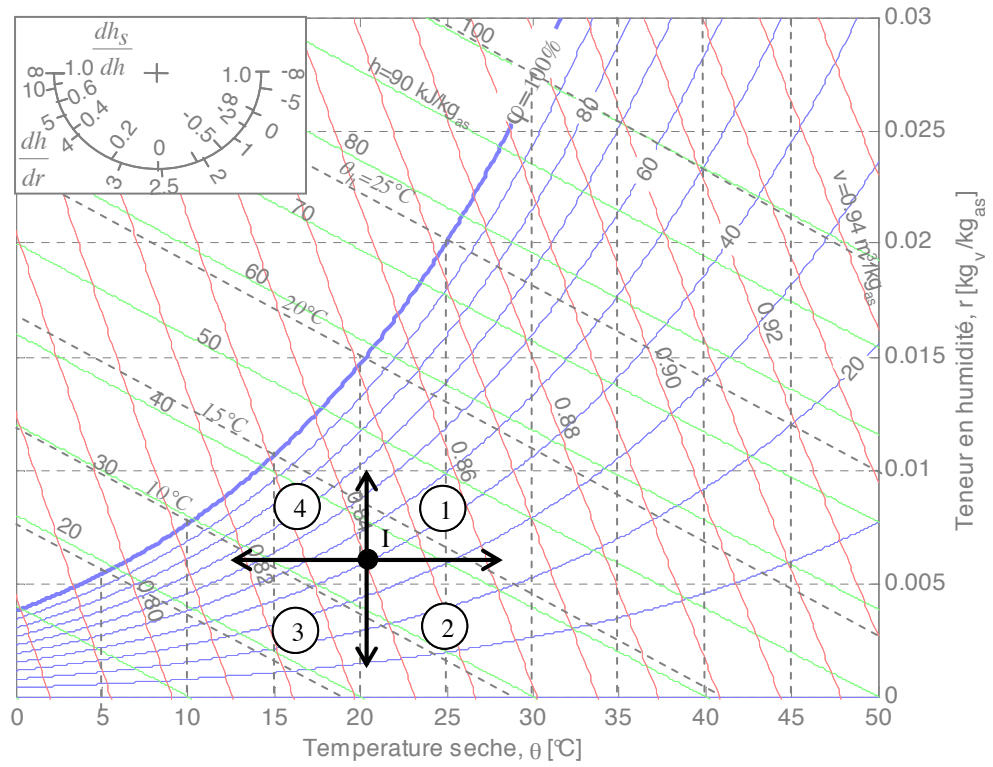


Figure 5.7 Domaines possibles de la droite de soufflage

Pour **tracer la droite de soufflage**, on trace une droite par le point de l'état intérieur de pente $\Delta h / \Delta r$. La pente peut être trouvée en utilisant le rapporteur du diagramme de l'air ou en construisant la pente sur le diagramme. Pour cela, on considère une température de référence de l'air soufflé qui soit la plus éloignée de la température intérieure, $\theta_1 = \theta_R$. La teneur en humidité correspondant à cette température et satisfaisant l'équation (5.18) s'obtient quand la somme algébrique des chaleurs sensibles (charges sensibles, Q_s , et chaleur apportée par l'air soufflé par la CTA) est nulle :

$$\dot{Q}_s + \dot{m}_{as} c_{as} (\theta_R - \theta_I) = 0 \quad (5.27)$$

et la somme algébrique des chaleurs latentes (charges latentes, Q_l , et chaleur latente apportée par la CTA) est nulle :

$$\dot{Q}_l + \dot{m}_{as} l_v (r_R - r_I) = 0 \quad (5.28)$$

d'où :

$$r_R = r_I + \frac{\dot{Q}_l}{\dot{Q}_s} \cdot \frac{c_{as}}{l_v} (\theta_R - \theta_I) \quad (5.29)$$

La relation (5.29) représente l'équation de la droite de soufflage de pente $\frac{\dot{Q}_l}{\dot{Q}_s} \cdot \frac{c_{as}}{1_v}$ et qui passe par le point $[\theta_l, r_l]$. Le point de soufflage S va se trouver sur cette droite à une distance de point I qui est en fonction du débit massique d'air sec $\dot{m}_{as}$.

Exemple

L'air est extrait à la température sèche de $\theta_l = 25^\circ\text{C}$ et à la température thermodynamique du bulbe humide $\theta_{hl} = 19^\circ\text{C}$. La charge sensible du local est $\dot{Q}_s = 9\text{ kW}$ et l'apport en humidité dû aux occupants est $\dot{m}_v = 0.006\text{ kg/s}$ sous la forme des vapeurs saturés à $\theta_v = 30^\circ\text{C}$. L'air conditionné est soufflé à la température sèche $\theta_s = 15^\circ\text{C}$. Trouver la température du bulbe humide et le débit volumique de l'air de soufflage.

Données

Air extrait (point I) : $\theta_l = 25^\circ\text{C}$, $\theta_{hl} = 19^\circ\text{C}$

Charges du local : $\dot{Q}_s = 9\text{ kW}$, $\dot{m}_v = 0.0015\text{ kg/s}$ à $\theta_v = 30^\circ\text{C}$

Température de soufflage : $\theta_s = 15^\circ\text{C}$

Solution

L'enthalpie des vapeurs introduits à $\theta_v = 30^\circ\text{C}$ est

$$h_v = 1_v + c_v \theta_v = 2495\text{ kJ/kg} + 1.96\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \times 30\text{ K} = 2554\text{ kJ/kg}$$

La charge latente est

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_v h_v = 0.006 \times 2554 = 15.3\text{ kW}$$

Conformément l'équation (5.18), le rapport entre la charge totale et l'apport en vapeur d'eau est

$$\frac{\Delta h}{\Delta r} = \frac{\dot{Q}_s + \dot{m}_v h_v}{\dot{m}_v} = \frac{9 + 0.0015 \times 2554}{0.0015} = 8554\text{ kJ/kg}$$

En utilisant le rapporteur, on obtient la pente $\Delta h / \Delta r = 8.5 \cdot 10^3\text{ kJ/kg}$. On trace une droite parallèle à cette pente qui passe par le point I . A l'intersection de cette droite avec la température sèche $\theta_s = 15^\circ\text{C}$ on obtient la température du bulbe humide $\theta_{hs} = 13.8^\circ\text{C}$.

Une procédure alternative est de calculer le rapport entre la chaleur sensible et la chaleur totale,

$$\frac{\Delta H_s}{\Delta H_T} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{m}_v h_v} = \frac{9}{9 + 0.0015 \times 2554} = 0.71$$

La pente $\Delta H_S / \Delta H_T = dh_s / dh = 0.71$ correspond sur le rapporteur à la pente $\Delta h / \Delta r = 8.5 \text{ kJ/kg}$. Une autre solution alternative est de calculer la teneur en humidité qui correspond à une température éloigné de θ_I ; on prend $\theta_R = 50^\circ\text{C}$. Avec la relation (5.29) on obtient

$$r_R = r_I + \frac{\dot{Q}_I}{\dot{Q}_S} \cdot \frac{c_{as}}{1_v} (\theta_R - \theta_I) = 0.0115 + \frac{15.3}{9} \frac{1}{2494} (50 - 25) = 0.0185 \text{ kg/kg}_{as}$$

La droite $\{(\theta_I, r_I) \quad (\theta_R, r_R)\}$ est la droite de soufflage.

Le débit d'air résulte de l'équation (5.16) ou (5.17). En utilisant l'équation (5.17), on obtient le débit massique de l'air sec :

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{Q}_S + \dot{m}_v h_v}{h_I - h_S} = \frac{9 + 0.0015 \times 2554}{54 - 39} = 0.855 \text{ kg}_{as}/\text{s}$$

Le volume spécifique de l'air de soufflage étant $v_S = 0.8283 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$, le débit volumique d'air humide soufflé est :

$$\dot{V} = \dot{m}_{as} v_I = 0.855 \times 0.828 = 0.708 \text{ m}^3/\text{s}.$$

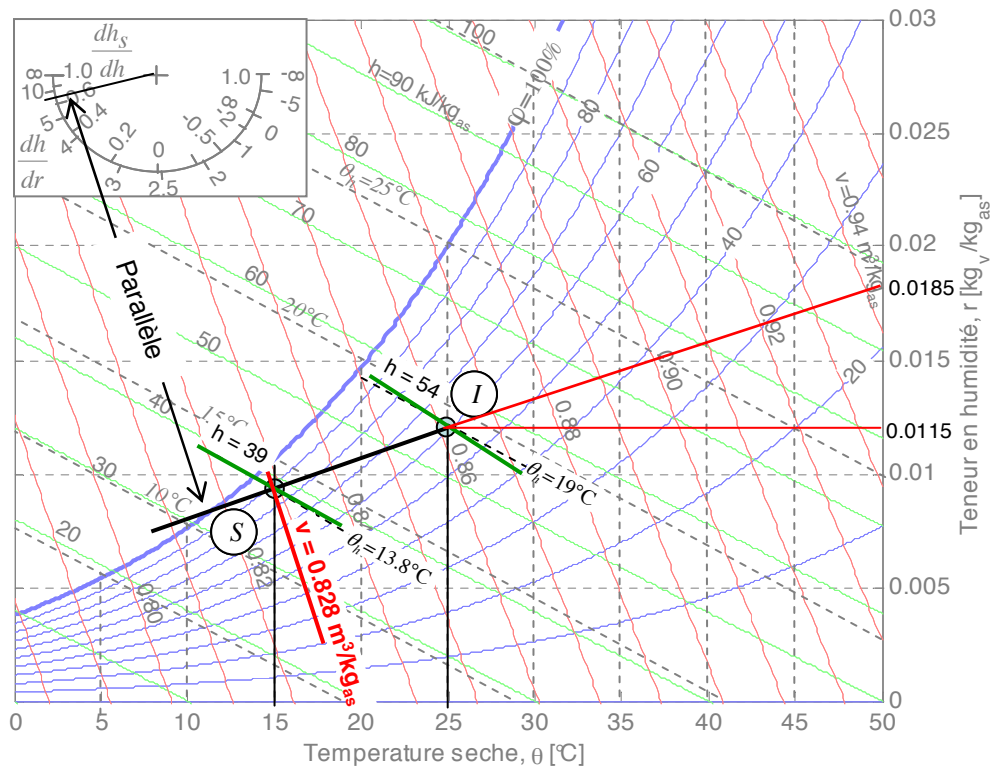


Figure 5.8 Solution de l'exemple

5.3 Procédés de traitement de l'air

L'air de soufflage est traité dans les centrales de traitement de l'air (CTA). Une configuration typique de CTA est présentée sur la Figure 5.9. Les éléments typiques d'une CTA qui réalisent le traitement de l'air sont le caisson de mélange, la batterie de chauffage, la batterie de refroidissement et l'humidificateur.

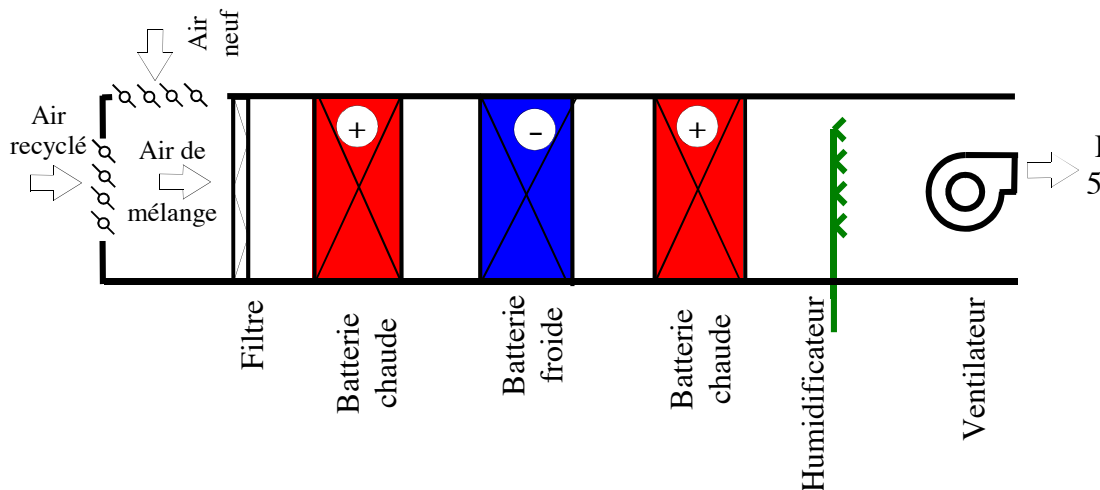


Figure 5.9 Schéma de principe d'une centrale de traitement d'air

L'analyse des procédés de traitement de l'air dans chaque élément se fait en utilisant les lois de conservation de l'énergie et de la masse dans un volume de contrôle qui est délimité par des surfaces de contrôle. Les propriétés physiques (vitesse de l'air, température, humidité) ne sont pas uniformes sur les surfaces de contrôle ; pour l'analyse on utilise leurs valeurs moyennes sur les surfaces de contrôle.

5.3.1 Mélange

Le mélange de deux débits d'air se produit dans le caisson de mélange (Figure 5.10).

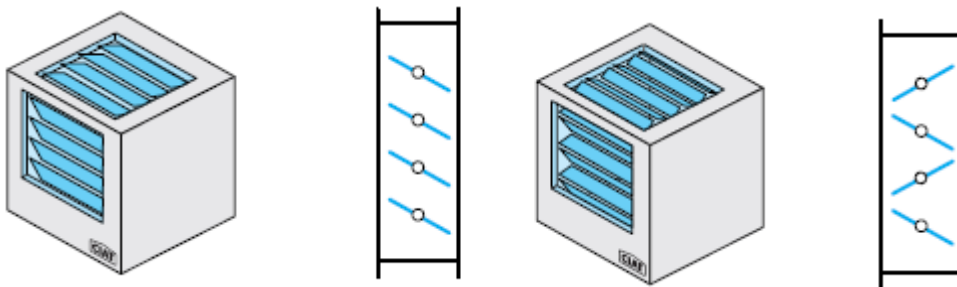


Figure 5.10 Caisson de mélange à volets : a) à lames parallèles ; b) à lames en opposition (Bailly et al. 1999b).

