

Analyse psychrométrique des systèmes de climatisation

Par Christian Ghiaus, INSA Lyon, CETHIL UMR 5008 – Villeurbanne (69)

L'auteur propose ici un algorithme qui présente l'avantage de traiter des problèmes complexes présents dans une multitude de centrales de traitement d'air, de zones thermiques ou d'appareils terminaux.

Résumé

Les transformations de l'air sont représentées graphiquement sur le diagramme psychrométrique qui est fortement non linéaire. Les chaleurs, sensible et latente, peuvent être découplées, ce qui permet de représenter les transformations par une variation linéaire, avec une erreur de moins de 3%. La courbe de saturation peut aussi être linéarisée autour d'un point. Si le débit massique d'air sec et si les flux de chaleur sensible et latente injectés dans les éléments des systèmes de climatisation sont connus (c'est-à-dire si on traite un problème d'analyse), alors, en régime stationnaire, les modèles couplés des transformations de l'air humide deviennent un système d'équations linéaires. Cette méthode est une alternative informatique aux solutions graphiques, basées sur le diagramme de l'air humide, qui offre l'avantage d'être applicable aux bâtiments avec un grand nombre de zones thermiques.

Mots clés : traitement de l'air humide ; récupération d'énergie

Abstract

Air handling processes are represented graphically on the psychrometric diagram, which is markedly non-linear. The sensible and latent heat may be decoupled, which enables representation of air handling processes using linear variations. The saturation curve may be also linearized in a single point (if conducted), then in steady-state, the coupled models of humid air transformations become a linear equation system. This method is a computational alternative to graphical solutions based on the moist air diagram and offers an advantage: it makes it possible to deal with a very large number of thermal zones in buildings.

Keywords: Handling of humid air ; Energy recovery

Introduction

La conception et le dimensionnement des systèmes de traitement de l'air requièrent la connaissance des caractéristiques de l'air (couple température/humidité en particulier) en divers endroits du système ainsi que celle des transformations qui relient ces différents états et que l'air humide va subir. Depuis plus d'un siècle, les concepteurs utilisent principalement le diagramme psychrométrique de l'air humide, introduit par W. H. Carrier en 1904 [1]. Actuellement, ce diagramme est remplacé par des logiciels [1, 2]. Ces outils informatiques sont des équivalents plus précis (99% ou plus) des diagrammes imprimés mais ne changent pas les procédures de calcul qui sont généralement empiriques et itératives.

Cet article décrit la linéarisation de l'expression des différentes transformations de l'air humide et son application aux trois cas classiques de traitement de l'air : mélange adiabatique avec condensation, refroidissement avec déshumidification et récupération d'énergie dans un système double-flux. La méthode de calcul passe par la linéarisation de la courbe de saturation et le découplage des chaleurs sensible et latente. Par rapport aux méthodes empiriques basées sur le diagramme de l'air humide, l'algorithme proposé dans cet article présente l'avantage de traiter des problèmes complexes présents dans une multitude de centrales de traitement d'air, de zones thermiques ou d'appareils terminaux.

Linéarisation des modèles

Linéarisation de la courbe de saturation

L'humidité absolue est le rapport entre la masse de vapeur d'eau, m_e , à la masse d'air sec, m_{as} :

$$r = \frac{m_e}{m_{as}} = \frac{M_e n_e}{M_{as} n_{as}} \quad (1)$$

La loi des gaz parfaits permet d'exprimer l'humidité absolue en fonction de la température sur la courbe de saturation :

$$r_s = f(\theta_s) = \frac{M_e}{M_{as}} \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} = 0,621\,547 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad (2)$$

Où la pression de saturation de la vapeur d'eau est donnée par une formule empirique telle que [3] :

$$p_{vs} = 610,78 \exp\left(\frac{17,2694 \theta_s}{\theta_s + 237,3}\right) \quad (3)$$

