

## ETUDE DES PERFORMANCES D'UN SYSTEME DE RAFRAICHISSEMENT EVAPORATIF PAR DESORPTION

**Chadi Maalouf** – cmaalouf@univ-lr.fr

**Etienne Wurtz** – etienne.wurtz@univ-lr.fr

**Francis Allard** – francis.allard@univ-lr.fr

**Laurent Mora** – laurent.mora@univ-lr.fr

Laboratoire d'Etude des Phénomènes de Transfert Appliqués au Bâtiment, Université de La Rochelle, avenue Marillac 17042 La Rochelle Cedex 1, France.

**Abstract.** *In this paper the performance of a desiccant cooling system was evaluated. The system comprises a desiccant wheel in tandem with a thermal wheel with evaporative coolers in both air supply and return air streams before the thermal wheel. It allows cooling and dehumidifying air without using conventional refrigerants. A computer simulation was developed to study the effects of various designs and outdoor air conditions on the performance of the system. The simulations were run with SPARK, an object oriented program that allows creation of very flexible tools.*

**Keywords:** *Desiccant cooling, Humidification, Simulation, SPARK.*

### 1. INTRODUCTION

Le marché des climatiseurs traditionnels est en croissance constante en raison de l'amélioration du niveau de vie des habitants dans les pays européens, ce qui entraîne l'augmentation de la consommation électrique, de l'émission de CO<sub>2</sub> et des CFC qui ont un impact négatif sur l'environnement et sur la santé des occupants. Ceci représente un défi pour les chercheurs qui doivent répondre aux besoins des occupants en cherchant des alternatives de rafraîchissement qui soient économiques et écologiques. Ainsi le système "dessiccant cooling" est proposé comme une alternative aux climatiseurs traditionnels. Ce système combine une roue dessiccante avec des systèmes évaporatifs direct et indirect. La chaleur nécessaire à la régénération de la roue est fournie par une installation solaire ce qui limite la consommation électrique du système. Plusieurs études (Dittmar,1997, Lindholm, 2000, Halliday et al., 2002) ont montré la faisabilité de ce système en Europe du Nord et au Royaume Uni. Mavroudaki et al.(2002) ont montré que le " dessiccant cooling " est une solution bien adaptée dans les régions où les apports latents sont limités. En effet, les régions très humides (régions méditerranéennes) nécessitent une température de régénération élevée, ce qui augmente la consommation du système en énergie primaire, inconvénient qui peut être résolu par le recours à l'énergie solaire.

La figure 1 présente le système étudié et l'évolution de l'air dans le diagramme de l'air humide. Une partie de l'humidité de l'air extérieur (point A) est extraite par un matériau dessiccant dans la roue dessiccante, induisant une hausse de la température sèche de l'air (point B). Cette température est ensuite abaissée par le passage dans un échangeur (point C) avec l'air repris, lequel est préalablement refroidi dans un humidificateur (point G). L'air est

enfin refroidi dans un humidificateur (point D). La roue à dessiccation est régénérée par chauffage de l'air repris issu de l'échangeur (point H) à des températures variant de 40°C à 70°C (selon la source de chaleur disponible). Dans le diagramme de l'air humide, l'évolution de l'air dans la roue dessiccante se fait selon une courbe proche d'une isenthalpe (AB) pour l'air extérieur et (IJ) pour l'air de retour. Dans l'échangeur rotatif (BC) et (GH) et dans le régénérateur (HI), les transferts de chaleur se font à humidité absolue constante. Quant aux évolutions dans les humidificateurs (CD) et (FG), elles se font à température humide constante.

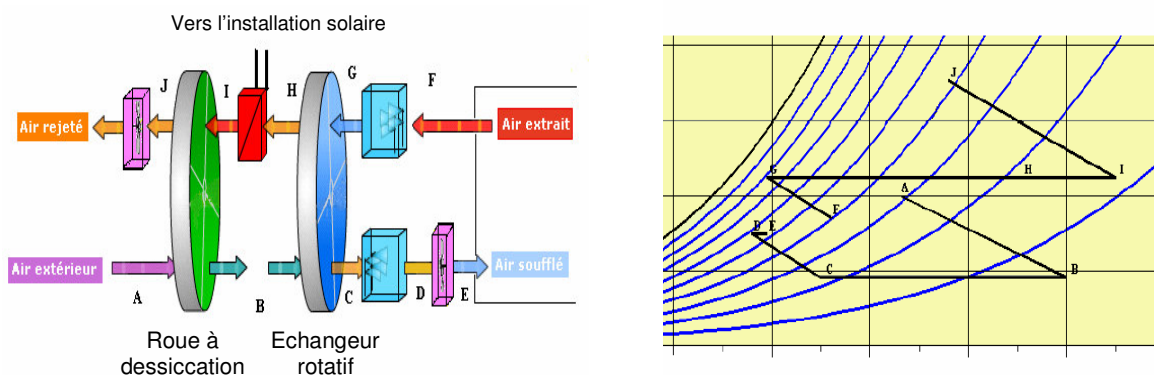


Figure 1 - Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide.