5.3.1.1 Mélange adiabatique

Le mélange adiabatique implique qu'il n'y pas de transfert de chaleur sensible ou latente dans le volume de contrôle dans lequel on effectue le bilan. En combinant le bilan d'énergie en régime stationnaire,

$$\dot{m}_{as1}h_1 + \dot{m}_{as2}h_2 = \dot{m}_{as3}h_3 \quad (5.30)$$

le bilan de masse d'air sec,

$$\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2} = \dot{m}_{as3} \quad (5.31)$$

et le bilan de masse de vapeurs,

$$r_1\dot{m}_{as1} + r_2\dot{m}_{as2} = r_3\dot{m}_{as3} \quad (5.32)$$

et en éliminant $\dot{m}_{as3}$, on obtient :

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{r_2 - r_3}{r_3 - r_1} = \frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} \quad (5.33)$$

Comme

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{\theta_2 - \theta_3}{\theta_3 - \theta_1},$$

le point 3 se trouve sur l'hypoténuse du triangle rectangle formé par les point 1 et 2 et ayant l'angle droit déterminé par $\theta = \text{ct.}$ et $r = \text{ct.}$ (Figure 5.11). La position du point 3 est donnée par l'équation (5.33) :

$$h_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} h_1 + h_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1}; \quad r_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} r_1 + r_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1}; \quad \theta_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} \theta_1 + \theta_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} \quad (5.34)$$

Le rapport entre les segments $[2 \ 3]$ et $[3 \ 1]$ correspond au rapport des débits $\dot{m}_{as1} / \dot{m}_{as2}$; le point de mélange est plus proche du point ayant le plus grand débit.

Sous une forme matricielle, l'équation de bilan d'énergie

$$\mathbf{0} = \dot{m}_{as1} \mathbf{h}_1 + \dot{m}_{as2} \mathbf{h}_2 - \dot{m}_{as3} \mathbf{h}_3 \quad (5.35)$$

et le bilan de masse $0 = \dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2} - \dot{m}_{as3}$ donnent

$$(\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2}) \mathbf{h}_3 = \dot{m}_{as1} \mathbf{h}_1 + \dot{m}_{as2} \mathbf{h}_2 \quad (5.36)$$

ou

$$(\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2}) \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_3 \\ r_3 \end{bmatrix} = \dot{m}_{as1} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + \dot{m}_{as2} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix}$$

ou

$$(\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2}) \begin{bmatrix} \theta_3 \\ r_3 \end{bmatrix} = \dot{m}_{as1} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + \dot{m}_{as2} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

d'où

$$\begin{bmatrix} \theta_3 \\ r_3 \end{bmatrix} = \frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2}} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + \frac{\dot{m}_{as2}}{\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2}} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} \quad (5.38)$$

qui est équivalente à l'équation (5.34). L'équation (5.38) peut s'écrire

$$\begin{bmatrix} \theta_3 \\ r_3 \end{bmatrix} = \frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as3}} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + \frac{\dot{m}_{as3} - \dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as3}} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} \quad (5.39)$$

ou

$$\begin{bmatrix} \theta_3 \\ r_3 \end{bmatrix} = \frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as3}} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + \left(1 - \frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as3}} \right) \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

L'équation (5.40) montre que le point 3 est une combinaison linéaire des points 1 et 2, donc il se trouve sur la droite 1 – 2 à la distance $\dot{m}_{as1} / \dot{m}_{as3}$ de point 1 et à la distance $(1 - \dot{m}_{as1} / \dot{m}_{as3})$ de point 2.

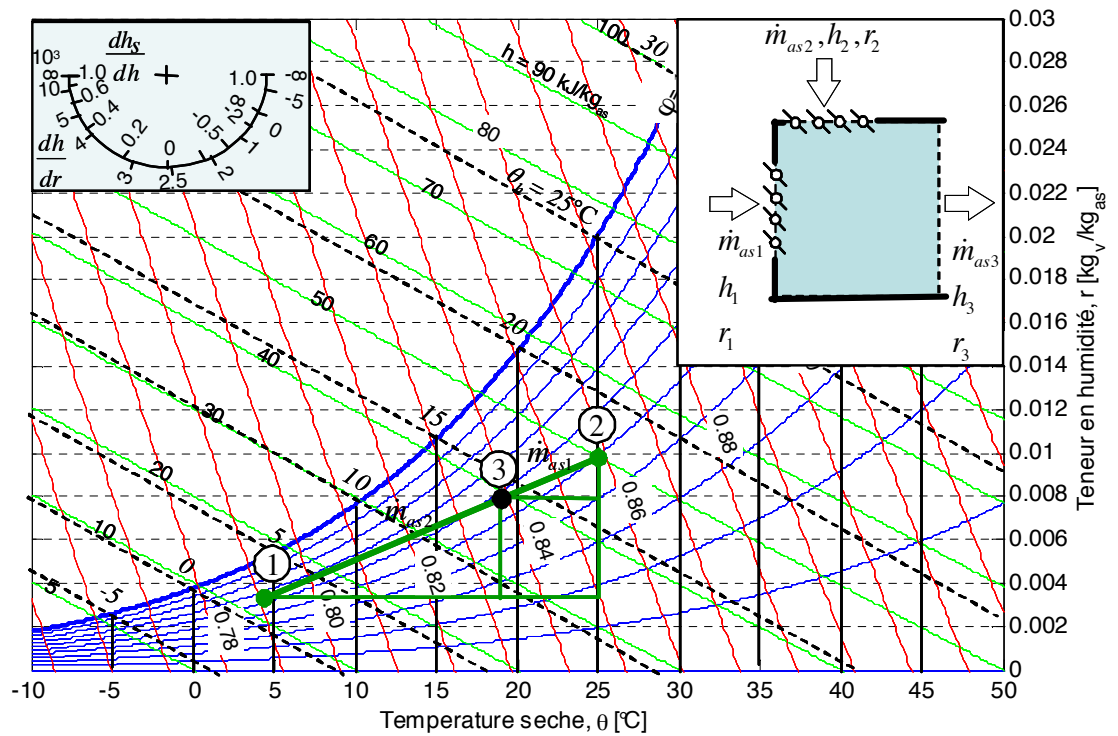


Figure 5.11 Procédé de mélange adiabatique.

Exemple

Un débit d'air extérieur de $2 \text{ m}^3/\text{s}$, de température sèche de 4°C et température humide de 2°C , est mélangé avec un débit de l'air intérieur de $6.25 \text{ m}^3/\text{s}$, de température sèche de 25°C et humidité relative de 50%. Trouver la température sèche, l'humidité relative, la température humide et la température de rosée du point de mélange.

Solution

La solution graphique est montrée sur la Figure 5.11. Les volumes spécifiques des point 1 et 2 sont $v_1 = 0.789 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$ et $v_2 = 0.858 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$. Les débits massiques sont :

$$\dot{m}_{as1} = \dot{V}_1 / v_1 = 2 / 0.789 = 2.535 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

et

$$\dot{m}_{as2} = \dot{V}_2 / v_2 = 6.25 / 0.858 = 7.284 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}.$$

Le rapport des débits est $\dot{m}_{as1} / (\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2}) = 2.535 / (2.535 + 7.284) = 0.258$. Le segment $[3 \ 2]$ représente 0.258 du segment $[1 \ 2]$.

La position du point de mélange peut être trouvée avec les équations (5.34) :

$$r_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} r_1 + r_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{2.535}{7.284} 3.5 \cdot 10^{-3} + 10 \cdot 10^{-3}}{\frac{2.535}{7.284} + 1} = 8.322 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v / \text{kg}_{as}$$

$$\theta_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} \theta_1 + \theta_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{2.534}{7.284} 4 + 25}{\frac{2.534}{7.284} + 1} = 19.5^\circ \text{C}.$$

Pour le point 3, on obtient l'humidité relative $\varphi_3 = 61\%$, la température humide $\theta_{h3} = 15^\circ \text{C}$ et la température de rosée $\theta_{r3} = 12.5^\circ \text{C}$. Notons que $\varphi_3 < 100\%$ et $\theta_3 > \theta_{r3}$ impliquent qu'il n'y a pas de risque de condensation dans le caisson de mélange.

5.3.1.2 Mélange en zone de brouillard

Le point de mélange peut se trouver dans la **zone de brouillard**, c. à d. à une température positive dans la zone de saturation (Figure 5.12). Le mélange est dans un état métastable (point 3' sur la Figure 5.12). L'eau condense autour des germes de condensation (particules fines dans l'air ou des rugosités des surfaces). La pression partielle de vapeur d'eau devient égale à la pression de vapeur saturante ; le mélange est dans un état stable (point 3 sur la Figure 5.12). Par condensation, l'eau cède de la chaleur à l'air ($\theta_{3'} < \theta_3$). L'eau condensée qui se trouve dans l'air se dépose sur les parois du caisson. La condensation de l'eau se fait en régime adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur). Pour éviter le phénomène de condensation, l'air extérieur doit être chauffé avant d'être mélangé.

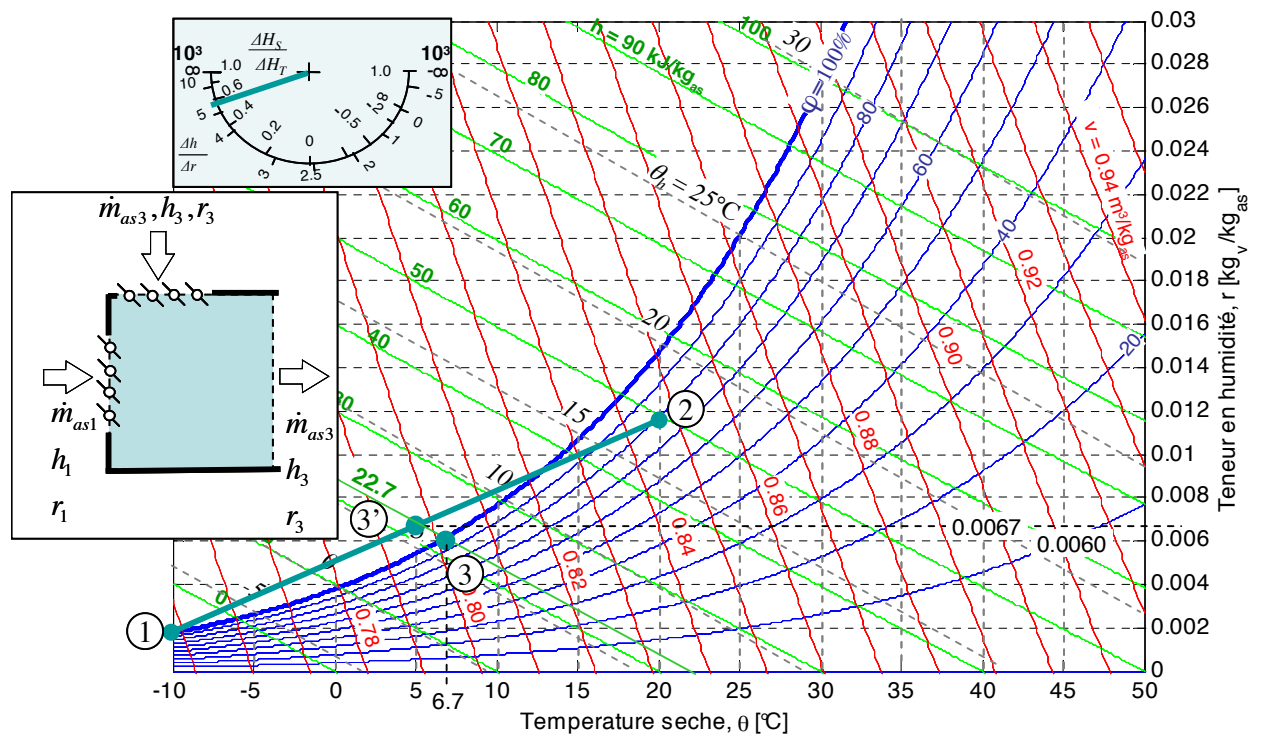


Figure 5.12 Mélange dans la zone de brouillard.

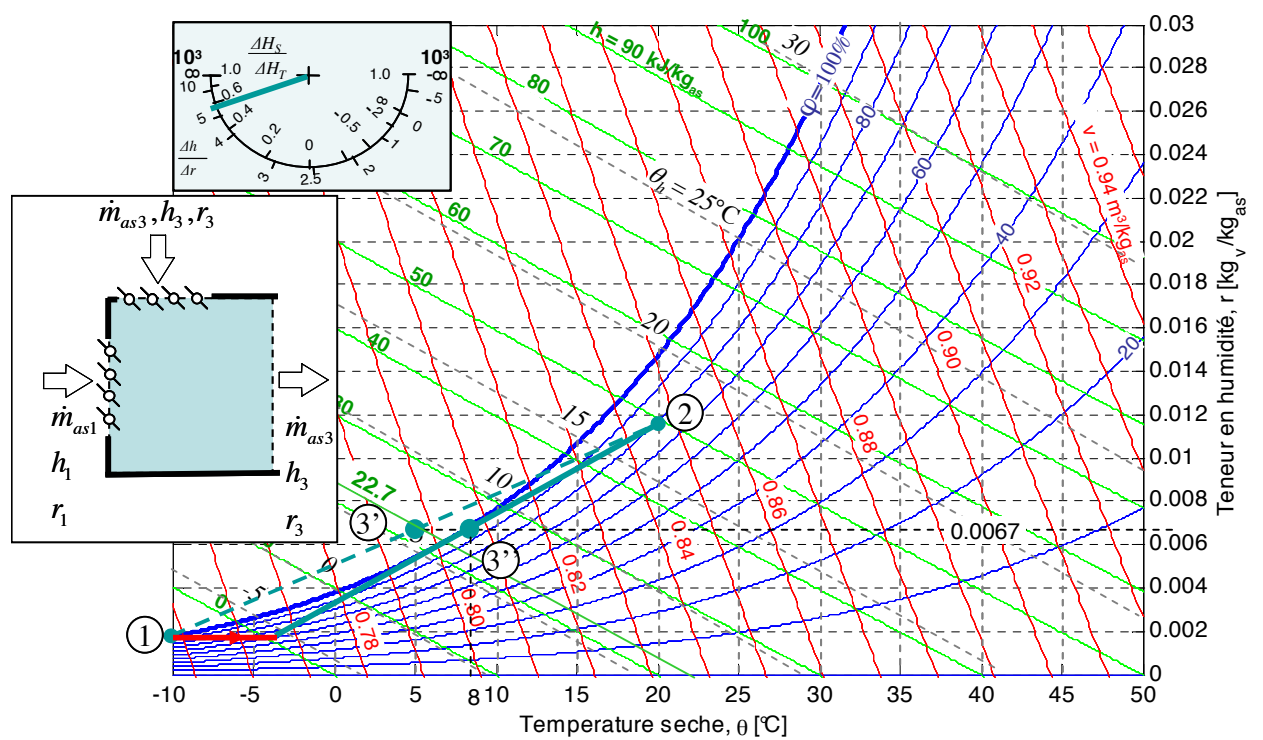


Figure 5.13 Préchauffage pour éviter le mélange dans la zone de brouillard

Exemple

Considérons le mélange de l'air neuf $\dot{m}_{as1} = 0.5 \text{ kg/s}$, $\theta_1 = -10^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 100\%$ avec de l'air recyclé $\dot{m}_{as2} = 0.5 \text{ kg/s}$, $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 80\%$.