Si on considère que la pression de vapeur saturante est donnée par l'équation (3), l'équation (2) peut être linéarisée à partir d'une valeur donnée de r_s^0 à la température du thermomètre sec, θ_s^0 :

$$r_s = r_s^0 + f'_{\theta_s^0}(\theta_s - \theta_s^0) \quad (4)$$

où $f'_{\theta_s^0} \equiv f'(\theta_s^0)$ est la valeur de la dérivée de la fonction $f(\theta_s^0)$, donnée par l'équation (2), obtenue quand la pression de vapeur saturante, p_{vs} , est calculée pour la température θ_s^0 . La dérivée de la fonction $f(\theta_s^0)$ est :

$$f'_{\theta_s^0} \equiv \frac{df(\theta)}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_s^0} = \frac{d}{d\theta} \left(\frac{M_e}{M_{as}} \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \right) \quad (5)$$

$$= \frac{M_e}{M_{as}} p \frac{2,51354 \cdot 10^6 \exp\left(\frac{17,2694 \theta_s}{\theta_s + 237,3}\right)}{(\theta_s^0 + 237,3)^2 (p - 610,78 \exp\left(\frac{17,2694 \theta_s}{\theta_s + 237,3}\right))^2}$$

Découplage des chaleurs sensibles

Pour de l'air humide, les échanges de chaleur peuvent être décomposés en chaleur sensible, affectée à la modification de la température, et en chaleur latente, affectée au changement d'état de l'eau contenue dans l'air humide. Quand les chaleurs sensible et latente sont transférées à l'air humide, son état, caractérisé par la température du thermomètre sec, θ , et l'humidité absolue, r , change. Dans la transformation de l'état 1 à l'état 2, le flux d'enthalpie sensible échangé est :

$$\Delta \dot{H}_s = \dot{m}_{as} \Delta h_s = \dot{m}_{as} [c_{as}(\theta_2 - \theta_1) + c_v(r_2\theta_2 - r_1\theta_1)] \quad (6)$$

où $\dot{m}_{as} c_{as}(\theta_2 - \theta_1)$ correspond à l'air sec et $\dot{m}_{as} c_v(r_2\theta_2 - r_1\theta_1)$ à la vapeur d'eau. Le flux d'enthalpie latente échangé est :

$$\Delta \dot{H}_l = \dot{m}_{as} \Delta h_l = \dot{m}_{as} l(r_2 - r_1) \quad (7)$$

Dans les systèmes de climatisation, l'enthalpie sensible de la vapeur d'eau est négligeable vis-à-vis de l'enthalpie sensible de l'air sec :

$$c_{as}\theta \gg c_v r \theta \quad (8)$$

Ainsi l'équation (6) devient :

$$\Delta \dot{H}_s = \dot{m}_{as} \Delta h_s = \dot{m}_{as} c_{as}(\theta_2 - \theta_1) \quad (9)$$

L'erreur introduite dans l'évaluation de la variation de l'enthalpie en négligeant la chaleur sensible de la vapeur d'eau est inférieure à 2,5% en valeur relative [4]. Cette approximation, couramment faite dans la modélisation des systèmes de climatisation, permet de découpler la chaleur sensible de la chaleur latente (que la chaleur sensible ne dépend que de la température et la chaleur latente que de l'humidité absolue). L'enthalpie massique de l'air est alors

$$\begin{cases} h_s = c_{as}\theta \\ h_l = lr \end{cases} \quad (10)$$

Un exemple de transformation est le processus régissant un espace climatisé avec un apport de chaleur décomposé en chaleur sensible $\dot{Q}_s$ et chaleur latente $\dot{Q}_l$. L'air soufflé dans l'état 1 par le système de climatisation doit compenser les charges sensible et latente de l'espace climatisé dans lequel l'air est dans l'état 2. En régime stationnaire, le bilan d'énergie est :

$$\begin{cases} \dot{m}_{as} c_{as} \theta_1 - \dot{m}_{as} c_{as} \theta_2 + \dot{Q}_s = 0 \\ \dot{m}_{as} l r_1 - \dot{m}_{as} l r_2 + \dot{Q}_l = 0 \end{cases} \quad (10)$$