Dans cet article, nous présentons une étude paramétrique du comportement de ce système en fonction de l'efficacité des humidificateurs, de l'échangeur et en fonction de la température de régénération de la roue dessiccante. De plus l'influence des conditions météorologiques sur la performance du système est évaluée rapidement pour plusieurs villes françaises. On suppose que l'installation solaire est couplée avec une source de chaleur auxiliaire pour que la température de régénération de la roue reste constante (pour des températures de régénération élevées). On présente tout d'abord le mode de fonctionnement des humidificateurs direct, indirect et de la roue dessiccante, puis on présente le modèle de la roue dessiccante. Ce modèle a été implémenté dans un environnement orienté objet, SPARK, ce qui nous a permis de réaliser différentes simulations paramétriques. Les résultats des simulations font l'objet du dernier paragraphe.

## 2. MODE DE FONCTIONNEMENT

### 2.1 Systèmes à humidification :

On distingue les systèmes à évaporation directe dans lesquels l'air est en contact direct avec l'eau (systèmes à pads ou à buses) (Belarbi, 1998) et à évaporation indirecte à travers un échangeur évaporatif (échangeur à plaques, à tubes et rotatif). Le principe de cette méthode est basé sur les transferts sensibles et latents de chaleur. Dans un humidificateur direct, l'écoulement d'air non saturé est mis en contact avec de l'eau froide. Ainsi, l'eau s'évapore et puise sa chaleur latente dans l'air qui voit sa température sèche décroître et son humidité augmenter tout en conservant une enthalpie quasiment constante. La température minimale qui peut être atteinte est la température humide de l'air entrant. Dans un échangeur évaporatif indirect, l'air soufflé est séparé de l'air repris dans lequel de l'eau est vaporisée. Dans ce cas cet air transmet de la chaleur à l'air refroidi et son enthalpie diminue. L'efficacité d'un système évaporatif est le rapport entre la variation réelle de température et la variation théorique maximale que la température sèche peut subir. Dans ce dernier cas, la température de sortie sera égale à la température humide de l'air entrant. L'efficacité d'un système évaporatif direct

est de l'ordre de 90% alors que celle d'un système évaporatif indirect varie entre 70% et 80% (Camargo et al. 2003).

## 2.2 Systèmes de déshumidification à sorption

La sorption est un phénomène physique qui consiste à fixer les molécules d'un élément (élément adsorbé ou absorbé) à une surface généralement granulée et poreuse (surface sorbante). Les matériaux dessiccants constituent une classe particulière des sorbants. Ils ont une grande affinité pour l'eau. Ils attirent l'eau en formant à leur surface une zone à faible pression de vapeur. La vapeur de l'air, ayant une pression plus élevée, se déplace de l'air vers la surface du matériau et l'air est déshumidifié. On parle d'absorption lorsqu'il y a changement de phase de la vapeur vers l'état liquide et d'adsorption lorsque la vapeur reste piégée à l'état gazeux dans les pores de l'adsorbant à la manière d'une éponge qui retient l'eau à travers ses capillaires. Actuellement les sorbants les plus utilisés sont le  $\text{SiO}_2$  (silica gel), CLi (Chlorure de Lithium),  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (Alumine activée) et le Bromure de Lithium. Ces substances sont déposées sur un support à structure en nids d'abeilles (une roue). Lorsque la substance devient saturée, il faut la chauffer pour qu'elle libère l'eau. Ce processus de régénération a besoin d'une source de chaleur qui utilise de l'énergie électrique, du gaz ou même de l'énergie solaire (Camargo et al. 2003).

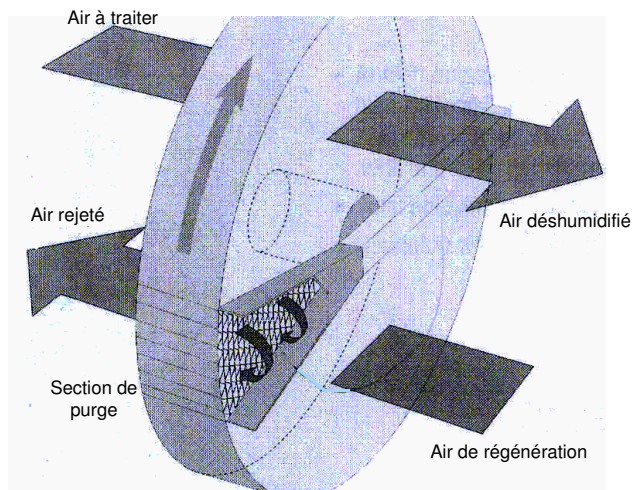


Figure 2 - Schéma d'une roue à dessiccation avec section de purge.