Solution

La solution du problème est donnée dans la Figure 5.12. Le point de mélange a les coordonnées :

$$\theta_{3'} = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} \theta_1 + \theta_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{0.5}{0.5}(-10) + 20}{\frac{0.5}{0.5} + 1} = 5^\circ\text{C}$$

$$r_{3'} = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} r_1 + r_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{0.5}{0.5} 1.6 \cdot 10^{-3} + 11.8 \cdot 10^{-3}}{\frac{0.5}{0.5} + 1} = 6.73 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v / \text{kg}_{as}.$$

$$h_{3'} = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} h_1 + h_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{0.5}{0.5}(-5.71) + 49.85}{\frac{0.5}{0.5} + 1} = 22.07 \text{ kJ/kg}_{as}.$$

Il en résulte : $\theta_{h3'} = 5^\circ\text{C}$, $\theta_{r3'} = 8.2^\circ\text{C}$.

La température de rosée du point 3' est supérieure à la température sèche. Le mélange est métastable dans la zone de sursaturation. L'eau se condense sur les surfaces et dans l'air dans une transformation adiabatique à $h_{3'} = h_3 = 22.07 \text{ kJ/kg}_{as}$ et à la température du thermomètre humide presque constante, $\theta_{h3'} = \theta_{h3} = 6.7^\circ\text{C}$. L'eau cède de la chaleur à l'air. Les autres propriétés du point stable de mélange sont :

$$\theta_3 = 6.7^\circ\text{C} ; \varphi = 100 \% ; r_3 = 0.00608 \text{ kg/kg}_{as}.$$

La masse d'eau condensée est :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{as} (r_{3'} - r_3) = 1 \times (0.0067 - 0.00608) = 0.00065 \text{ kg/s}$$

La condensation de cette eau augmente la température de l'air du $\theta_{h3'} = 5^\circ\text{C}$ au $\theta_3 = 6.7^\circ\text{C}$. L'énergie reçue par l'air par condensation est :

$$\dot{m}_{as} c(\theta_3 - \theta_{3'}) = \dot{m}_e l_v = 1.7 \text{ kW}.$$

Pour éviter la condensation, la température sèche du nouveau point de mélange, 3'', doit être supérieure à $\theta_{r3} = 8^\circ\text{C}$. La température à la sortie du préchauffage doit être

$$\theta_{1'} > \frac{(\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2})\theta_{r3'} - \dot{m}_{as2}\theta_2}{\dot{m}_{as1}} = \frac{(0.5 + 0.5) \times 8 - 0.5 \times 20}{0.5} = -4^\circ\text{C}.$$

Le flux minimal nécessaire pour chauffer l'air neuf est :

$$q = \dot{m}_{as1} c_{as} (\theta_{1'} - \theta_1) = 0.5 \times 1.005 \times (-4 - (-10)) = 3.015 \text{ kW}.$$

5.3.1.3 Mélange en zone de givre

En conditions d'hiver, si le débit d'air neuf est important en comparaison avec celui de l'air recyclé, le point de mélange peut se trouver dans la **zone de givre**, c. à d. à une température négative dans la zone de saturation. L'eau contenue dans l'air sous forme des cristaux peut se déposer sur les parois du caisson. Pour éviter ce phénomène, comme dans le cas de la zone de brouillard, l'air neuf doit être chauffé.

Exemple

Considérons le mélange de l'air neuf $\dot{m}_{as1} = 1.5 \text{ kg/s}$, $\theta_1 = -10^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 100\%$ avec de l'air recyclé $\dot{m}_{as2} = 0.5 \text{ kg/s}$, $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 80\%$.

Solution

Le point de mélange est (Figure 5.14) :

$$\theta_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} \theta_1 + \theta_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{1.5}{0.5}(-10) + 20}{\frac{1.5}{0.5} + 1} = -2.5^\circ\text{C}$$

$$r_3 = \frac{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} r_1 + r_2}{\frac{\dot{m}_{as1}}{\dot{m}_{as2}} + 1} = \frac{\frac{1.5}{0.5} 1.6 \cdot 10^{-3} + 11.8 \cdot 10^{-3}}{\frac{1.5}{0.5} + 1} = 4.15 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v / \text{kg}_{as}$$

La température de rosée du point 3 est $\theta_r = 1^\circ\text{C}$.

La température de sortie du préchauffage doit être :

$$\theta_{1'} > \frac{(\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as2})\theta_{r3} - \dot{m}_{as2}\theta_2}{\dot{m}_{as1}} = \frac{(1.5 + 0.5) \times 8 - 0.5 \times 20}{1.5} = -4.7^\circ\text{C}.$$

Le flux de chaleur nécessaire est :

$$q = \dot{m}_{as1} c_{as} (\theta_{1'} - \theta_1) = 1.5 \times 1.005 \times (-4.7 - (-10)) = 7.990 \text{ kW}$$

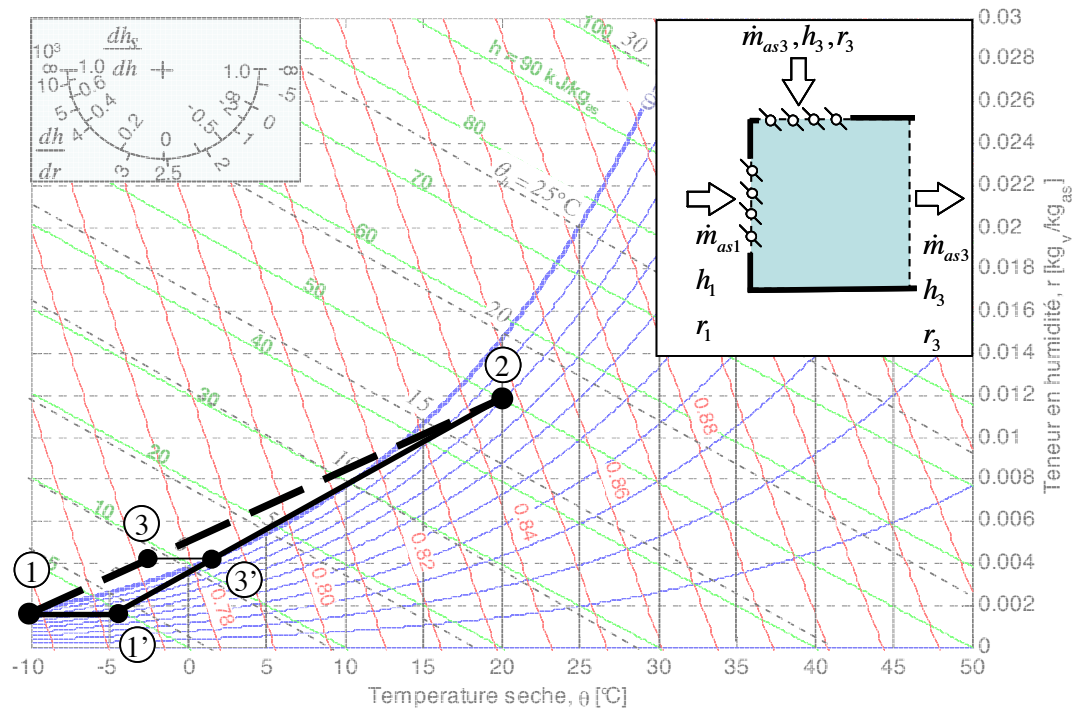


Figure 5.14 Mélange en zone de givre.

5.3.2 Chauffage

Le chauffage est le procédé de traitement de l'air qui lui apporte seulement de la chaleur sensible. Comme il n'y a pas de changement de teneur en humidité, le procédé est figuré par une ligne horizontale sur le diagramme de l'air humide.

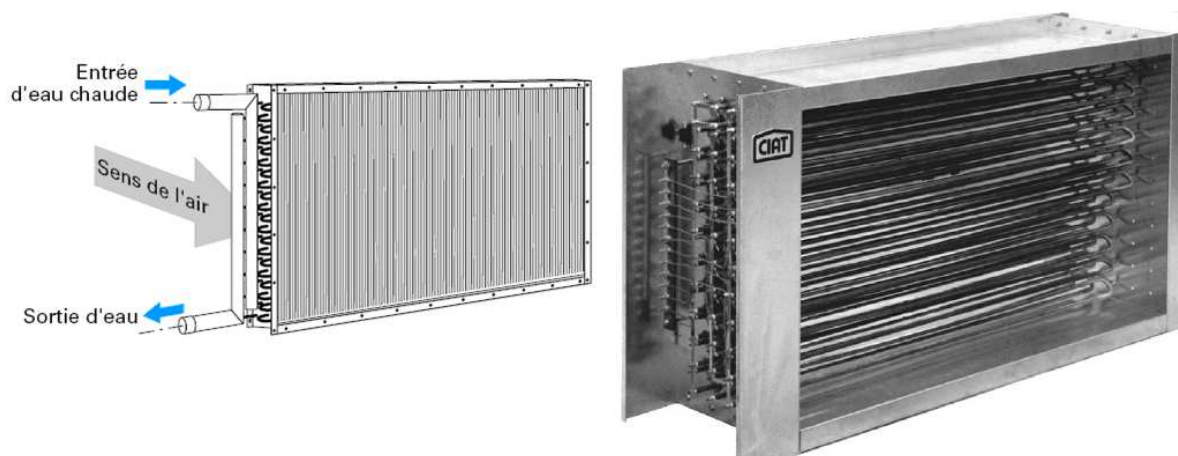


Figure 5.15 Batteries chaude : a) alimenté en eau ; b) électrique (Bailly et al. 1999b).

La batterie chaude assure le chauffage de l'air à l'aide d'un fluide chaud (de l'eau, de l'eau surchauffée, de la vapeur, fluide frigorigène qui condense) ou des résistances électriques (Figure 5.15).

5.3.2.1 Modèle en régime stationnaire

Le bilan d'énergie en régime stationnaire dans un volume de contrôle délimité par les surfaces de contrôle 1 et 2 et la surface de la CTA est (Figure 5.16):

$$\dot{m}_{as} h_1 + q = \dot{m}_{as} h_2 \quad (5.41)$$

où les enthalpies de l'air humide pour l'unité de masse d'air sec sont

$$h_1 = h_{as1} + r_1 h_{v1} \quad (5.42)$$

dans la section 1 et

$$h_2 = h_{as2} + r_2 h_{v2} \quad (5.43)$$

dans la section 2.

Le bilan de masse de vapeurs sur le volume de contrôle est :

$$m_{as} r_1 = m_{as} r_2 ; \quad (5.44)$$

d'où $r_1 = r_2 = r$.

En utilisant les bilans d'énergie et de masse, on obtient :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{as} c_{ah} (\theta_2 - \theta_1) \quad (5.45)$$

où

$$c_{ah} = c_{as} + r c_v \quad (5.46)$$

Dans le domaine des température d'intérêt, $c_{as} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $c_v = 1.96 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ et $r < 0.025 \text{ kg}_{as}/\text{kg}_v$. Alors $c_a \in (1 \text{ } 1.049) \text{ kJ/kg}$; on peut considérer $c_a = 1.02 \text{ kJ/kg}$.

Sous forme matricielle, le bilan d'énergie pour une batterie de chauffage est

$$\mathbf{0} = \dot{\mathbf{H}}_1 - \dot{\mathbf{H}}_2 + \dot{\mathbf{Q}} \quad (5.47)$$

ou

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} - \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.48)$$

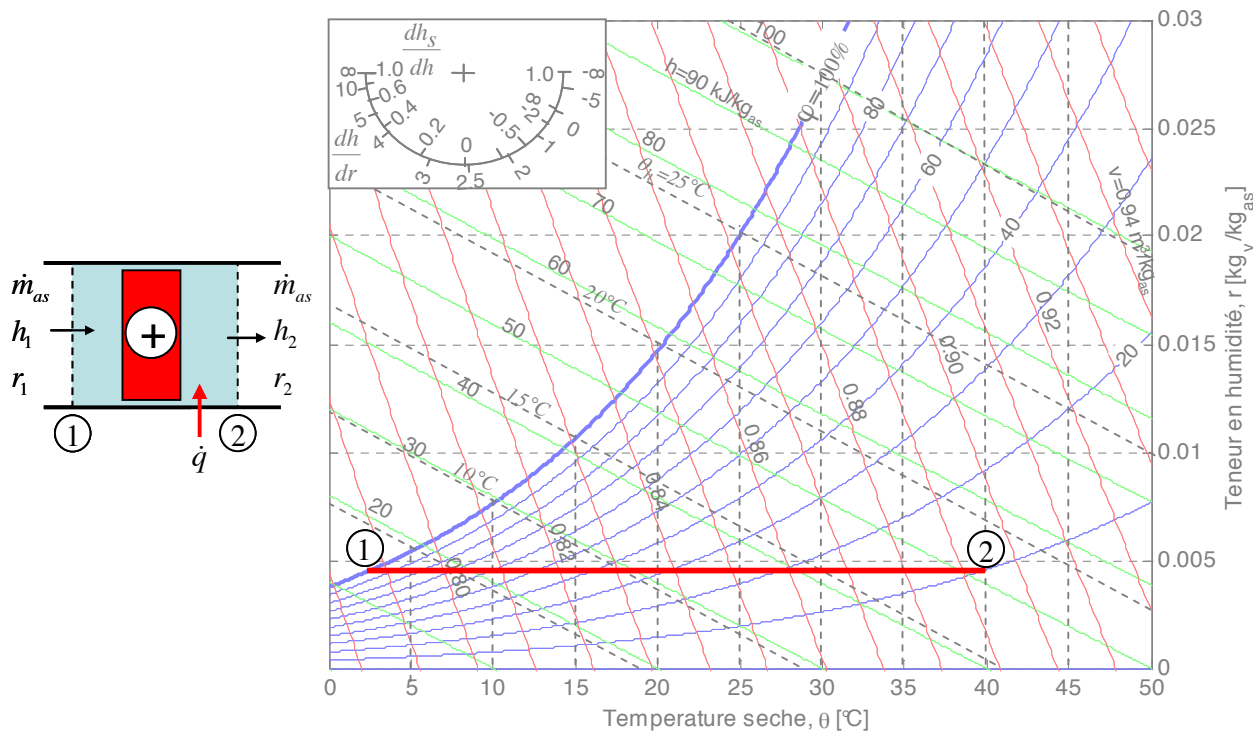


Figure 5.16 Procédé de chauffage

Exemple

Trouver le flux de chaleur nécessaire pour chauffer un débit d'air de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ de 2°C à 40°C . L'air d'entrée est saturé.