Modélisation des processus complexes de traitement de l'air

Le modèle d'un système complexe de traitement de l'air s'obtient en couplant les équations qui décrivent les processus élémentaires. Dans le couplage, les sorties d'un modèle deviennent les entrées d'un autre modèle ; ces variables intermédiaires sont des inconnues dans le système d'équations qui modélisent le système complet (voir Figure 1).

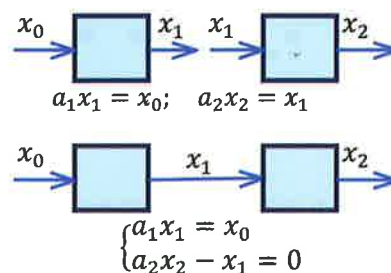


Figure 1 : Schéma bloc des éléments couplés et le système d'équations correspondant.

Modélisation d'un mélange adiabatique avec condensation

Le modèle du mélange adiabatique dans la zone de sur-saturation s'obtient en couplant le modèle du mélange avec celui de l'évaporation ou de la condensation adiabatique (voir Figure 2). L'état 3 est un état intermédiaire qui représente une inconnue dans le système à quatre équations du modèle :

$$\begin{cases} \dot{m}_{as}c_{as}\theta_3 = \alpha\dot{m}_{as}c_{as}\theta_1 + (1-\alpha)\dot{m}_{as}c_{as}\theta_2 \\ \dot{m}_{as}lr_3 = \alpha\dot{m}_{as}lr_1 + (1-\alpha)\dot{m}_{as}lr_2 \\ c_{as}\theta_3 + lr_3 - c_{as}\theta_s - lr_s = 0 \\ f'_{\theta_s}\theta_s - r_s = f'_{\theta_s^0}\theta_s^0 - r_s^0 \end{cases} \quad (11)$$

$$\Leftrightarrow \begin{bmatrix} \dot{m}_{as}c_{as} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dot{m}_{as}l & 0 & 0 \\ c_{as} & l & -c_{as} & -l \\ 0 & 0 & f'_{\theta_s} & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_3 \\ r_3 \\ \theta_s \\ r_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha\dot{m}_{as}c_{as}\theta_1 + (1-\alpha)\dot{m}_{as}c_{as}\theta_2 \\ \alpha\dot{m}_{as}lr_1 + (1-\alpha)\dot{m}_{as}lr_2 \\ 0 \\ f'_{\theta_s^0}\theta_s^0 - r_s^0 \end{bmatrix}$$

Pour trouver l'état de l'air humide en sortie, s, à l'intersection de la droite [3-s] avec la courbe de saturation, il faut résoudre un système d'équations non-linéaire. La solution itérative de ce système peut se faire en linéarisant la courbe de saturation $r_s = f(\theta_s)$ au point (θ_s^0, r_s^0) . Pour trouver la valeur du point s sur la courbe de saturation, il faut résoudre itérativement les équations(11) : on commence avec une valeur initiale du point (θ_s^0, r_s^0) et on trouve le point (θ_s, r_s) à l'intersection entre f'_{θ_s} et la droite [3-s] ; on donne à θ_s^0 la valeur θ_s et on calcule $r_s^0 = f(\theta_s)$. Le calcul se répète avec le nouveau point (θ_s^0, r_s^0) .