Une configuration typique consiste à faire tourner cette roue lentement entre deux courants d'air à sens d'écoulement opposés, l'air de process et l'air de régénération (fig. 2). L'air de process s'écoule entre les cannelures de la roue et le matériau dessiccant se charge d'humidité. En absorbant l'humidité, le matériau devient saturé et la pression de vapeur à sa surface augmente. Quand la roue traverse l'air de régénération, elle est chauffée par celui-ci et la pression à sa surface continue à augmenter en permettant ainsi à la vapeur d'être libérée dans l'écoulement. Après la réactivation, la roue est refroidie par une partie de l'air de process pour qu'elle puisse de nouveau absorber de l'humidité. La roue à dessiccation ne réduit pas l'enthalpie de l'air mais elle transforme la charge latente (humidité) en une charge sensible (température).

## 3. MODELES PHYSIQUES:

### 3.1 Roue dessiccante :

Le modèle utilisé a été développé par le CENERG (Stabat et al. 2002, 2003) . Dans ce modèle, l'enthalpie et l'humidité de l'air et de la matrice, sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentiels caractéristiques,  $\Phi$ . Dans le diagramme de l'air humide ces fonctions potentielles sont assez proches l'une d'une courbe isenthalpe et l'autre d'une courbe iso- humidité relative (presque confondue). La pente de la première courbe est déterminée à partir d'un point nominal dont on connaît les sorties expérimentalement. Le cas idéal où l'air atteint les température et humidité spécifique à l'équilibre de la matrice, correspond à l'intersection des deux courbes caractéristiques ( $T_{eq}, w_{eq}$ ) (fig. 3) .

Dans le cas réel, les points de sortie de la roue tendent vers les points idéaux avec une certaine efficacité qui dépend des coefficients d'échange de la roue. Ainsi à partir du point nominal on détermine la pente de la première courbe caractéristique :

$$pente = \frac{w_{aps} - w_{ape}}{T_{aps} - T_{ape}} \quad (1)$$

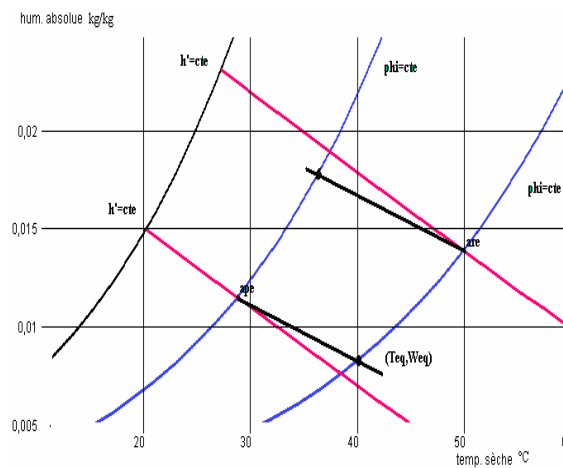


Figure 3 - Evolution de l'air traversant la roue dans le diagramme de l'air pour des conditions de sorties idéales ( $T_{eq}, w_{eq}$ )

$w$  désignant l'humidité absolue de l'air en kg d'eau/kg d'air sec et  $T$  sa température en °C. les indices  $ape$  et  $aps$  désignent respectivement l'entrée de l'air de process et sa sortie. On détermine ainsi son équation :

$$w = pente * T + b \quad (2)$$

La deuxième courbe caractéristique correspond à une iso- humidité relative et est déterminée à partir du point d'entrée du côté de la régénération. Après avoir calculé les coordonnées du point d'équilibre ( $T_{eq}, w_{eq}$ ) , on calcule les conductances thermique et massique au point nominal  $UA_t^{rat}$  et  $UA_m^{rat}$  :

$$NUT_t = \frac{UA_t}{\dot{m}_p C_{ap}} \quad (3)$$

$$NUT_w = \frac{UA_m}{\dot{m}_p} \quad (4)$$

Avec

$$\frac{T_{aps} - T_{eq}}{T_{ape} - T_{eq}} = e^{-NUT_t} \quad (5)$$

$$\frac{W_{aps} - W_{eq}}{W_{ape} - W_{eq}} = e^{-NUT_w} \quad (6)$$

NUT étant le nombre d'unités de transfert. Pour le cas général les conductances sont liées aux conductances au point nominal par :

$$UA_t = UA_t^{rat} \left( \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p^{rat}} \right)^{0.8} \quad (7)$$

$$UA_m = UA_m^{rat} \left( \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p^{rat}} \right)^{0.8} \quad (8)$$