Solution

La solution est montrée sur la Figure 5.16. Le point 1 est déterminé par la courbe de saturation et la température de 2°C . Pour ce point on obtient du diagramme de l'air humide l'enthalpie $h_1 = 13.0 \text{ kJ/kg}_{as}$, la teneur en humidité $r_1 = 4.3 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$ et le volume spécifique $v_1 = 0.784 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$. Le point 2 se trouve à l'intersection de $\theta = 40^\circ\text{C}$ et $r_2 = r_1 = 4.3 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$. Il en résulte $h_2 = 51 \text{ kJ/kg}_{as}$. Le débit massique d'air sec est :

$$\dot{m}_{as} = \dot{V}_1 / v_1 = 10 / 0.784 = 12.75 \text{ kg}_{as}/\text{s}.$$

De l'équation de bilan d'énergie (5.41) on obtient :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{as} (h_2 - h_1) = 12.75 \times (51 - 13) = 484.5 \text{ kW}$$

En utilisant l'équation (5.45), on obtient :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{as} c_{ah} (\theta_2 - \theta_1) = 12.75 \times 1.02 \times (40 - 2) = 494.2 \text{ kW}$$

5.3.2.2 Modèle en régime dynamique d'une batterie électrique

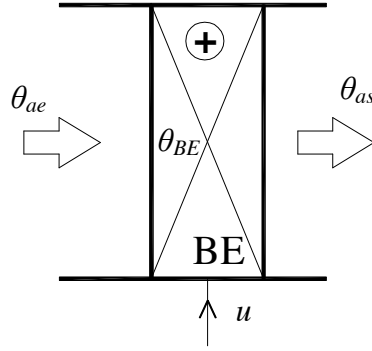
Le bilan de chaleur sensible de la batterie électrique s'écrit :

$$C_{BE} \frac{d\theta_{BE}}{dt} = U_{BE} S_{BE} \left(\frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} - \theta_{BE} \right) + P_{elec BE} \quad (5.49)$$

où

$$P_{elec BE} = u_{BE} \cdot P_{MBE} \quad (5.50)$$

avec : C_{BE} - capacité thermique de la batterie, $C_{BE} = m_{BE} c_{BE}$, $[kJ / K]$
 θ_{BE} - température de la batterie électrique, $[^{\circ}C]$;
 U_{BE} - coefficient global de transfert de chaleur, $[W / (m^2 K)]$;
 S_{BE} - surface de la batterie électrique, $[m^2]$;
 θ_{as} - température de l'air à l'entrée de la batterie, $[^{\circ}C]$;
 θ_{ae} - température de l'air à la sortie de la batterie, $[^{\circ}C]$;
 $P_{elec BE}$ - puissance électrique de la batterie, $[W]$;
 u_{BE} - commande de la batterie électrique BE ;
 P_{MBE} - puissance électrique nominale de la batterie, $[W]$.



$$P_{BE} = u \cdot P_{MBE}$$

Figure 5.17 Notations pour les batteries électriques

Quant au bilan thermique de l'air, il s'exprime par :

$$m_a c_a \frac{d\theta_a}{dt} = \dot{m}_a c_a (\theta_{ae} - \theta_{as}) + U_{BE} S_{BE} \left(\theta_{BE} - \frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} \right) \quad (5.51)$$

avec : $m_a c_a$ - capacité thermique de l'air, $[kJ / K]$;

$\dot{m}_a$ - débit massique de l'air, $[kg / s]$.

La dynamique de l'air est rapide en comparaison avec la dynamique de la batterie (c. à d. la constante de temps de l'air, $m_a c_a / (U_{BE} S_{BE})$, est petite en comparaison avec celle de la batterie). L'équation devient :

$$\dot{m}_a c_a \Delta\theta_a = U_{BE} S_{BE} \left(\theta_{BE} - \frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} \right) \quad (5.52)$$

avec :

$$\Delta\theta_a = \theta_{as} - \theta_{ae} \quad (5.53)$$

Il vient alors :

$$\theta_{BE} = \frac{\dot{m}_a c_a}{U_{BE} S_{BE}} \Delta\theta_a + \left(\frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} \right) \quad (5.54)$$

En considérant θ_{ae} , $\dot{m}_a$, et $U_{BE} S_{BE}$ constants, en tenant compte que

$$\frac{d((\theta_{ae} + \theta_{as})/2)}{dt} = \frac{1}{2} \frac{d\theta_{as}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{d\Delta\theta_a}{dt} \quad (5.55)$$

où $\Delta\theta_a = \theta_{as} - \theta_{ae}$, la dérivé donne :

$$\frac{d\theta_{BE}}{dt} = \left(\frac{\dot{m}_a c_a}{U_{BE} S_{BE}} + \frac{1}{2} \right) \frac{d\Delta\theta_a}{dt} \quad (5.56)$$

L'équation devient :

$$C_{BE} \left(\frac{\dot{m}_a c_a}{U_{BE} S_{BE}} + \frac{1}{2} \right) \frac{d\Delta\theta_a}{dt} = U_{BE} S_{BE} \left(\frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} - \theta_{BE} \right) + P_{elecBE} \quad (5.57)$$

Il en résulte :

$$\Delta\theta_a = \frac{U_{BE} S_{SBE}}{\dot{m}_a c_a} \left(\theta_{BE} - \frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} \right) \quad (5.58)$$

En remplaçant, il vient :

$$T_{BE} \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + \Delta\theta_a = u_{BE} \frac{P_{MBE}}{\dot{m}_a c_a} \quad (5.59)$$

$$\text{où : } T_{BE} = C_{BE} \left(\frac{1}{U_{BE} S_{BE}} + \frac{1}{2\dot{m}_a c_a} \right).$$

Il reste à prendre la transformée de Laplace en conditions initiales nulles :

$$\frac{\Delta\theta_a}{u_{BE}} = \frac{K_{BE}}{1 + T_{BE} s} \quad (5.60)$$

$$\text{avec : } K_{BE} = \frac{P_{MBE}}{\dot{m}_a c_a}.$$

Ainsi, la fonction de transfert de la batterie électrique s'écrit :

$$H_{BE}(s) \equiv \frac{\Delta\theta_a}{u_{BE}} = \frac{K_{BE}}{1 + T_{BE} \cdot s} \quad (5.61)$$

$$\text{où } T_{BE} = C_{BE} \left(\frac{1}{U_{BE} S_{BE}} + \frac{1}{2\dot{m}_a c_a} \right) \text{ et } K_{BE} = \frac{P_{MBE}}{\dot{m}_a c_a}.$$

5.3.3 Refroidissement

Le procédé de refroidissement se produit dans la batterie de refroidissement à l'aide d'un fluide froid qui peut être de l'eau glacée ou glycolée (batterie alimentée en eau) ou par évaporation d'un fluide frigorigène (batterie à détente directe) (Figure 5.18).

5.3.3.1 Refroidissement simple

Le refroidissement simple se fait à l'humidité spécifique constante. Pour que la condensation ne se produise pas, la température de surface de la batterie doit être supérieure à la température de rosée de l'air traité.

Le refroidissement simple est similaire au chauffage simple à différence que le flux de chaleur, $\dot{Q}$, de l'équation (5.41) a une valeur négative (l'air cède de la chaleur). Sous forme matricielle, le bilan d'énergie pour une batterie froide sèche est

$$0 = \dot{H}_1 - \dot{H}_2 + \dot{Q} \quad (5.62)$$

ou

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} - \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.63)$$

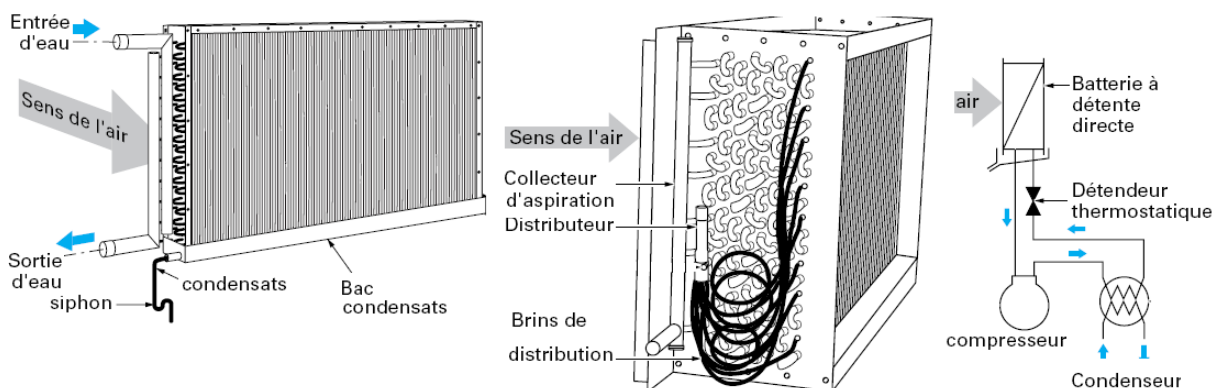


Figure 5.18 Batteries froides : a) alimenté en eau ; b) à détente directe.

5.3.3.2 Refroidissement avec déshumidification

Quand un courant d'air passe sur une surface froide de sorte qu'une partie de l'air est refroidie à une température inférieure à la température de rosée, une partie de vapeur d'eau contenue dans l'air se condense sur la surface ; l'air est refroidi et déshumidifié et la **batterie est humide**.

Une batterie froide est composée des tubes, à travers lesquels passe le fluide de refroidissement, et des ailettes, qui augmentent la surface de transfert entre les tubes et l'air. La température des ailettes varie avec la distance des tubes. La géométrie de la batterie (disposition des tubes et des ailettes) joue un rôle important dans le transfert de chaleur. Plus l'air est en contact avec les tubes et les ailettes, plus il est refroidi.

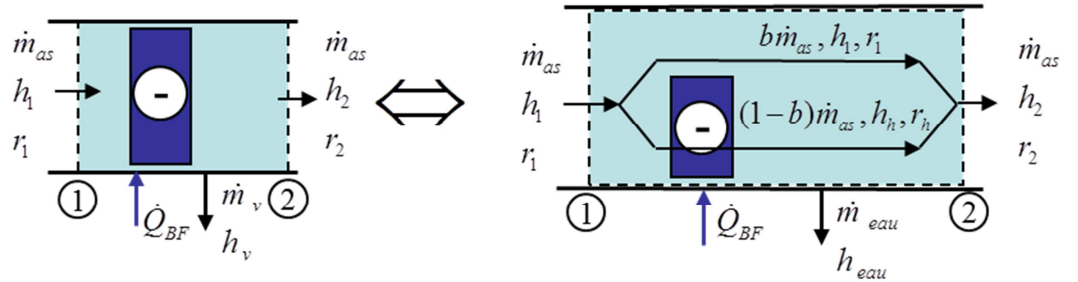
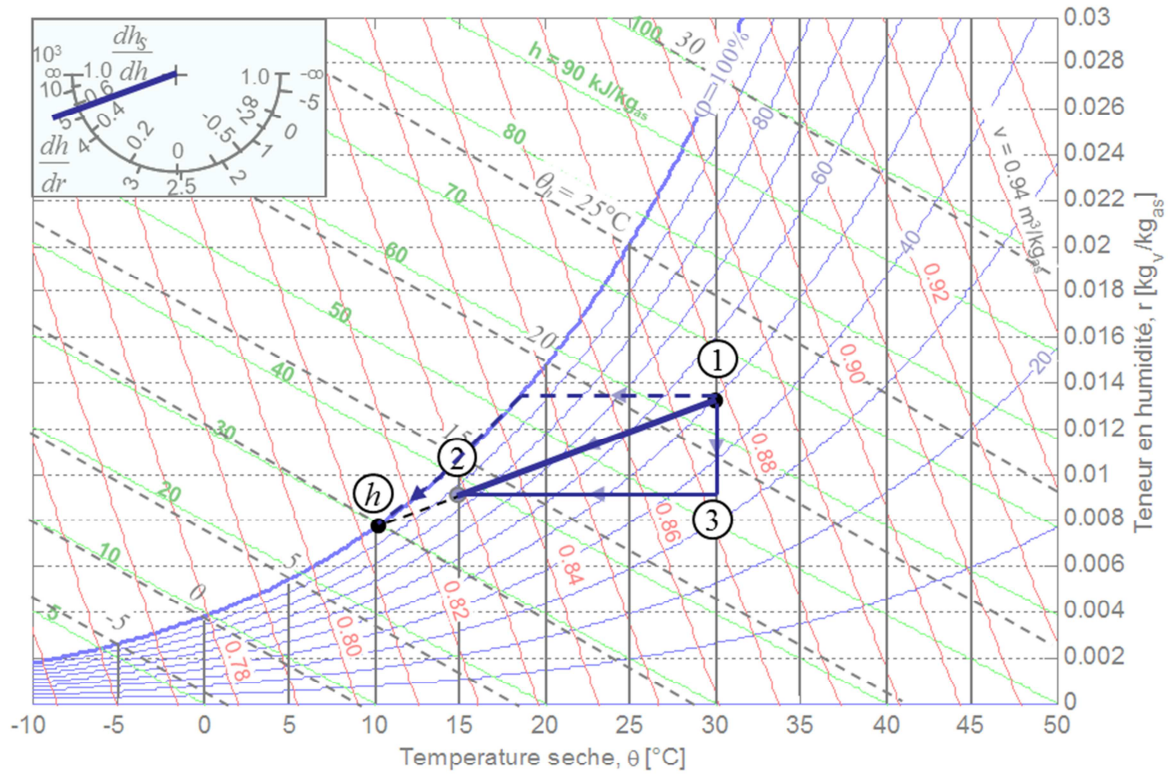


Figure 5.19 Refroidissement avec déshumidification

La batterie ne peut pas refroidir à sa propre température tout l'air qui la traverse. On peut considérer que la batterie se comporte comme si une partie du débit d'air, $(1 - b)\dot{m}_{as}$, était amenée à la saturation à la température de la batterie, θ_h , et une partie du débit, $b\dot{m}_{as}$, contournait la batterie sans changer de température (Figure 5.19). En écrivant l'équation du bilan d'énergie

$$0 = b\dot{m}_{as}h_1 + (1 - b)\dot{m}_{as}h_h - \dot{m}_{as}h_2 \quad (5.64)$$

ou

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = b\dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + (1 - b)\dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_h \\ r_h \end{bmatrix} - \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix}$$

ou

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = b \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} + (1 - b) \begin{bmatrix} \theta_h \\ r_h \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix}$$

on obtient

$$b \begin{bmatrix} \theta_1 - \theta_h \\ r_1 - r_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_2 - \theta_h \\ r_2 - r_h \end{bmatrix} \quad (5.65)$$

Le facteur de by-pass est :

$$b = \frac{\theta_2 - \theta_h}{\theta_1 - \theta_h} = \frac{r_2 - r_h}{r_1 - r_h} \quad (5.66)$$

La valeur du facteur de by-pass est reliée à l'efficacité de la batterie,

$$\varepsilon = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1 - \theta_h} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_h} = \frac{r_1 - r_2}{r_1 - r_h} ; \varepsilon = 1 - b . \quad (5.67)$$

On considère que les deux débits se mélangent pour donner le point 2 qui correspond à l'air non saturé. L'eau peut être évacuée à des températures variant de la température de rosée initiale, θ_{r1} , à la température finale de saturation, θ_h . On suppose en général que l'eau condense à la température finale de l'air, θ_2 .