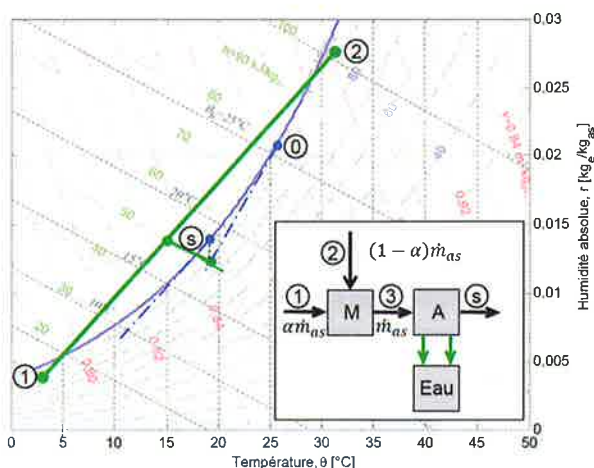


Figure 2 : Mélange adiabatique avec condensation.

Modélisation d'un refroidissement avec déshumidification

Quand l'air est refroidi à une température inférieure à sa température de rosée, le refroidissement produit la

déshumidification. On peut considérer qu'une partie du débit massique de l'air humide, $\beta\dot{m}$, contourne la batterie froide et sort sans changer d'état, (θ_1, r_1) , et que le reste, $(1-\beta)\dot{m}$, est refroidi jusqu'à la température de rosée, puis évolue sur la courbe de saturation pour atteindre la température de la surface de la batterie froide, θ_s , et sortir dans l'état (θ_s, r_s) . La température de surface de la batterie froide θ_s est :

- la température d'évaporation du fluide frigorigène, dans les systèmes à détente directe ;
- la température moyenne du fluide frigoporteur, dans le cas d'une batterie à eau refroidie.

A la sortie, l'air peut être considéré comme un mélange adiabatique entre l'air qui contourne la batterie et l'air refroidi jusqu'à la saturation. En considérant le cas d'une batterie froide pour laquelle la puissance fournie par le groupe de froid est $\dot{Q}_{gf}$, le couplage du mélange (les premières deux équations) avec la condensation (les dernières trois équations) est :

$$\begin{cases} \dot{m}_{as}c_{as}\theta_2 - (1-\beta)\dot{m}_{as}c_{as}\theta_s = \beta\dot{m}_{as}c_{as}\theta_1 \\ \dot{m}_{as}lr_2 - (1-\beta)\dot{m}_{as}lr_s = \beta\dot{m}_{as}lr_1 \\ (1-\beta)\dot{m}_{as}c\theta_s + \dot{Q}_s = (1-\beta)\dot{m}_{as}c\theta_1 \\ (1-\beta)\dot{m}_{as}lr_s + \dot{Q}_l = (1-\beta)\dot{m}_{as}lr_1 \\ f'_{\theta_s}\theta_s - r_s = f'_{\theta_s^0}\theta_s^0 - r_s^0 \\ \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_{gf} \end{cases} \quad (12)$$

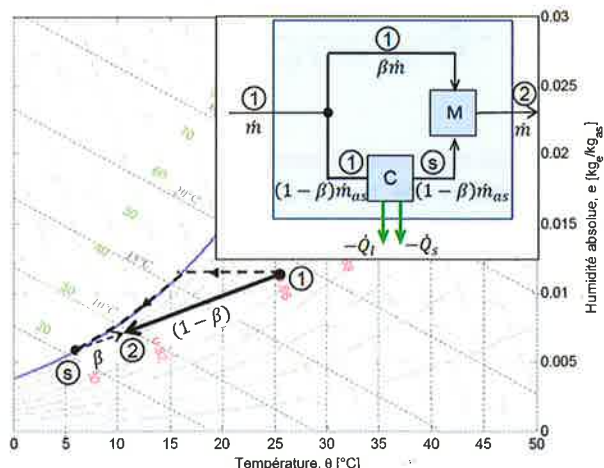


Figure 3 : Refroidissement et déshumidification.

Le système obtenu est constitué de ces six équations linéaires(12) à six inconnues. Le débit de la vapeur qui se condense est $\dot{m}_v = \dot{Q}_l/l$. La puissance fournie par le groupe froid à la batterie froide est la somme des flux de chaleur sensible et latente : $\dot{Q}_{gf} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$.