Ensuite, on détermine le point de sortie idéal du côté process à partir des courbes caractéristiques. On trouve alors le point de sortie du côté process à partir des équations (5) et (6). Les caractéristiques de l'air de régénération en sortie sont déduites des bilans massiques et thermiques sur la roue :

$$\dot{m}_r (w_{ars} - w_{are}) = \dot{m}_p (w_{aps} - w_{ape}) \quad (9)$$

$$\dot{m}_r (h_{ars} - h_{are}) = \dot{m}_p (h_{aps} - h_{ape}) \quad (10)$$

### 3.2 Modèle de l'échangeur rotatif non hygroscopique et des humidificateurs

Cet échangeur est formé d'une roue constituée de nids d'abeilles en aluminium. Cette roue est séparée en deux parties égales, l'une pour l'air neuf et l'autre pour l'air rejeté. Au contact du courant d'air chaud, la roue emmagasine la chaleur sensible et la restitue au courant d'air froid. Le modèle utilisé a été développé au CENERG (Stabat et al., 2002) et il est basé sur la méthode de NUT pour les échangeurs de chaleur avec les corrélations des échangeurs à contre-courant dans lesquelles on introduit des facteurs correctifs pour la prise en compte de la rotation de la roue.

Quant au modèle des humidificateurs, on suppose que l'écoulement est à température humide constante. On définit l'efficacité de l'humidificateur par :

$$\eta = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{h,e}} \quad (11)$$

$T_{h,e}$  étant la température de l'air à l'entrée de l'humidificateur.

## 4. SIMULATION

Pour les simulations, on a implémenté les modèles dans un environnement de simulation orienté objet SPARK. C'est un environnement permettant de résoudre des systèmes d'équations algébriques et différentielles. Il utilise un langage de connexions non directionnel

c'est à dire que les entrées-sorties ne doivent pas être définies au préalable (Sowell et al., 2001). De plus, il permet de coupler le système étudié avec des modèles de bâtiments de niveaux de finesse différents (Mora, 2003, Mendonça, 2004).

Le système à modéliser est installé dans une salle de réunion de surface 73 m<sup>2</sup> à Chambéry. Cette salle peut contenir 40 personnes. D'abord, on a effectué une simulation pour des conditions météorologiques moyennes en température et en humidité absolue pendant une journée d'été. Le système fonctionne en mode dessiccant de 9 h le matin jusqu'à 18 h le soir. Pendant la pause de midi, de 13h à 14h la salle est vide. Les conditions de référence sont de 0,85 pour l'efficacité des humidificateurs, de 0,8 pour l'efficacité de l'échangeur et de 50 °C pour la température de régénération. La roue utilisée est de type SECO (Klingenburg) qui utilise le Chlorure de Lithium comme matériau dessiccant. Le débit d'air soufflé est de 0,6 kg/s (Filfli, 2004).

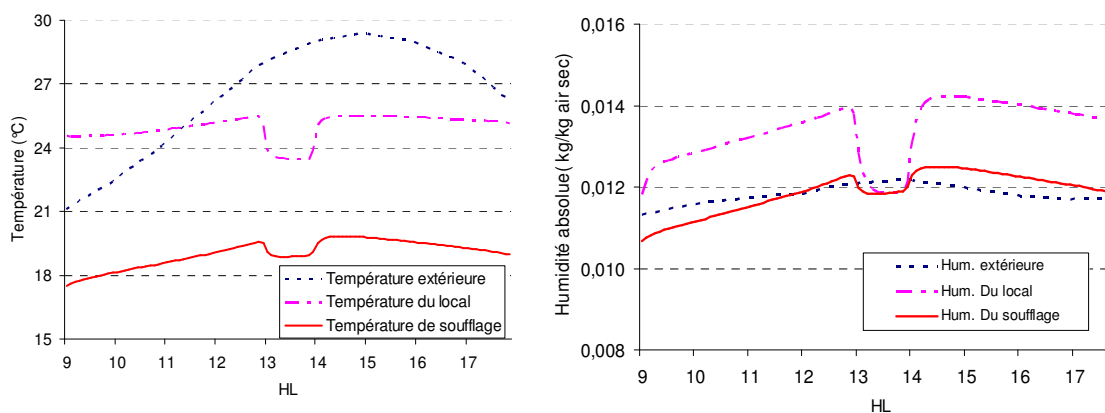


Figure 4 - Evolution des températures et des humidités absolues de l'air pour les conditions de référence.