Les bilans d'énergie et de masse en régime stationnaire peuvent s'exprimer en fonction des états à l'entrée et à la sortie,

$$\dot{m}_{as} h_1 + \dot{Q}_{BF} = \dot{m}_{as} h_2 + \dot{m}_{eau} h_{eau} \quad (5.68)$$

$$\dot{m}_{as} r_1 = \dot{m}_{as} r_2 + \dot{m}_{eau} \quad (5.69)$$

Les bilans (5.68) et (5.69) expriment le flux de chaleur donné par la batterie froide :

$$\dot{Q}_{BF} = \dot{m}_{as} [(h_2 - h_1) - (r_2 - r_1) h_{eau}] \quad (5.70)$$

ou, en exprimant la puissance de la batterie en fonction du facteur de bipasse,

$$\dot{Q}_{BF} = \dot{m}_{as} (1 - b) [(h_h - h_1) - (r_h - r_1) h_{eau}] \quad (5.71)$$

Notons que, comme $\theta_1 > \theta_2$, le flux de chaleur donné par la batterie de refroidissement à l'air, $\dot{Q}_{BF}$, a une valeur négative.

Dans le procédé de refroidissement et déshumidification, l'air suit la transformation (1) - (3), qui implique le transfert de chaleur latente,

$$\dot{Q}_{13} = \dot{m}_{as}(r_3 - r_1)h_v = \dot{m}_{as}(r_2 - r_1)h_v = \dot{m}_{as}(1-b)(r_h - r_1)h_v = \dot{m}_{as}(1-b)(r_h - r_1)l_v \quad (5.72)$$

et la transformation (3) - (2), qui implique le transfert de chaleur sensible,

$$\dot{Q}_{32} = \dot{m}_{as}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{as}c_{as}(\theta_2 - \theta_3) = \dot{m}_{as}c_{as}(\theta_2 - \theta_1) = \dot{m}_{as}(1-b)(\theta_h - \theta_1) \quad (5.73)$$

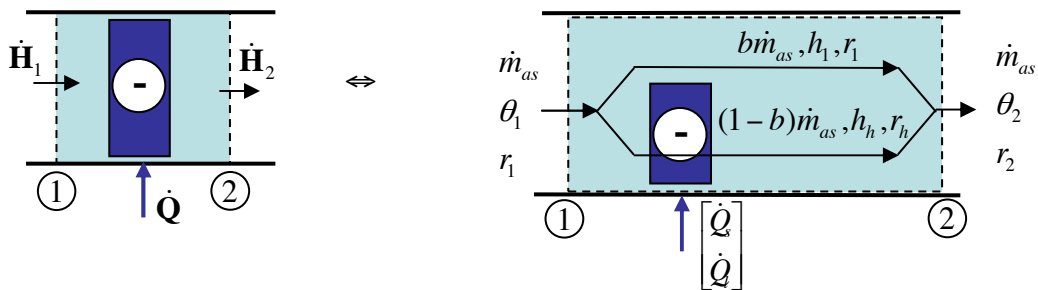


Figure 5.20 Refroidissement avec déshumidification

Le même résultat peut être obtenu en écrivant le bilan d'énergie sous forme matricielle (Figure 5.20) :

$$\mathbf{0} = \dot{\mathbf{H}}_1 - \dot{\mathbf{H}}_2 + \dot{\mathbf{Q}} \quad (5.74)$$

ou

$$\mathbf{0} = \dot{m}_{as} \mathbf{h}_1 - \dot{m}_{as} \mathbf{h}_2 + \dot{\mathbf{Q}} \quad (5.75)$$

L'équation (5.75) peut être écrite en fonction des caractéristiques du point h . En tenant compte que

$$\dot{m}_{as} \mathbf{h}_2 = b\dot{m}_{as} \mathbf{h}_1 + (1-b)\dot{m}_{as} \mathbf{h}_h$$

L'équation (5.75) devient :

$$\dot{m}_{as}(1-b)(\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_h) + \dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{0} \quad (5.76)$$

ou

$$\dot{m}_{as}(1-b) \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \theta_h \\ r_h \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.77)$$

L'équation (5.77) implique que, pour effectuer le processus de refroidissement et déshumidification, il est nécessaire la chaleur sensible :

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{as}(1-b)c_{as}(\theta_h - \theta_1) \quad (5.78)$$

et la chaleur latente :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_l &= \dot{m}_{as}(1-b)(r_h - r_1)l_v \text{ ou} \\ \dot{Q}_l &= \dot{m}_v l_v \end{aligned} \quad (5.79)$$

Comme $\theta_h < \theta_1$ et $r_h < r_1$, la chaleur sensible et la chaleur latente sont négatives, $\dot{Q}_s < 0$ et $\dot{Q}_l < 0$. On remarque que les flux $\dot{Q}_{BF}$ et $\dot{Q}_{32}$ sont égaux au flux de chaleur sensible $\dot{Q}_s$ de l'équation (5.78) et que le flux $\dot{Q}_{13}$ de l'équation (5.72) est égal au flux de chaleur latente $\dot{Q}_l$ de l'équation (5.79). En conséquence, la puissance totale fournie par le groupe froid à la batterie de refroidissement, $\dot{Q} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$, est égale au flux de chaleur sensible nécessaire pour refroidir l'air, $\dot{Q}_{32} < 0$, plus le flux de chaleur latente nécessaire pour condenser les vapeur d'eau, $\dot{Q}_{13} < 0$.

Pour l'analyse de la batterie froide, il est essentiel de connaître la température finale de saturation, θ_h . Cette valeur correspond à la température dans la couche limite d'air à la surface de l'eau condensée. La température de l'eau condensée dépend de la température du fluide de refroidissement. Dans une batterie à détente directe, elle est égale à la température du fluide frigorigène,

$$\theta_h = \theta_0. \quad (5.80)$$

Dans une batterie à eau froide, elle est égale à la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie (Bouteloup, 1996),

$$\theta_h = \frac{\theta_e + \theta_s}{2} \quad (5.81)$$

La **droite de pente de la batterie de refroidissement** se définit d'une manière similaire à la droite de soufflage du local,

$$\gamma \equiv \frac{\Delta h}{\Delta r} = \frac{h_2 - h_1}{r_2 - r_1} \quad (5.82)$$

Le **facteur de chaleur sensible** est défini comme le rapport entre la chaleur sensible et la chaleur totale transférée par la batterie, $(h_3 - h_2)/(h_1 - h_2)$.

5.3.3.3 Modèle dynamique d'une batterie de refroidissement à eau glacée

La batterie de refroidissement est caractérisée par une relation non-linéaire entre le débit d'eau et la puissance émise. Il en est de même pour la constante de temps de la batterie. Cela signifie que le gain du système et la constante de temps varient en fonction de la commande. L'amplitude de la non-linéarité est fonction de l'efficacité de la batterie.

Le bilan de chaleur sensible de la batterie s'écrit :

$$m_{BRF} c_{BRF} \frac{d\theta_{BRF}}{dt} = U_{BRF} S_{BRF} \left(\frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} - \theta_{BRF} \right) + \dot{m}_e c_e (\theta_e - \theta_s) \quad (5.83)$$

avec : $\theta_{BRF} = \frac{\theta_e + \theta_s}{2}$.

$m_{BRF} c_{BRF} = C_{BRF}$: capacité thermique, [kJ/K] ;

U_{BRF} : coefficient de transfert global de chaleur, [W/(m²K)] ;

S_{BRF} : surface de la batterie de refroidissement, [m²] ;

$\dot{m}_e$: débit massique d'eau, [kg/s];

θ_s : température de sortie de l'eau pour la puissance P_{BRF} ;

θ_e : température d'entrée de l'eau pour la puissance P_{BRF} .

Toujours en négligeant la constante de temps de l'air, le bilan thermique sur l'air s'écrit :

$$U_{BRF} S_{BRF} \left(\theta_{BRF} - \frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} \right) = \dot{m}_a c_a (\theta_{as} - \theta_{ae}) \quad (5.84)$$

avec : $\dot{m}_a$: débit massique de l'air, [kg/s].

θ_{as} : température de l'air à l'entrée de la batterie, [°C];

θ_{ae} : température de l'air à la sortie de la batterie, [°C].

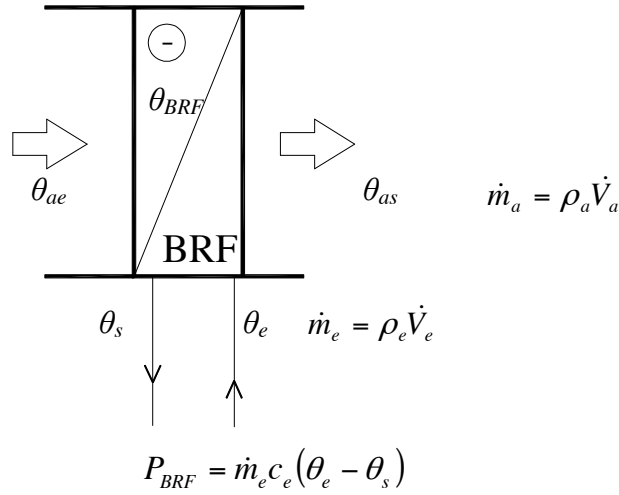


Figure 5.21 Notations pour la batterie de refroidissement à eau glacée

En posant : $\Delta\theta_a = \theta_{ae} - \theta_{as}$:

$$\theta_{BRF} = -\frac{\dot{m}_a c_a}{U_{BRF} S_{BRF}} \Delta\theta_a + \frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} \quad (5.85)$$

Comme précédemment, nous dérivons en considérant $\dot{m}_a$, θ_{ae} et $U_{BRF} S_{BRF}$ constants :

$$\frac{d\theta_{BRF}}{dt} = -\frac{\dot{m}_a c_a}{U_{BRF} S_{BRF}} \frac{d\Delta\theta_a}{dt} - \frac{d\Delta\theta_a}{2dt} \quad (5.86)$$

Il vient :

$$C_{BRF} \left(\frac{1}{U_{BRF} S_{BRF}} + \frac{1}{2\dot{m}_a c_a} \right) \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + \Delta\theta_a = \frac{P_{BRF}}{\dot{m}_a c_a} \quad (5.87)$$

où P_{BRF} est la puissance de la batterie de refroidissement, [W]. Posons :

$$k = \frac{P_{BRF}}{P_{MBRF}} \quad (5.88)$$

avec $P_{MBRF} = \dot{m}_{eM} c_e (\theta_{eM} - \theta_{sM})$ la puissance de la batterie dans les conditions nominales. Il vient alors :

$$C_{BRF} \left(\frac{1}{U_{BRF} S_{BRF}} + \frac{1}{2\dot{m}_a c_a} \right) \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + \Delta\theta_a = k \frac{P_{MBRF}}{\dot{m}_a c_a} \quad (5.89)$$

où P_{MBRF} est la puissance nominale de la batterie de refroidissement, [W]. La commande u de la batterie fait varier le débit d'eau entre zéro et le débit maximal :

$$u_{BRF} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{eM}} \quad (5.90)$$

d'où :

$$k = \frac{P_{BRF}}{P_{MBRF}} = u_{BRF} \frac{\theta_e - \theta_s}{\theta_{eM} - \theta_{sM}} \quad (5.91)$$

avec : θ_{sM} : température de sortie de l'eau pour la puissance P_{MBRF} ;
 θ_{eM} : température d'entrée de l'eau pour la puissance P_{MBRF} .

Maintenant, nous nous intéressons au gain du système en fonction des conditions nominales et de la commande u . Le gain est le rapport entre la sortie et l'entrée du système pour $t \rightarrow \infty$ c'est-à-dire en régime permanent.

Dans ces conditions, nous pouvons écrire :

$$P_{BRF} = \dot{m}_a c_a (\theta_{as} - \theta_{ae}) \quad (5.92)$$

$$P_{MBRF} = \dot{m}_a c_a (\theta_{asM} - \theta_{aeM}) \quad (5.93)$$

$$P_{BRF} = U_{BRF} S_{BRF} \left(\frac{\theta_{ae} + \theta_{as}}{2} - \frac{\theta_e + \theta_s}{2} \right) \quad (5.94)$$

$$P_{MBRF} = U_{BRF} S_{BRF} \left[\frac{(\theta_{aeM} + \theta_{asM})}{2} - \frac{(\theta_{eM} + \theta_{sM})}{2} \right] \quad (5.95)$$

En remplaçant, il vient :

$$k = \frac{\theta_{as} - \theta_{ae}}{\theta_{asM} - \theta_{aeM}} \quad (5.96)$$

et :

$$k = \frac{(\theta_{ae} + \theta_{as}) - (\theta_e + \theta_s)}{(\theta_{aeM} + \theta_{asM}) - (\theta_{eM} + \theta_{sM})} \quad (5.97)$$

Il est possible d'exprimer k en fonction des conditions nominales et de la commande u_{BRF} :

$$k = 2(\theta_{ae} - \theta_e) \frac{u_{BRF}}{Au + B} \quad (5.98)$$

avec :

$$A = (\theta_{aeM} + \theta_{asM}) - (\theta_e + \theta_{sM}) - (\theta_{asM} - \theta_{aeM}) \quad (5.99)$$

$$B = \theta_e - \theta_{sM} \quad (5.100)$$

Ainsi :

$$T_{BRF} \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + \Delta\theta_a = u_{BRF} K_{BRF}(u_{BRF}) \quad (5.101)$$

Le gain statique, $K_{BRF}(u_{BRF})$, est une fonction non-linéaire de la commande :

$$K_{BRF}(u_{BRF}) = \frac{2(\theta_{ae} - \theta_e) P_{MBRF}}{Au_{BRF} + B \dot{m}_a} \quad (5.102)$$

La constante de temps, T_{BRF} :

$$T_{BRF} = C_{BRF} \left(\frac{1}{U_{BRF} S_{BRF}} + \frac{1}{2\dot{m}_a} \right) \quad (5.103)$$

dépend de la vitesse de l'air par $\dot{m}_a$, qui est constante pour notre cas, et de la vitesse de l'eau, v_{eau} par le coefficient global de transfert de chaleur :

$$U_{BRF} = k v_{eau}^m \quad (5.104)$$

où $m = 0,1 \dots 0,2$. Ainsi, la constante de temps de la batterie froide peut s'écrire comme la somme de deux termes :

$$T_{BRF} = T_{BRFa} + \frac{T_{BRFeau}}{q^m} \quad (5.105)$$

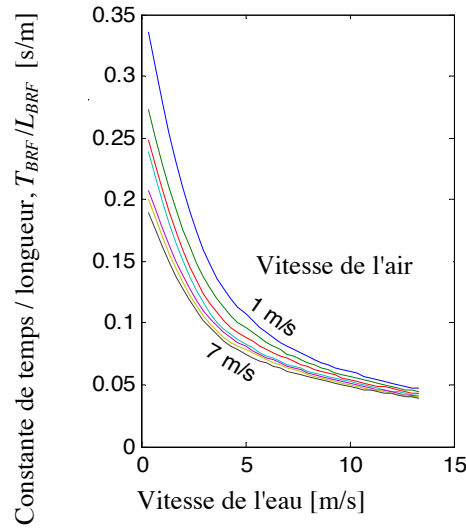


Figure 5.22 Variation de la constante de temps d'une batterie à eau (Pearson et al. 1974)

Pour des petites variations autour d'un point de fonctionnement, les valeurs du gain statique K_{BRF} et de la constante de temps T_{BRF} peuvent être considérées indépendantes de débit :

$$\frac{\Delta \theta_a}{u_{BRF}} = \frac{K_{BRF}(u_{BRF})}{1 + T_{BRF}(u_{BRF})s} \quad (5.106)$$

Ainsi, la fonction de transfert de la batterie à eau s'écrit :

$$H_{BRF}(s) = \frac{K_{BRF}(u_{BRF})}{1 + T_{BRF}(u_{BRF}) \cdot s} \quad (5.107)$$

5.3.4 Humidification

Les procédés courants d'humidification sont l'injection de vapeur et la pulvérisation d'eau.