Modélisation de la récupération d'énergie dans un système double flux

Pour les installations de type double flux, la modélisation fait intervenir l'échangeur qui permet de récupérer une partie de la chaleur de l'air vicié rejeté pour le préchauffage de l'air neuf admis (Figure 4). Dans ces systèmes, la température de l'air rejeté se situe entre 15 °C et 30 °C. Son humidité relative est d'environ 50 %. A l'exception des échangeurs rotatifs, ceux qui sont habituellement utilisés comme récupérateurs ne transfèrent pas l'humidité. Pendant l'hiver, l'air neuf est chauffé (processus 1 - 2) ; la transformation est similaire à celle du chauffage et peut être modélisée avec un échangeur de chaleur sensible (XH sur la Figure 4). L'air vicié rejeté est refroidi (processus 3 - 4) ; le processus de refroidissement de l'air rejeté peut se faire sans ou avec déshumidification (XC et XM dans la Figure 4). La quantité de chaleur récupérée lors du refroidissement de l'air vicié et qui transite par les flux de chaleur sensible, $\dot{Q}_s$, et latente, $\dot{Q}_l = l\dot{m}_v$ est transférée, par un processus de chauffage, à l'air neuf.

Les échangeurs peuvent être caractérisés par leur efficacité. Cette donnée, disponible auprès du fabricant est définie comme le rapport entre le flux de chaleur effectif et le flux maximal théorique. Pour les échangeurs à contre-courant, l'efficacité, E , est [5] :

$$E = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (13)$$

Où NTU, le nombre d'unités de transfert, est :

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_{as}c_{as}} \quad (14)$$

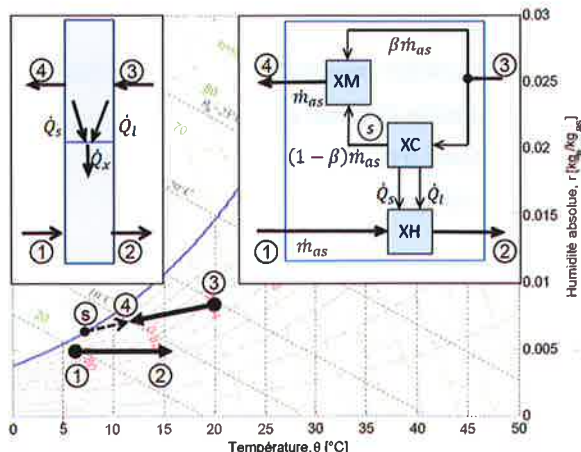


Figure 4 : Transformations de l'air dans un échangeur récupérateur d'énergie pendant la saison froide.

Pour un échangeur donné, la conductance globale, UA , peut être obtenue à l'aide des équations (13) et (14). Elle est utilisée pour calculer le flux de chaleur entre les deux courants d'air :

$$\dot{Q}_x = UA(\bar{\theta}_{34} - \bar{\theta}_{12}) \quad (15)$$

où $\dot{Q}_x = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$ est le flux de chaleur reçu par l'air neuf dans l'échangeur XH, $\bar{\theta}_{34}$ est la température moyenne logarithmique de l'air rejeté et $\bar{\theta}_{12}$ est celle de l'air neuf. Une approximation linéaire de la moyenne logarithmique est la moyenne arithmétique.