La figure 4 montre l'évolution de la température et de l'humidité absolue de l'air du local, de l'air soufflé et de l'air extérieur pendant la journée. On remarque que lorsque la salle est vide à midi, la charge du local diminue ce qui entraîne une amélioration des propriétés de l'air. Cette chute de température et d'humidité entraîne aussi une chute dans les propriétés de l'air de soufflage puisque l'air entre dans le système indirect avec une enthalpie plus basse.

La performance du système est évaluée en calculant son coefficient de performance. Celui-ci est donné par la relation (Khalid et al., 2001, Bohler et al., 2003) :

$$COP = \frac{\dot{m}(h_a - h_s)}{Q_f} \quad (12)$$

Où  $h_a$  désigne l'enthalpie de l'air extérieur et  $h_s$  désigne l'enthalpie de l'air soufflé dans le local.

$Q_f$  désigne la chaleur et le travail fournis au système c'est-à-dire la puissance électrique fournie aux humidificateurs et aux roues et la chaleur fournie pour chauffer l'air de retour pour la régénération de la roue. Quant à la puissance fournie aux ventilateurs, on a envisagé deux cas : dans le premier cas on l'a prise en considération (coefficient de performance avec renouvellement d'air), et dans un second cas on ne l'a pas prise en considération afin de comparer le coefficient de performance à celui des machines frigorifiques (coefficient sans renouvellement d'air). Pour la chaleur nécessaire à la régénération de la roue, elle est fournie par une installation solaire, et donc elle est supposée gratuite. Cependant, pour des températures de régénération élevées l'utilisation d'une source de chaleur supplémentaire est nécessaire pour chauffer l'air de retour à la température désirée. Dans cette étude, la

température de régénération considérée est de 50°C donc on n'a pas recours à de source de chaleur auxiliaire.

La figure 5 montre l'évolution du coefficient de performance du système pendant la journée. On remarque une grande variation du coefficient de performance à midi lorsque la salle est vide (le système est toujours supposé en fonctionnement). Dans ce cas, on peut mettre le système hors- service pour stocker de l'énergie solaire pour la régénération. De même, on remarque que pendant l'après-midi, les valeurs de ce coefficient sont supérieures à celles relatives à la matinée à cause de l'augmentation des conditions de l'air extérieur qui sont accompagnées de variations moins importantes dans les conditions de l'air soufflé.

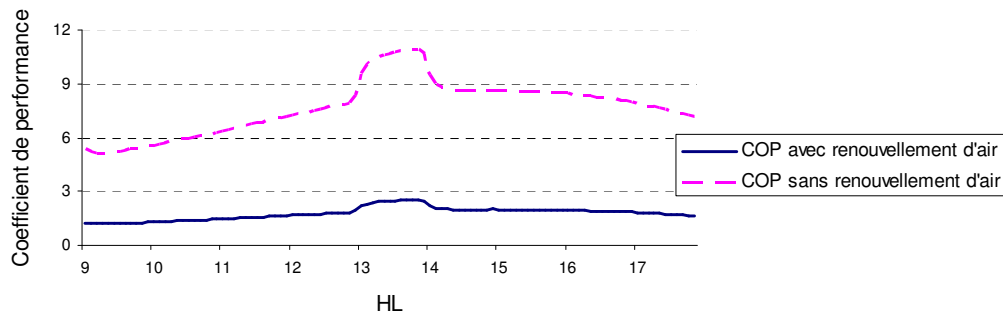


Figure 5 - Variation du coefficient de performance pendant la journée pour les conditions de référence.

#### 4.1 Effet de la température de régénération

La figure 6 montre l'évolution de l'humidité absolue de l'air après son passage dans la roue dessiccante en fonction de la température de régénération à 15 h. Lorsque la température de régénération augmente, la capacité d'absorption du Chlorure de Lithium augmente. Ainsi, il sera capable d'absorber davantage d'humidité de l'air.

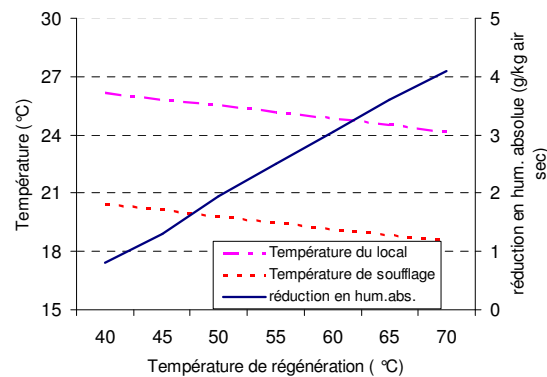


Figure 6 - Variation de la réduction en humidité en fonction de la température de régénération à 15h. pour une efficacité de l'échangeur de chaleur de 0,8 et des humidificateurs de 0,85.