5.3.4.1 Humidification par injection de vapeur

Le procédé le plus simple d'humidification consiste dans l'injection de la vapeur d'eau dans le courant d'air. La vapeur a l'avantage hygiénique de ne pas contenir des germes pathogènes. L'apport de chaleur sensible dû au changement de la température de la vapeur de 100°C à la température de l'air est négligeable.

Le bilan d'énergie du procédé est (Figure 5.23) :

$$\dot{m}_{as}h_1 + \dot{m}_v h_v = \dot{m}_{as}h_2 \quad (5.108)$$

et le bilan de masse est :

$$\dot{m}_{as}r_1 + \dot{m}_v = \dot{m}_{as}r_2 \quad (5.109)$$

Des équations (5.108) et (5.109) il en résulte le rapport caractéristique du procédé :

$$\gamma = \frac{h_2 - h_1}{r_2 - r_1} = \frac{\Delta h}{\Delta r} = h_v \quad (5.110)$$

Le point final de la transformation de l'air se trouve sur une droite de pente h_v qui passe par le point initial. Cet angle correspond à une petite inclinaison par rapport aux isothermes. En première approximation, la transformation peut être considérée comme isotherme. Dans ce cas, on peut écrire le bilan d'enthalpie du processus d'humidification :

$$\dot{m}_{as}\mathbf{h}_1 - \dot{m}_{as}\mathbf{h}_2 + \dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{0} \quad (5.111)$$

ou

$$\dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} - \dot{m}_{as} \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ r_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ m_v l_v \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (5.112)$$

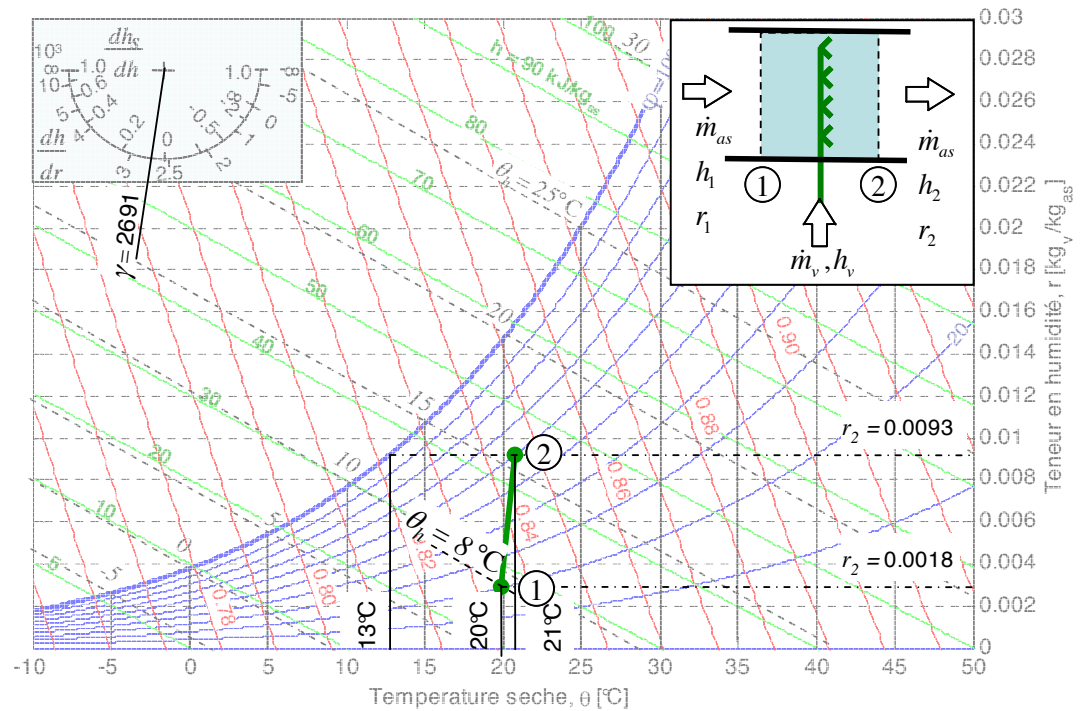


Figure 5.23 Humidification par injection des vapeurs

Exemple

Un débit d'air humide de $2 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$ à une température sèche $\theta_1 = 20^\circ\text{C}$ et température humide $\theta_{h2} = 8^\circ\text{C}$ doit être amené à la température de rosée $\theta_{r2} = 13^\circ\text{C}$ par injection de vapeur à $\theta_v = 110^\circ\text{C}$ (enthalpie de vapeur $h_v = 2691 \text{ kJ/kg}_v$). Trouver la température sèche finale de l'air et le débit de vapeur nécessaire.

Solution

Conformément à l'équation (5.110), le rapport caractéristique de la transformation est $\gamma = h_v = 2691 \text{ kJ/kg}_v$. La transformation est représentée par une droite qui passe par le point (1) et a la pente γ . Le point final de la transformation se trouve à l'intersection de cette droite avec la température de rosée $\theta_r = 13^\circ\text{C}$. La température sèche est $\theta_2 = 21^\circ\text{C}$ (Figure 5.23). Le débit de vapeur est :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{\text{as}}(r_2 - r_1) = 2 \times (0.0093 - 0.0018) = 0.015 \text{ kg}_v/\text{s}.$$

5.3.4.2 Variation du débit d'un humidificateur par injection

La quantité de vapeur produite par l'humidificateur et introduite par injection dans le courant d'air augmente instantanément la teneur en humidité, r . De plus, le procédé d'humidification par vapeur est un procédé quasiment isotherme. Étant donné que l'humidification de l'air est instantanée (la constante de temps étant petite, on la considère nulle), le modèle de l'humidificateur sera caractérisé seulement par le gain statique.

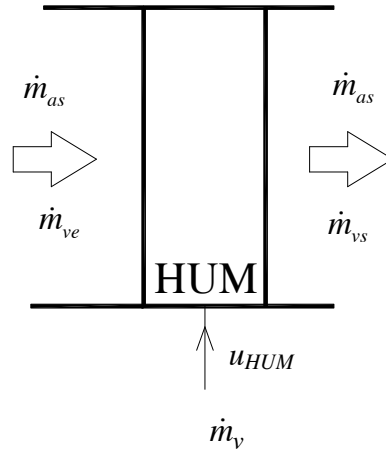


Figure 5.24 Notations pour l'humidificateur

Le bilan massique d'humidité absolue de l'air s'écrit :

$$\dot{m}_{as} r_e + \dot{m}_v = \dot{m}_{as} r_s \quad (5.113)$$

avec : $\dot{m}_{as}$: débit massique de l'air sec ;

$\dot{m}_v$: débit massique de vapeur ;

r_e : contenu d'humidité absolue d'air en amont d'humidificateur ;

r_s : contenu d'humidité absolue d'air en aval d'humidificateur.

Il vient :

$$\Delta r = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{as}} \quad (5.114)$$

avec : $\Delta r = r_s - r_e$.

Si nous exprimons le débit de vapeurs produit, $\dot{m}_v$, en fonction de la commande, nous obtenons :

$$\dot{m}_v = u_{HUM} \cdot \dot{m}_{vM} \quad (5.115)$$

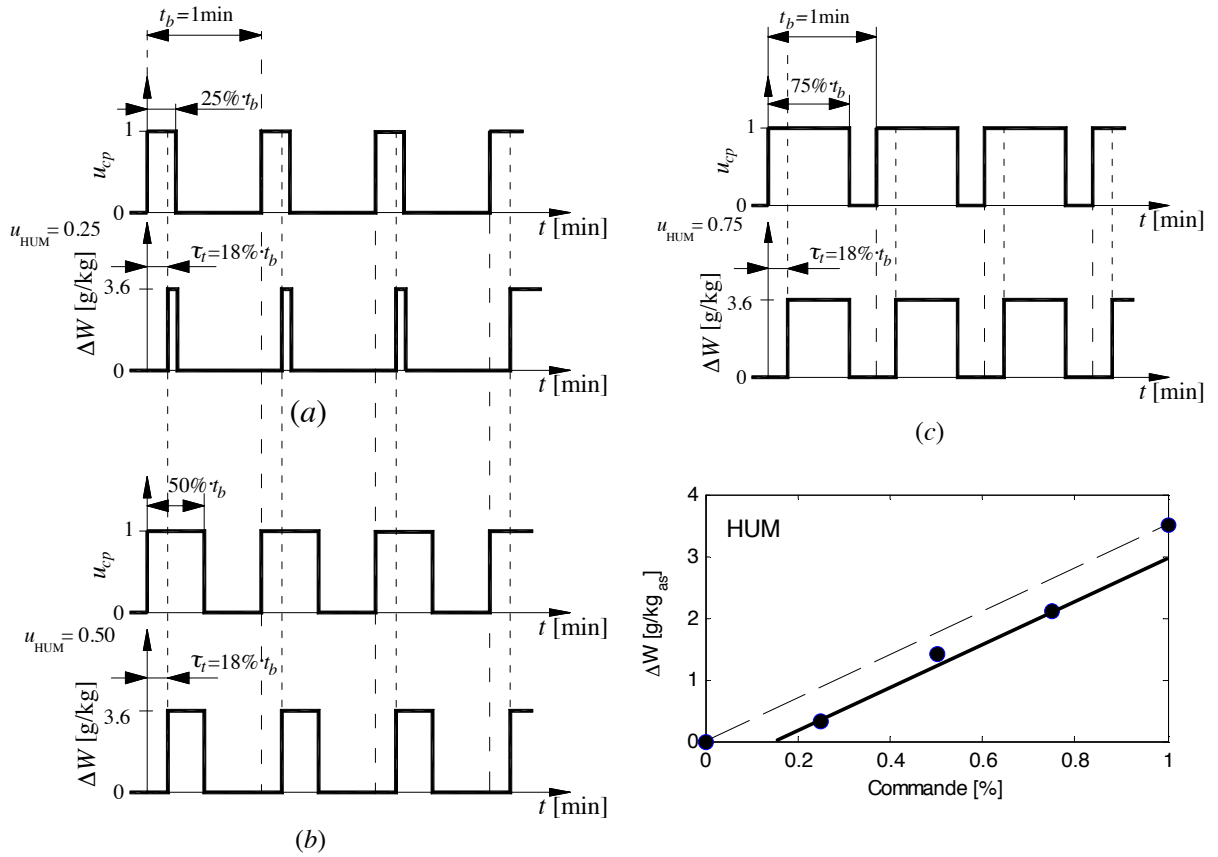


Figure 5.25 La caractéristique de l'humidificateur : a) – c) La réduction du temps d'injection du au temps de transport des vapeurs ; d) la caractéristique.

Le transport des vapeurs du générateur des vapeurs jusqu'à l'injection dans la CTA nécessite un temps de transport, τ_t . La commande de l'humidificateur étant chrono-proportionnelle avec une base de temps t_B , la durée de la commande dans chaque intervalle de temps t_B est $u \cdot t_B$. Le temps de transport des vapeurs réduit le temps d'injection des vapeurs dans la CTA ; bien que pour chaque intervalle de temps t_B la commande dure $u \cdot t_B$, les vapeurs sont injectées durant le temps $u \cdot t_B - \tau_t$. La réduction du temps d'injection équivaut à la baisse de la commande de u à $u - \tau_t / t_B$. Le débit des vapeurs injectées est :

$$\dot{m}_v = \left(u_{HUM} - \frac{\tau_t}{t_B} \right) \cdot \dot{m}_{vM} \quad (5.116)$$

avec : $\dot{m}_{vM}$: débit nominale massique de vapeur.

Pour illustrer l'influence du temps de transport des vapeurs sur la modification de la commande, considérons que la base de temps est $t_B = 1$ min et que le temps de transport est 18% de la base de temps, $\tau_t = 0.18$ min. Si la commande est de 25%, $u = 0.25$, la durée pour laquelle la commande est 1 durant le temps t_b est de 0.25 min. Dû au transport, le temps d'injection est réduit à 0.25 min – 0.18 min = 0.07 min. Similairement, si la commande est 50%, le temps d'injection est de 0.32 min et si la commande est 75%, le temps d'injection est

de 0.55 min pour chaque période de 1 min. En synthétisant, le modèle de l'humidificateur est donné par la relation linéaire sur des portions :

$$\Delta W = \begin{cases} \max \left[0; \left(u_{HUM} - \frac{\tau_t}{\tau_b} \right) \frac{\dot{m}_{vM}}{\dot{m}_{as}} \right], & \text{quand } u < 1 \\ \frac{\dot{m}_{vM}}{\dot{m}_{as}}, & \text{quand } u = 1 \end{cases} \quad (5.117)$$

où $u_{HUM} \in [0 \ 1]$ est la commande de l'humidificateur.

La caractéristique de l'humidificateur peut être facilement linéarisée en ajoutant à la commande la valeur qui correspond à la réduction introduite par le temps de transport :

$$u_{HUM} = u_{HUM,l} + \frac{\tau_t}{\tau_b} \quad (5.118)$$

En utilisant la commande, le modèle de l'humidificateur est linéaire :

$$H_{HUM} = \frac{\Delta W}{u_{HUM,l}} = K_{HUM} \quad (5.119)$$

avec $K_{HUM} = \frac{\dot{m}_{vM}}{\dot{m}_{as}} .$

5.3.4.3 Humidification par pulvérisation d'eau

Dans ce procédé, l'eau est pulvérisée en fines gouttelettes qui se vaporisent en prélevant de la chaleur à l'air ; l'air est humidifié et refroidi.

Les bilans d'énergie et de masse ont une forme similaire aux équations (5.109) et (5.110),

$$\dot{m}_{as} h_1 + \dot{m}_e h_e = \dot{m}_{as} h_2 \quad (5.120)$$

$$\dot{m}_{as} r_1 + \dot{m}_e = \dot{m}_{as} r_2 \quad (5.121)$$

où $\dot{m}_e$ et h_e sont le débit d'eau et l'enthalpie d'eau, respectivement.

Le rapport caractéristique est :

$$\gamma = \frac{h_2 - h_1}{r_2 - r_1} = \frac{\Delta h}{\Delta r} = h_e \quad (5.122)$$

L'enthalpie de l'eau est $h_e = c_e \theta_e$; $c_e = 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Pratiquement, $\theta_e \in (10^\circ\text{C} \text{ } 20^\circ\text{C})$, donc le rapport caractéristique est proche de zéro, $\gamma \in (4.18 \text{ } 8.36)$, et les lignes d'évolutions suivent les isenthalpes. Si l'eau pulvérisée est recyclée, sa température s'approche de la température humide de l'air. Dans ce cas, le processus suit les lignes d'égale température humide.