Le modèle linéaire global du récupérateur de chaleur est alors composé de quatre modèles élémentaires suivants :

- modèle du flux de chaleur échangé entre les courants d'air :

$$\dot{Q}_s + \dot{Q}_l = UA \left(\frac{\theta_3 + \theta_4}{2} - \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right) \quad (16)$$

qui, en séparant les variables inconnues des variables connues, devient :

$$UA\theta_2 - UA\theta_4 + 2\dot{Q}_s + 2\dot{Q}_l = UA(\theta_3 - \theta_1) \quad (17)$$

- modèle de la partie « chauffage de l'air » de l'échangeur (XH) :

$$\dot{m}_{as}c_{as}\theta_2 - \dot{Q}_x - h_e\dot{m}_{ex} = \dot{m}_{as}c_{as}\theta_1 \quad (18)$$

- modèle linéaire de la partie « refroidissement et déshumidification de l'air » de l'échangeur (XC) :

$$\begin{cases} (1 - \beta)\dot{m}_{as}c_{as}\theta_s + \dot{Q}_s = (1 - \beta)\dot{m}_{as}c_{as}\theta_3 \\ (1 - \beta)\dot{m}_{as}lr_s + \dot{Q}_l = (1 - \beta)\dot{m}_{as}lr_3 \\ f'_{\theta_s^0}\theta_s - r_s = f'_{\theta_s^0}\theta_s^0 - r_s^0 \end{cases} \quad (19)$$

- modèle du mélange adiabatique (XM) :

$$\begin{cases} \theta_4 - (1 - \beta)\theta_s = \theta_3 \\ r_4 - (1 - \beta)r_s = r_3 \end{cases} \quad (20)$$

Les équations (17 à 20) forment un système de sept équations linéaires avec sept inconnues : $\theta_s, r_s, \theta_2, \theta_4, r_4, \dot{Q}_s, \dot{Q}_l$. On note que $r_2 = r_1$ et que le débit d'eau condensée est $\dot{m}_e = \dot{m}_{as}(r_3 - r_4)$.



Conclusion

Les diagrammes psychométriques sont des outils essentiels pour l'analyse des systèmes d'air conditionné. Les transformations de l'air peuvent être représentées sur le diagramme psychométrique par des droites ou par des courbes. Si les chaleurs sensible et latente sont découplées et si les transformations sont linéarisées, alors les transformations de l'air sont représentées par des équations linéaires. Si les modèles des transformations élémentaires sont reliés en respectant la causalité physique, alors le modèle du système de climatisation est donné par un système d'équations linéaires. L'algorithme proposé peut être implémenté dans des applications informatiques. Il permet l'analyse des systèmes complexes à double flux que l'on rencontre dans une multitude de centrales de traitement d'air et des appareils terminaux ■

Définitions

Chaleur sensible : Quantité de chaleur échangée, sans changement de phase, entre plusieurs corps formant un système isolé. Cette quantité de chaleur est dite « sensible » car l'échange se matérialise par une évolution de la température des corps considérés.

Chaleur latente : Quantité de chaleur absorbée lors d'un changement de phase, sans changement de température.

Remerciements

Ces travaux ont été soutenus financièrement par le LABEX IMU *Intelligence des mondes urbains* et par le FUI dans le cadre du projet COMETE.

Bibliographie

- [1] D. Gatley, «Psychrometric chart celebrates 100th Anniversary», *ASHRAE Journal*, pp. 16-20, 2004.
- [2] Hands Down Software, *Psychrometric Analysis v. 6.0 - Professional Edition User Manual*, Oklahoma City, 2007.
- [3] O. Tetens, «Über einige meteorologische Begriffe», *Zeitschrift für Geophysik*, pp. 297-309, 1930.
- [4] C. Ghiaus, «Linear algebra solution to psychrometric analysis of air-conditioning systems», *Energy*, vol. 74, pp. 555-566, 2014.
- [5] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. Bergman and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 6th ed., John Wiley & Sons, 2006.