La figure 6 montre aussi l'évolution de la température de l'air soufflé et du local en fonction de la température de régénération à 15h. Lorsque la température de régénération augmente de 40°C à 70°C (température maximale conseillée pour le Chlorure de Lithium), la température de l'air soufflé diminue de 9,25% et la température du local diminue de 7,6% (soit 1.95°C dans les deux cas). En fait, l'augmentation de la température de régénération entraîne une augmentation de la température de l'air à la sortie de la roue dessiccante et une diminution de son humidité absolue. Donc, l'air entrera dans l'humidificateur direct avec une température humide plus basse ce qui expliquera la diminution de la température de l'air soufflé. Cependant, l'utilisation des hautes températures de régénération dépend du rayonnement

solaires disponibles et l'éventuelle utilisation d'une source de chaleur auxiliaire augmentera les dépenses énergétiques du système.

## 4.2 Efficacité de l'échangeur et des humidificateurs

La figure 7 montre l'évolution du COP et de la température du local en fonction de l'efficacité de l'humidificateur direct. On remarque que cette efficacité a peu d'influence sur le COP du système car l'écoulement se fait à température humide constante, donc proche d'une isenthalpe. Le rôle de l'humidificateur direct consiste à rafraîchir l'air sec desséché par la roue dessiccante de façon à ce que l'air du local garde les conditions de confort en humidité et en température.

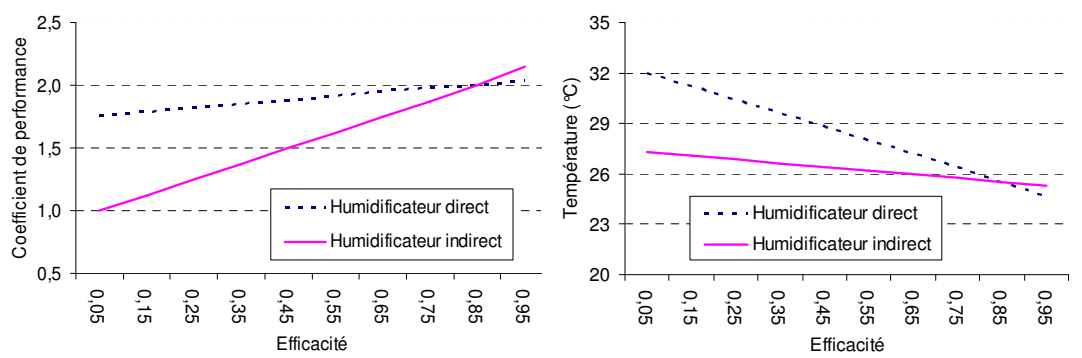


Figure 7 - Evolution du COP et de la température du local en fonction de l'efficacité des humidificateurs direct et indirect, l'efficacité de l'humidificateur indirect étant de 0,85, celle de l'échangeur de chaleur de 0,8 et la température de régénération de 50°C.

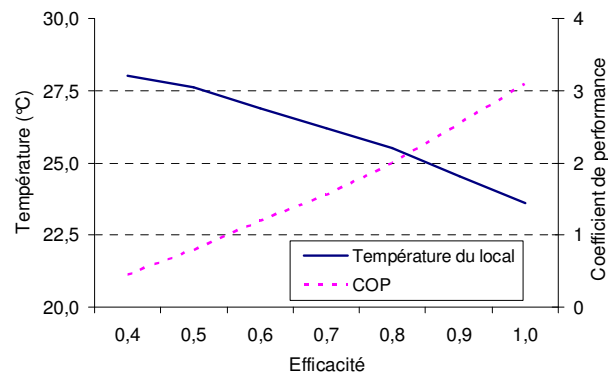


Figure 8 - Evolution du COP et de la température du local en fonction de l'efficacité de l'échangeur de chaleur, l'efficacité des humidificateurs direct et indirect étant de 0,85 et la température de régénération de 50°C.

Par contre l'efficacité du système indirect a une grande influence sur le COP. La variation de l'efficacité de l'humidificateur indirect de 0,05 à 0,95 entraîne une augmentation du COP de 1 à 2,2 (fig. 7) et l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de 0,4 à 1 entraîne une variation du COP de 0,45 à 3,1 (fig. 8). En fait le rôle du système indirect consiste à diminuer la charge sensible de l'air chaud déshumidifié sortant de la roue dessiccante. Ainsi, l'air soufflé sera plus chaud si le système indirect a une efficacité faible. Ces graphes montrent que l'augmentation de l'efficacité d'un élément de 10% entraîne une diminution de la température du local de 0,8°C dans le cas de l'humidificateur direct, de 0,2°C dans le cas de l'humidificateur indirect et de 0,9°C dans

le cas de l'échangeur de chaleur. Ces résultats sont en accord avec les résultats obtenus par Lindholm (2000) dans ses travaux sur la faisabilité du système dessiccant.