On considère qu'à la surface de l'eau, il y a une lame mince d'air saturé à la température de l'eau ; cette lame est nommée **couche limite**. Dans le processus d'humidification, l'eau s'évapore et sature la couche limite puis celle-ci se mélange à l'air humide. Pour que le transfert dans ce sens soit possible, la pression partielle de vapeur dans l'air humide doit être inférieure à la pression de vapeur saturante de l'eau,

$$p_v(\theta, r) < p_{vs}(\theta_e). \quad (5.123)$$

La couche limite étant de l'air saturé, on peut la représenter sur le diagramme de l'air humide par un point situé sur la courbe de saturation à la température de l'eau, θ_e . Dans le cas d'un échange complet, tout le débit d'air humide est en contact avec la couche limite et l'air à la sortie est saturé. Comme en réalité une partie de l'air passe entre les couches limite, on peut modéliser le processus d'humidification en considérant que l'air à la sortie est le résultat du mélange d'un débit d'air non humidifié qui contourne l'humidificateur, $(1 - \varepsilon)\dot{m}_{as}$, et d'un débit d'air saturé qui traverse un humidificateur parfait, $\varepsilon\dot{m}_{as}$. L'**efficacité de l'humidificateur** est définie comme le rapport du débit d'air saturé et du débit total d'air,

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{ash}}{\dot{m}_{as}} \quad (5.124)$$

Le rapport $\dot{m}_{ash}/\dot{m}_{as}$ correspond sur le diagramme d'air humide au rapport des segments $[1 \text{ } 2]/[1 \text{ } h]$. En projetant ces segments sur les axes r et θ , on obtient :

$$\varepsilon = \frac{r_2 - r_1}{r_h - r_1} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_h - \theta_1} \quad (5.125)$$

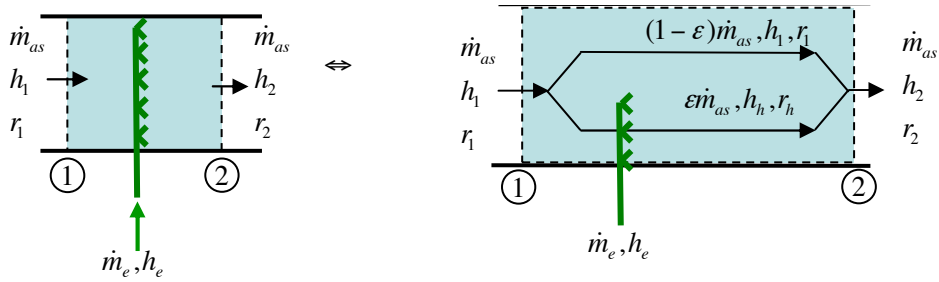
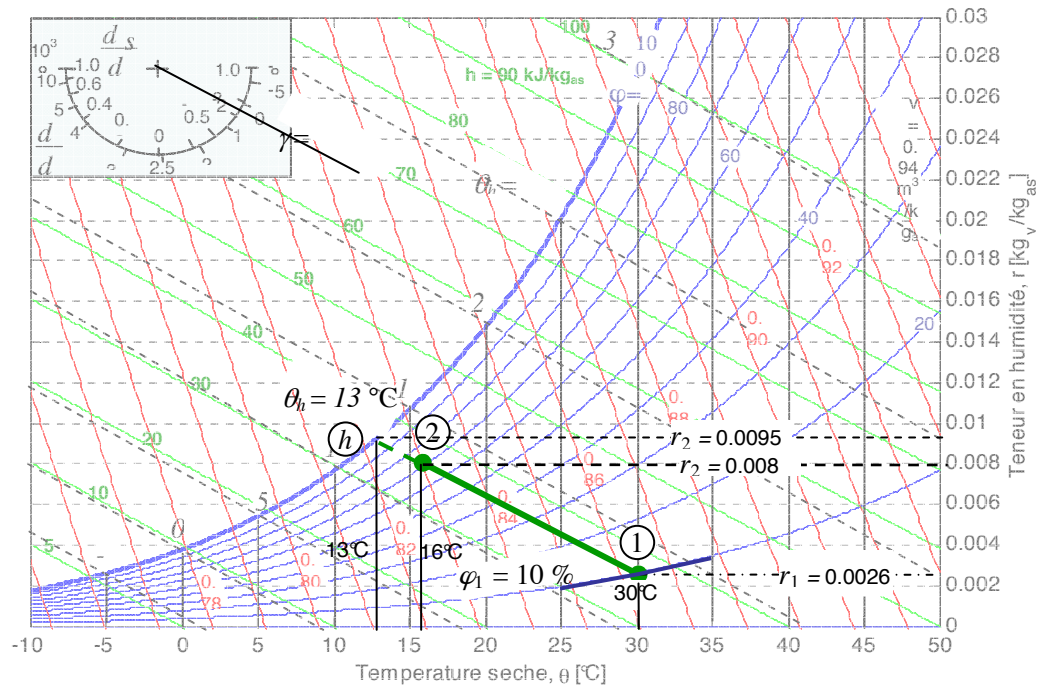


Figure 5.26 Humidification par pulvérisation d'eau

Le bilan d'enthalpie peut être écrit comme :

$$\dot{m}_{as} \mathbf{h}_1 - \dot{m}_{as} \mathbf{h}_2 + \dot{m}_e \mathbf{h}_e = 0 \quad (5.126)$$

En tenant compte que $\dot{m}_{as} \mathbf{h}_2 = (1 - \epsilon) \dot{m}_{as} \mathbf{h}_1 + \epsilon \dot{m}_{as} \mathbf{h}_h$, alors

$$\dot{m}_{as} (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_2) = \dot{m}_{as} \epsilon (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_h) \quad (5.127)$$

En introduisant l'équation (5.127) dans l'équation de bilan (5.126), on obtient

$$\dot{m}_{as} \epsilon (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_h) + \dot{m}_e \mathbf{h}_e = 0 \quad (5.128)$$

$$\dot{m}_{as} \epsilon \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \theta_h \\ r_h \end{bmatrix} \right) + \dot{m}_e \mathbf{h}_e = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

où $\dot{m}_e = \dot{m}_{as}(r_2 - r_1)$, et l'enthalpie de l'eau est $h_e = c_e \theta_e \cong 0$ et $h_e = \frac{h_2 - h_1}{r_2 - r_1} \cong 0$. En introduisant $\dot{m}_{as} \varepsilon (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_h) + \dot{m}_e \mathbf{h}_e = \mathbf{0}$ dans l'équation (5.128), le bilan d'enthalpie devient :

$$\dot{m}_{as} (1 - \varepsilon) (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_h) = \mathbf{0}$$

$$\dot{m}_{as} (1 - \varepsilon) \begin{bmatrix} c_{as} & 0 \\ 0 & l_v \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} \theta_1 \\ r_1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \theta_h \\ r_h \end{bmatrix} \right) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.129)$$

Exemple

Un débit d'air $\dot{m}_{as1} = 8.5 \text{ kg}_{as}/\text{s}$ à $\theta_1 = 30^\circ\text{C}$ et $\varphi_1 = 10\%$ est humidifié par pulvérisation d'eau à une teneur en humidité $r_2 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$. Trouver les caractéristiques de l'air à la sortie, l'efficacité de l'humidificateur et le débit d'eau nécessaire.

Solution

Le point de sortie se trouve à l'intersection entre la teneur en humidité $r_2 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$ et la ligne d'égale enthalpie qui passe par le point (1). Les caractéristiques des points d'entrée (1), sortie (2) et fin de processus idéal (h) sont montrées sur la Figure 5.26. L'efficacité de l'humidificateur est :

$$\varepsilon = \frac{r_2 - r_1}{r_h - r_1} = \frac{0.008 - 0.0026}{0.0095 - 0.0026} = 0.78.$$

Le débit d'eau nécessaire est :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{as} (r_2 - r_1) = 8.5 \times (0.008 - 0.0026) = 0.0459 \text{ kg}_e/\text{s}.$$

5.3.5 Modèles des systèmes actionneur - équipement - capteur (SAEC)

Le bilan thermique des capteurs de température, en considérant que leur température est homogène, s'écrit :

$$m_c c_c \frac{d\theta_c}{dt} = U_c S_c (\theta_a - \theta_c) \quad (5.130)$$

avec : m_c : masse du capteur, [kg];

c_c : chaleur spécifique, [kJ/kg · K];

θ_c : température du capteur, [°C];

θ_a : température de l'air, [°C];

U_c : coefficient de transfert de chaleur global, [W/(m²K)];

S_c : surface du capteur, [m²].

ou encore :

$$C_c \frac{d\theta_c}{dt} = \frac{1}{R_c} (\theta_a - \theta_c) \quad (5.131)$$

avec : C_c : capacité thermique du capteur, $C_c = m_c c_c$,

R_c : résistance thermique superficielle du capteur; $R_c = \frac{1}{U_c S_c}$.

Le membre de gauche de l'équation représente la variation de l'énergie interne du capteur et le membre de droite le flux de chaleur échangé entre l'ambiance et le capteur.

Vu la protection contre le rayonnement thermique du capteur, à savoir un cylindre de métal ajouré et réfléchissant nous pouvons considérer que l'échange entre le capteur et l'ambiance s'effectue essentiellement par convection.

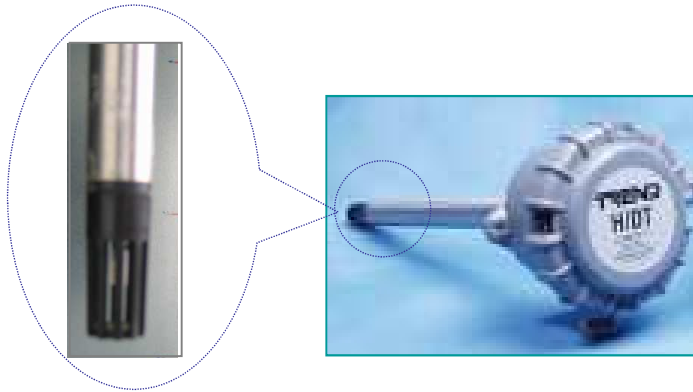


Figure 5.27 Vue de la protection du capteur contre le rayonnement

En considérant les conditions initiales nulles, c. à d. que au moment initial $t_0 = 0$ les températures θ_a et θ_c sont nulles et stationnaires, la fonction de transfert qui correspond à l'équation différentielle est :

$$H(s) = \frac{\theta_c}{\theta_a} = \frac{K_c}{1 + T_c \cdot s} \quad (5.132)$$

avec : K_c : gain statique du capteur, $K_c = 1$;

T_c : constante de temps, $T_c = R_c C_c$.

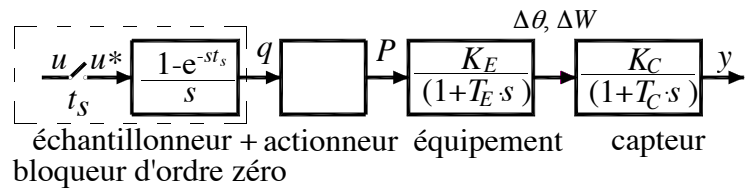


Figure 5.28 Schéma bloc du système échantillonneur – bloqueur – actionneur – équipement –capteur

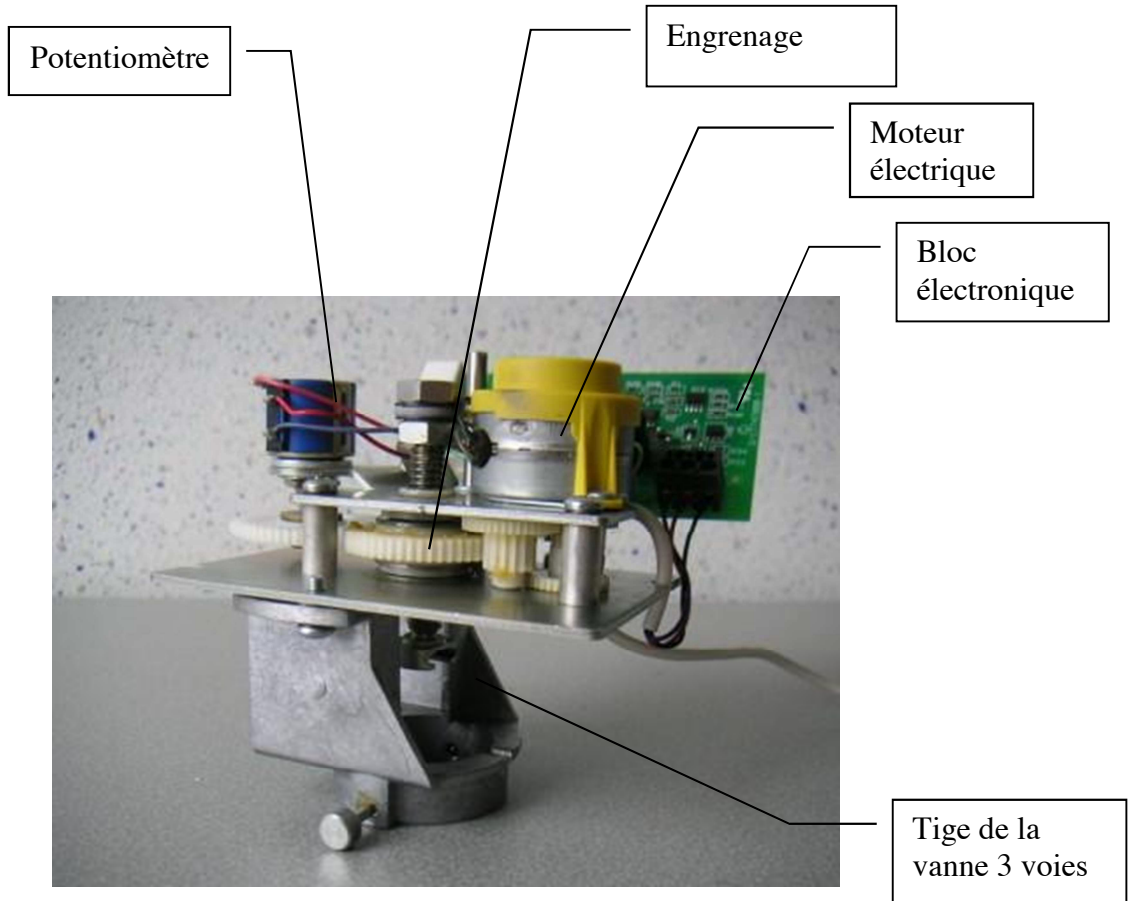


Figure 5.29 Positionneur de la vanne trois voies

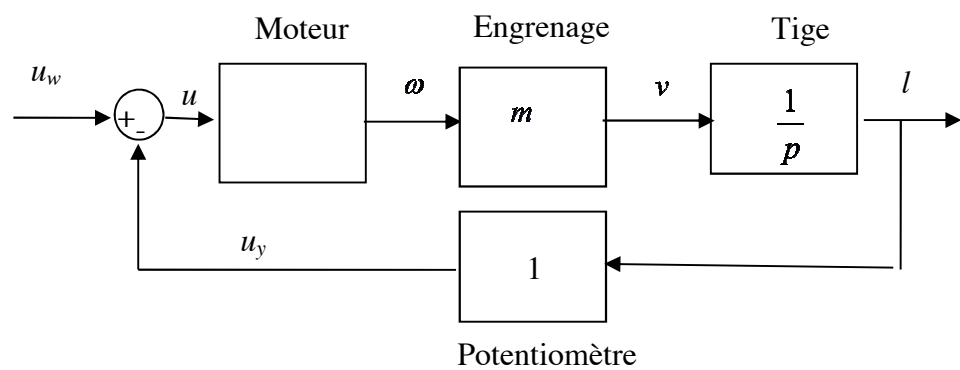


Figure 5.30 Schéma bloc du positionneur de la vanne trois voies

L'actionneur de la batterie électrique est un variateur de tension avec des thyristors. Son temps de réponse, comparable à la fréquence de 50Hz, est totalement négligeable en comparaison avec le temps de réponse de la batterie électrique.