Nomenclature

c	Chaleur massique [kJ/kg K]
E	Efficacité d'un échangeur thermique [-]
h	Enthalpie massique [kJ/kg _{as}]
l	Chaleur latente de vaporisation [kJ/kg]
m	Masse [kg]
M	Masse molaire [kg/kmol]
n	Fraction molaire [-]
NTU	Nombre d'Unités de Transfert[-]
p	Pression [Pa]
r	Humidité absolue [kg _e /kg _{as}]
UA	Conductance globale [kW/K]

Variables de type flux

$\dot{H}$	Flux d'enthalpie [kW]
$\dot{m}$	Débit massique [kg/s]
$\dot{Q}$	Flux de chaleur [kW]

Lettres Grecques

β	Facteur de by-pass [-]
Δ	Différence
α	Rapport de mélange, facteur de contact [-]
θ	Température [°C]

Indices

as	Air sec
e	Eau
gf	Groupe froid
l	Latent
s	Saturation (température, contenu en humidité)
s	Sensible (chaleur, enthalpie)
v	Vapeur d'eau
x	Echangeur

Exposants

*	Dérivée d'une fonction
0	Valeur initiale

Processus élémentaires dans le traitement de l'air humide

Par Christian GHIAUS

Le traitement de l'air humide consiste à modifier les propriétés psychrométriques (température, θ [°C], teneur en humidité ou rapport de mélange, x [kg_{as}/kg], enthalpie massique, h [J/kg], etc.) d'un débit massique d'air sec, $\dot{m}_{as}$ [kg/s]. Dans les systèmes d'air conditionné, l'air humide n'est pas sursaturé, ce qui signifie que dans ces transformations la teneur en humidité, x , est toujours inférieure ou égale à la teneur en humidité à la saturation, $x_s = f(\theta_s)$. La relation entre la teneur en humidité et la température à la saturation est déterminée empiriquement.

Les modèles qui décrivent les transformations de l'air humide sont basés sur le bilan d'enthalpie (ou de chaleur sensible et latente). Dans les équations de bilan, on considère les variables dépendantes du processus de transformation (ou les « sorties ») dans le terme de gauche et les variables indépendantes (ou les « entrées ») dans le terme de droite ; dans un schéma bloc, les entrées et les sorties sont indiquées par des flèches (v. Tableau). La chaleur massique de l'air sec, c_{as} [J/kg K], et la chaleur latente de vaporisation, l [J/kg], sont considérées constantes. Le débit massique d'air sec, $\dot{m}_{as}$ [kg/s], est considéré connu (étant obtenu par le calcul des réseaux aérauliques). Dans ces conditions, les transformations de l'air sont représentées sur le diagramme de l'air humide par les points de début et de fin du processus. Si on néglige la chaleur sensible de la vapeur d'eau (ce qui implique des erreurs inférieures à 2%), les équations de la chaleur sensible et de la chaleur latente sont découplées et les processus sont représentés par des lignes

droites sur le diagramme psychrométrique. Les processus élémentaire sont le mélange adiabatique et les transformations par apport de la chaleur sensible et/ou latente (v. Tableau).

1 Mélange adiabatique

Le mélange entre deux débits d'air, $\varepsilon \dot{m}_{as}$ et $(1 - \varepsilon) \dot{m}_{as}$, se produit sans apport de chaleur de l'extérieur.

2 Transformations par apport de chaleur sensible et/ou latente

L'état de l'air humide peut être changé en ajoutant des flux de chaleur sensible, $\dot{Q}_s$ [W] et/ou latente, $\dot{Q}_l$ [W]. On distingue les cas où dans la transformation il n'y a pas ou il y a un changement de phase de l'eau contenue dans l'air.

Dans le cas général, si on ajoute ou on extrait un flux de chaleur sensible et/ou latente, l'état de sortie sera changé. Les situations les plus simples sont la modification de l'humidité (par injection des vapeurs) et de la température (par chauffage ou refroidissement).

Si l'air est refroidi à une température inférieure à la température de rosée, alors la vapeur se condense. Si la température de l'air continue à diminuer, alors le processus de condensation se produit sur la courbe de saturation. Le débit d'eau condensée est $\dot{m}_v = \dot{Q}_l / l$ [kg/s].