## 5. INFLUENCE DES CONDITIONS METEOROLOGIQUES EXTERIEURES

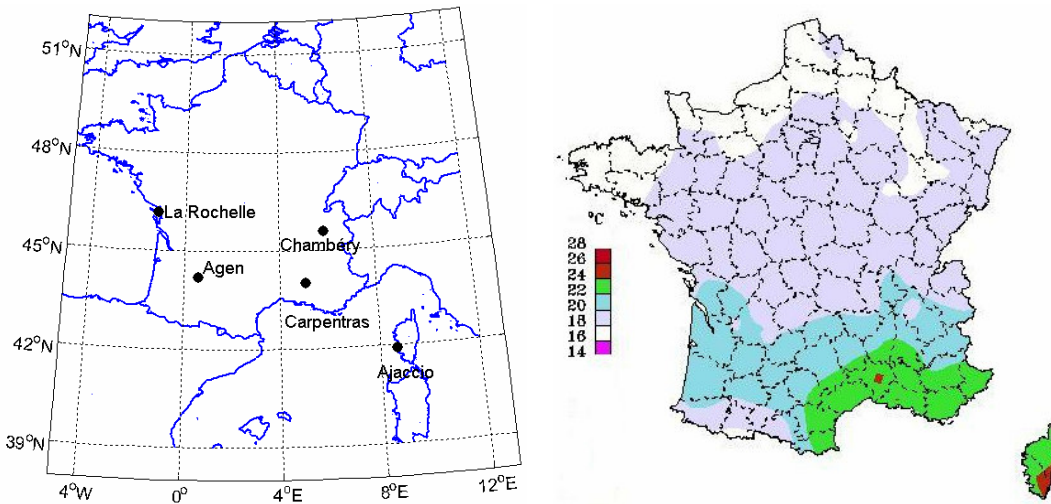


Figure 9 - la situation des villes étudiées ainsi que la carte de la température moyenne en France pendant l'été 2001(météo France).

Pour évaluer l'influence des conditions météorologiques extérieures sur la performance du système à dessiccation, des simulations ont été faites pour la période de l'été dans plusieurs villes françaises et avec la même configuration du bâtiment. La figure 9 montre les villes choisies et la température moyenne en été dans ces villes.

L'installation est en fonctionnement seulement pendant la période d'occupation et selon deux modes : le mode indirect et le mode dessiccant. Le passage du premier mode au second se fait lorsque la température du local devient supérieure à la température de consigne du bâtiment. La performance est évaluée en calculant l'indice du besoin de rafraîchissement du local IB, défini comme (Belarbi et al.2001) :

$$IB = \int_{\text{occupation}} (T_{\text{local}}(t) - T_{\text{con}}) \delta(t) dt \quad (13)$$

avec  $\delta(t) = 1$  si  $T_{\text{local}}(t) \geq T_{\text{con}}$  et  $\delta(t) = 0$  si  $T_{\text{local}}(t) < T_{\text{con}}$

Si cet indice est faible le système est en mesure de rafraîchir le local sans avoir recours à d'autres moyens (augmentation de la température de régénération ou autres systèmes de traitement d'air). La figure 10 montre le pourcentage du fonctionnement en mode dessiccant. On remarque que plus la ville est tempérée et humide plus le temps du fonctionnement en mode dessiccant est grand. Donc, on aura plus tendance à utiliser une source de chaleur auxiliaire pour fournir la température de régénération requise. D'autre part, les valeurs de l'IB sont montrées pour deux valeurs de la température de consigne 25°C et 26°C. On remarque que pour Ajaccio, le système seul est insuffisant puisque son IB reste élevé même pour une température de consigne de 26°C (184,7 h). Par contre pour des villes tempérées et moins humides comme Agen et Carpentras (humidité absolue extérieure dépasse rarement 15g/kg air sec), le système a un IB moyen lorsque  $T_{\text{con}}=25^\circ\text{C}$  et IB faible lorsque  $T_{\text{con}}=26^\circ\text{C}$ . Pour améliorer la performance du système l'augmentation de la température de régénération de 10°C à 15°C est suffisante (selon la fig. 6) malgré que ceci entraîne des consommations énergétiques plus élevées.