L'actionneur de la vanne trois voies est de type proportionnel avec une course de 12.7mm et un temps mesuré d'ouverture de 45s. Le schéma bloc montre que le moteur a une vitesse de rotation ω variable en fonction de la tension d'alimentation à la commande u :

$$\omega = \omega_M \cdot u \quad (5.133)$$

où ω_M est la vitesse maximale de rotation.

La vitesse de rotation est démultipliée K fois et intégrée par l'engrenage. Le déplacement l de la tige de la vanne s'écrit :

$$l = \int_0^t K \omega \cdot dt \quad (5.134)$$

Le potentiomètre transforme la position en une tension u_y qui est comparée avec la tension de commande u_w . Dans ces conditions, la fonction de transfert de l'actionneur s'écrit :

$$\frac{l}{u_w} = \frac{1}{1 + \frac{1}{m\omega_M} s} \quad (5.135)$$

Le temps de réponse du positionneur étant de 45s, on en déduit que la constante de temps est d'environ 15s. Cette constante de temps est négligeable par rapport à la constante de temps de la batterie froide.

5.4 Bibliographie

ASHRAE Standard 55 (1992). Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, Atlanta, GA

Berglung, L.B. (2001). Thermal Comfort. ASHRAE Handbook Fundamentals. ISBN: 1883413885. ASHRAE, Atlanta, GA

Bailly A., M. Clerc-Renaud, E. Rutman, C. Ternant (1999a). Traitement de l'air et climatisation. Généralités. Traité Génie Energétique. Technique de l'ingénieur. BE 9 270

Bailly A., M. Clerc-Renaud, E. Rutman, C. Ternant (1999b). Traitement de l'air et climatisation. Les composants et leurs fonctions. Traité Génie Energétique. Technique de l'ingénieur. BE 9 271

Boutloup, J., M. Le Guay, J. Ligen (1996). Traitement de l'air. Chaud-Froid-Plomberie, ISBN 2-86 243 039-0

- Candas, V. Confort thermique. Traité Génie Energétique. Technique de l'ingénieur. BE 9 085
- de Dear, R., K. Leow, and A. Ameen. (1991). Thermal comfort in the humid tropics — Part I. ASHRAE Transactions 97(1):874-79.
- Fanger, P.O. (1973). The variability of man's preferred ambient temperature from day to day. Archives des Sciences Physiologiques 27(4):A403.
- ISO 7243 (1982). Ambiances chaudes - Estimation de la contrainte thermique de l'homme au travail, basée sur l'indice WBGT (température humide et de globe noir). Organisation internationale de normalisation. Genève, Suisse
- Liébard, A., A. De Herde (2006). Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatiques : Concevoir, édifier et aménager avec le développement durable. Editions du Moniteur ISBN: 978-2281192902
- Mc Quiston, F.C., J.D Parker, J.D. Spitler (2005). Heating, Ventilating and Air Conditioning. Analysis and Design. John Wiley and Sons.
- Van Hemelryck, et al. (2004). Conception et rénovation énergétique des bâtiments tertiaires. CD ROM Energie+ (version 5). Architecture et Climat. Université Catholique de Louvain.
- Tetens, O. (1930) Uber einige meteorologische Begriffe. Zeitschrift fur Geophysik, Vol. 6 pp. 297-309 (cité par <http://www.conservaionphysics.org/atmcalc/atmoclc2.pdf>)

6 Exercices

6.1 Propriétés de l'air humide

1. Considérons l'air sec à la température de 20 °C et la pression de 1.013 bar (1 bar = 10^5 Pa). Quelle est sa masse volumique ?
2. Quelle est l'enthalpie de 0.5 kg d'air sec à la température de 50 °C ?
3. La quantité d'humidité contenue dans 5 m³ d'air humide à la température de 20 °C est de 1 g.
 - a) Calculez la pression partielle de vapeur.
 - b) Pour quelle quantité d'humidité ce mélange serait-il saturé ?
4. Calculer la teneur en humidité d'un volume d'air humide dont la température est de 15 °C, le degré hygrométrique de 60 % et la pression de 101.3 kPa.
5. Quelle est la masse volumique de l'air humide dont la température est de 30 °C, le degré hygrométrique de 50 % et la pression de 101.3 kPa ?
6. Quel est le volume spécifique de l'air humide dont la température est de 30 °C, le degré hygrométrique de 50 % et la pression de 101.3 kPa ?
7. Quelle est l'enthalpie spécifique de l'air humide dont la température est de 30 °C, l'humidité relative de 50 % et la pression de 101.3 kPa ?
8. Soit un débit volumique d'air humide dont la température est 20 °C, l'humidité relative de 60 % et la pression 101.5 kPa.
 - a) Calculer :
 - les pressions partielles d'air sec et de vapeur d'eau
 - la teneur en humidité
 - la masse volumique et le volume massique
 - le volume spécifique
 - l'enthalpie spécifique.
 - b) Calculer le débit massique de l'air humide et de l'air sec sachant que le débit volumique est de 5 m³/s.
 - c) Calculer la quantité de vapeur d'eau nécessaire à injecter par heure pour saturer le débit d'air à température constante.

6.2 Charges en hiver (tout air recycle et mélange)

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

Les données du problème sont les suivantes :

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

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

Caractéristiques du local

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

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

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

- éclairage : $p_e = 10\text{ W/m}^2$

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

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

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

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

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

6.3 Mélange

1) Un débit d'air extérieur $\dot{m}_E = 2.5\text{ kg}_{as}/\text{s}$ à $\theta_E = 0\text{ °C}$ et $\varphi_E = 100\%$ est mélangé au débit d'air recyclé $\dot{m}_R = 2.5\text{ kg}_{as}/\text{s}$ à $\theta_R = 20\text{ °C}$ et $\varphi_R = 40\%$. Donnez toutes les propriétés de l'air extérieur, recyclé et du mélange. Est-ce qu'il y a de condensation ? Si oui, quel est le débit d'eau condensée ?

2) Le même problème dans le cas où l'air recyclé a l'humidité égale à 90%.

6.4 Climatisation d'hiver (air neuf et mélange)

Un système de climatisation d'hiver n'utilisant que de l'air extérieur est constitué :

- a) d'une batterie de chauffage
- b) d'une batterie d'humidification par injection de vapeur.

Les conditions de l'air extérieur (état E) sont $\theta_E = -1^\circ\text{C}$; $\varphi_E = 100\%$.

Les conditions de l'air intérieur (état I) sont $\theta_I = 18^\circ\text{C}$; $\theta_{hi} = 12^\circ\text{C}$.

Sachant que la température de soufflage est $\theta_s = 30^\circ\text{C}$, que la chaleur sensible et la chaleur latente du local sont respectivement $\dot{Q}_s = -59.2\text{ kW}$ et $\dot{Q}_l = -14.8\text{ kW}$, déterminer :

1^{er} cas : tout air neuf avec humidification par injection de vapeurs

- 1) le schéma de principe de l'installation ;
- 2) le point de soufflage S ;
- 3) le point à la sortie de la batterie de chauffage ;
- 4) la puissance de la batterie de chauffage ;
- 5) le débit de vapeur d'eau injecté dans la batterie d'humidification ;
- 6) la puissance totale consommée pour chauffer l'air et obtenir les vapeurs.

Cette première partie peut être aussi traitée en tout air recyclé

2^{ème} cas : avec recyclage

Une partie de l'air intérieur est maintenant recyclée, le débit massique d'air sec extérieur, $\dot{m}_{asE}$, est égal à celui qui est recyclé, $\dot{m}_{asR}$. Dans les mêmes conditions que la première partie, et en particulier en conservant le même point de soufflage, déterminer:

- 1) le schéma de principe ;
- 2) la température de mélange air neuf / air recyclé ;
- 3) la puissance de la batterie de chauffage ;
- 4) le débit de vapeur ;
- 5) la puissance totale consommée pour chauffer l'air et obtenir les vapeurs.

3^{ème} cas : tout air neuf avec humidification par pulvérisation d'eau

Le système de climatisation d'hiver est maintenant constitué d'une batterie de préchauffage, d'un laveur d'air (humidification par la pulvérisation d'eau) d'efficacité $\varepsilon = 90\%$ et d'une batterie de réchauffage.

Sachant que la température de soufflage est $\theta_s = 30^\circ\text{C}$ et que la chaleur sensible, la chaleur latente, ainsi que les conditions intérieures et extérieures sont inchangées, déterminer :

- 1) l'état de l'air dans les différents points caractéristiques de l'étude ;
- 2) la puissance de la batterie de préchauffage ;
- 3) la puissance de la batterie de réchauffage ;
- 4) le débit de vapeur d'eau vaporisée dans le laveur.

6.5 Caisson de melange

Un local est climatisé par un débit d'air $\dot{m}_{as} = 1.5 \text{ kg}_{as}/\text{s}$ provenant d'un caisson de mélange alimenté par deux gaines, l'une transportant de l'air chaud et l'autre de l'air froid (v. Figure 1.5).

Pour des conditions d'hiver, la température sèche de l'air intérieur est $\theta_i = 20^\circ\text{C}$, la chaleur sensible du local est $\dot{Q}_s = -7.875 \text{ kW}$ et la chaleur latente est $\dot{Q}_l = 3.375 \text{ kW}$.

Sachant que le débit massique de l'air chaud ($r_c = 0.0075 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$) est 4 fois celui de l'air froid ($\theta_f = 0.5^\circ\text{C}$; $r_f = 0.003 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$), déterminer :

- les caractéristiques de l'air soufflé ;
- la température sèche de l'air chaud ;
- le degré hygrométrique de la pièce.

6.6 Climatisation d'hiver – température interne

On se propose d'étudier la climatisation d'hiver d'un local. La centrale de traitement d'air est constituée d'un caisson de mélange, d'une batterie de chauffage et d'un système d'humidification par vapeur d'eau. La chaleur sensible du local (ou gains sensibles) est $\dot{Q}_s = -5 \text{ kW}$ et la chaleur latente (ou gains latents) $\dot{Q}_l = -1 \text{ kW}$. On connaît les conditions des points de soufflage (température sèche $\theta_s = 45^\circ\text{C}$ et température humide $\theta_{hs} = 22.5^\circ\text{C}$) et de l'air extérieur (température sèche $\theta_e = -10^\circ\text{C}$ et degré hygrométrique $\varphi_e = 100\%$). La puissance de la batterie de chauffage est $\dot{Q}_{BC} = 8.5 \text{ kW}$ et l'on sait que le débit massique d'air sec recyclé, $\dot{m}_{asR}$ est égal au débit massique d'air sec neuf, $\dot{m}_{asE}$.

1) Quelles sont les conditions du point intérieur (température sèche et degré hygrométrique) ?

2) Quel débit de vapeur doit être prévu pour l'installation ?

6.7 Refroidissement et déshumidification

Un système de climatisation d'été, comprenant une batterie humide, traite l'air d'un local afin d'y maintenir les conditions intérieures $\theta_I = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_I = 50\%$. Les conditions climatiques extérieures sont $\theta_E = 32^\circ\text{C}$, $\varphi_E = 50\%$. Les chaleurs sensibles et latentes du local sont respectivement $\dot{Q}_s = 45\text{ kW}$ et $\dot{Q}_l = 15\text{ kW}$.

1^{er} cas : tout air neuf

- 1) la batterie a un facteur de by-pass nul, $b = 0$. Calculer le débit massique d'air sec, $\dot{m}_{as}$, et la puissance frigorifique de la batterie, $\dot{Q}_F$.
- 2) le débit massique d'air sec est donné, $\dot{m}_{as} = 3.5\text{ kg}_{as}/\text{s}$, calculer le facteur de by-pass, b , et la puissance frigorifique de la batterie, $\dot{Q}_F$.
- 3) la batterie a un facteur de by-pass donné, $b = 0.16$, calculer $\dot{m}_{as}$ et $\dot{Q}_F$.

2^{ème} cas : recyclage

Une partie de l'air intérieur est maintenant recyclé. Le débit volumique d'air neuf est $\dot{V}_E = 3000\text{ m}^3/\text{h}$. Traiter les trois situations du premier cas.

6.8 Chauffage et humidification de deux zones

Un système de chauffage et d'humidification par laveur permet de climatiser simultanément deux locaux dans des conditions intérieures différentes :

Local 1 : température intérieure sèche $\theta_{I1} = 22^\circ\text{C}$, humidité spécifique $r_{I1} = 0.004\text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$

gains sensibles $\dot{Q}_{s1} = -7\text{ kW}$, gains latentes $\dot{Q}_{l1} = -3.625\text{ kW}$

température de soufflage $\theta_{s1} = 33^\circ\text{C}$.

Local 2 : température intérieure sèche $\theta_{I2} = 18^\circ\text{C}$, humidité spécifique $r_{I2} = 0.005\text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$

gains sensibles $\dot{Q}_{s2} = -3.2\text{ kW}$, gains latentes $\dot{Q}_{l2} = -0.875\text{ kW}$.

L'air extrait des deux locaux est en partie recyclé et mélangé à un débit d'air neuf, $\dot{m}_{asE}$. Le rapport entre le débit d'air neuf, $\dot{m}_{asE}$, et le débit total, $\dot{m}_{as}$, est de 1/3. Le mélange air recyclé – air neuf passe dans une batterie de préchauffage puis dans un laveur (efficacité 80%) et est ensuite réchauffé par des chauffages terminaux propre à chacun des locaux. Les caractéristiques de l'air extérieur sont $\theta_E = -4^\circ\text{C}$; $\varphi_E = 100\%$.

- 1) Représenter le schéma de principe de l'installation.
- 2) Déterminer les conditions de soufflage dans chacun des locaux, les différents débits mis en jeu, ainsi que les caractéristiques de l'air à la sortie des différents systèmes.
- 3) Calculer les puissances de préchauffage et de chauffage ainsi que le débit d'eau de l'humidificateur.