Si l'air passe à proximité de l'eau, alors il s'humidifie par évaporation. Dans le cas où le processus est adiabatique, la transformation de l'air est représentée

dans le diagramme psychrométrique sur l'isenthalpe de l'air d'entrée ; la chaleur latente reçue par l'air en s'humidifiant est égale à la chaleur sensible qu'il a cédée en se refroidissant et égale à l'enthalpie de l'eau vaporisée : $\dot{Q}_l = -\dot{Q}_s = \dot{m}_v l$ [W]. On peut trouver le débit d'eau vaporisée dans l'air en fonction de l'humidité de

l'air : $\dot{m}_v = \dot{m}_{as}(x_1 - x_s)$. A noter que le débit d'eau vaporisée est une sortie (c. à d. une variable dépendante) du processus d'humidification.

Les transformations plus complexes peuvent être modélisées avec ces transformations élémentaires.

Traitement de l'air humide : processus élémentaires

	Processus	Schéma bloc*	Représentation	Modèle
Sans changement de phase	Mélange adiabatique			$\begin{cases} \dot{m}_{as} c_{as} \theta_3 = \varepsilon \dot{m}_{as} c_{as} \theta_1 + (1 - \varepsilon) \dot{m}_{as} c_{as} \theta_2 \\ \dot{m}_{as} l x_3 = \varepsilon \dot{m}_{as} l x_1 + (1 - \varepsilon) \dot{m}_{as} l x_2 \end{cases}$ entrées : $\theta_1, \theta_2, x_1, x_2$ sorties : θ_3, x_3 paramètres : $\dot{m}_{as}, \varepsilon$
	Cas général			$\begin{cases} \dot{m}_{as} c_{as} \theta_2 = \dot{m}_{as} c_{as} \theta_1 + \dot{Q}_s \\ \dot{m}_{as} l x_2 = \dot{m}_{as} l x_1 + \dot{Q}_l \end{cases}$ entrées : $\theta_1, x_1, \dot{Q}_s, \dot{Q}_l$ sorties : θ_2, x_2 paramètre : $\dot{m}_{as}$
	Humidification par injection des vapeurs			$\dot{m}_{as} l x_2 = \dot{m}_{as} l x_1 + \dot{Q}_l$ entrées : $x_1, \dot{Q}_l$ sorties : x_2 paramètre : $\dot{m}_{as}$ Note : $\dot{Q}_l = \dot{m}_v h_v$
	Chauffage / refroidissement			$\dot{m}_{as} c_{as} \theta_2 = \dot{m}_{as} c_{as} \theta_1 + \dot{Q}_s$ entrées : $\theta_1, \dot{Q}_s$ sorties : θ_2 paramètre : $\dot{m}_{as}$
	Condensation (refroidissement avec déshumidification)			$\begin{cases} \dot{m}_{as} c \theta_s + \dot{Q}_s = \dot{m}_{as} c \theta_1 \\ \dot{m}_{as} l x_s + \dot{Q}_l = \dot{m}_{as} l x_1 \\ x_s - f(\theta_s) = 0 \end{cases}$ $\dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_{gf}$ entrées : $\theta_1, x_1, \dot{Q}_{gf}$ sorties : $\theta_s, x_s, \dot{Q}_s, \dot{Q}_l$ paramètre : $\dot{m}_{as}$ Notes 1) débit condensé : $\dot{m}_v = \dot{Q}_l / l$ 2) puissance groupe froid : $\dot{Q}_{gf}$
Avec changement de phase	Evaporation ou condensation adiabatique			$\begin{cases} c \theta_s + l x_s = c \theta_1 + l x_1 \\ x_s - f(\theta_s) = 0 \end{cases}$ entrées : θ_1, x_1 sorties : θ_s, x_s Notes 1) $\dot{Q}_s = -\dot{Q}_l$ sont des sorties 2) $\dot{Q}_l = \dot{m}_v l$ 3) $\dot{m}_v = \dot{m}_{as}(x_1 - x_s)$

* Les flèches indiquent les entrées et les sorties des modèles