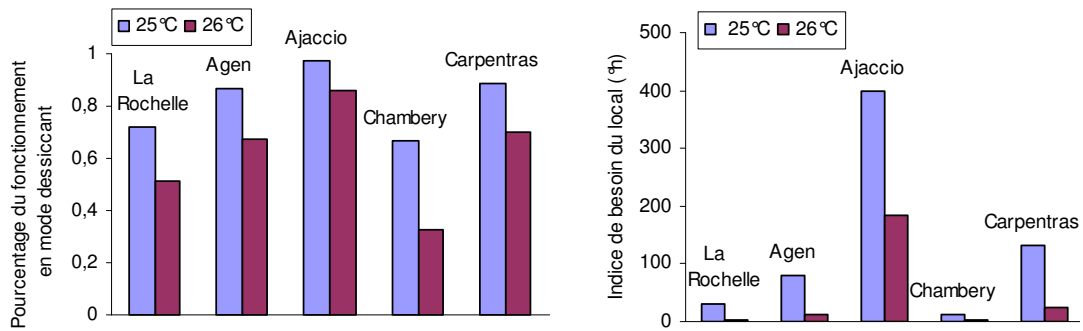


Figure 10 - variation du pourcentage du fonctionnement en mode dessiccant et de l'indice de besoin du local dans les villes étudiées et pour deux températures de consigne du bâtiment de 25°C et 26°C.

## 6. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Dans cet article on a étudié la performance du système dessiccant en fonction de l'efficacité de ses composantes. Le système est très influencé par l'efficacité de l'échangeur de chaleur et par l'efficacité des humidificateurs. De même la température de régénération est un facteur influençant le coefficient de performance du système. On envisage à présent de coupler le modèle avec le modèle de l'installation solaire afin d'étudier l'influence de la surface des collecteurs solaires ainsi que du volume de stockage. Quant à l'influence des conditions météorologiques, la performance du système dépend surtout de l'humidité absolue extérieure et on constate par exemple que sur le littoral méditerranéen chaud et humide le système seul est inefficace.

Enfin on peut noter que la complexité du système étudié s'adapte avec l'environnement de simulation utilisé SPARK. Grâce à sa souplesse et à sa modularité, cet environnement permet d'utiliser et de tester rapidement plusieurs modèles tout en offrant des techniques de résolution numériques ambitieuses.

### Remerciement

Les auteurs souhaitent remercier l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME) et le Conseil Régional de Poitou-Charentes pour les contributions qu'ils ont apportées et qui ont permis de mener ce travail.

## 7. REFERENCES

- Belarbi R. (1998). "Développement d'outils méthodologiques d'évaluation et d'intégration des systèmes évaporatifs pour le rafraîchissement passif des bâtiments", Thèse de Doctorat, Université de La Rochelle.
- Belarbi R., Allard F. (2001) Development of feasibility approaches for studying the behavior of passive cooling systems in buildings, *Renewable Energy*, Volume 22, pp. 507-524.
- Camargo J.R., Ebinuma C.D., Silveira J.L. (2003) Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system, *Applied Thermal Engineering* 23, pp.1537-1549.
- Dittmar J. (1997). Solar desiccant cooling : a pre –study of possibilities and limitations in Northern Europe, Master thesis E136, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.

- Filfli S., Marchio D. (2004). Dimensionnement des éléments de l'installation de rafraîchissement par roue à dessiccation et régénération solaire à la maison des énergies de Chambéry, rapport intermédiaire.
- Halliday S.P., Beggs C.B., Sleigh P.A. (2002). The use of solar desiccant cooling in the UK : a feasibility study, *Applied Thermal Engineering* 22, p.1327-1338.
- Khalid A.J., Nabeel S.Dhaidan (2001). Application of solar assisted heating and desiccant cooling systems for a domestic building, *Energy Conversion and Management* 42, pp. 995-1022.
- Klingenburg, SECO Dessiccant rotor, installation, operation maintenance, [http://www.klingenburg.de/ENGLISH/F\\_engl.htm](http://www.klingenburg.de/ENGLISH/F_engl.htm).
- Lindholm T. (2000). Evaporative and Dessiccant Cooling Techniques : Feasibility when applied to air conditioning, PhD thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- Mavroudaki P., Beggs C.B., Sleigh P.A., Halliday S.P. (2002). The potential for solar powered single-stage desiccant cooling in southern Europe, *Applied Thermal Engineering* 22, pp. 1129-1140.
- Mendonça K.C. (2004). "Modélisation thermo-aéraulique des locaux climatisés selon l'approche zonale", PhD thesis, University of La Rochelle.
- Mora L. (2003). "Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet ", Phd thesis, University of La Rochelle.
- Sowell E.F., Haves P. (2001). Efficient solution strategies for building energy system simulation, *Energy and Buildings* 33, p. 309-317.
- Stabat P., Marchio D.(2002), Cahiers des algorithmes de Consoclim, Prep-phidh-Consoclim V1.1, Phidh\_ Consoclim V1.2, Prep\_Echrot V1.0, Echrot V1.0
- Stabat P. (2003). Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en œuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau, Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris.