



Modélisation Des Phénomènes De Transports Dans La Roue De Dessiccation D'un Système De Climatisation Solaire

Kerkoub Youcef^{*1}, Toumi .A Lamine², Chara .M Ali², Merabti Liela¹, Abbas Mohamed¹, Kesbadji. M Nachida¹

¹ Unité De Développement Des Equipement Solaire UDES , Centre De Développement Des Energies Renouvelables CDER,
Bou-Ismaïl, Tipaza, Algérie

²Laboratoire de Thermodynamique et des Systèmes Energétiques, Faculté de Physique-USTHB, Bp N° 32 El Alia- Bab Ezzouar
16111 Alger, Algérie

*kerkoubyoucef@gmail.com

Abstract— Dans ce travail, nous avons effectué une modélisation globale des phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans un canal d'une roue à dessiccation d'un système de climatisation solaire. Le modèle établit a pris en compte le mécanisme de transfert de chaleur et de masse couplés entre l'air en écoulement et le matériau dessiccant. Ce modèle est basé sur quatre équations différentielles avec cinq variables gouvernant la température de l'air et du dessiccant, l'humidité de l'air et la teneur en eau du dessiccant. Puis nous y ajoutons une équation supplémentaire afin de fermer le système. Il s'agit de l'isotherme de sorption qui décrit la capacité du matériau à stocker la vapeur. Pour la résolution numérique du système d'équations, nous avons utilisé la méthode des différences finies avec un schéma implicite dans le temps et décentré arriére dans l'espace pour la discrétisation des équations.

Keywords— Desiccant cooling, roue dessiccatrice, transfert de masse, transfert de chaleur, méthode de différence finies

I. INTRODUCTION

L'évolution actuelle du contexte énergétique mondiale, liée aux problèmes environnementaux d'aujourd'hui et de demain, rend essentielle la mise en place de mesures et de technologies favorisant la sobriété énergétique de nos sociétés. La prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale. Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus particulièrement au CO₂ provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et étudié par la communauté scientifique [1]. La raréfaction des ressources mondiales en énergie fossile, bien que la date de la fin du pétrole ne soit pas l'objet d'un consensus, est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie. Ces deux facteurs obligent à repenser l'utilisation et la production de l'énergie.

La production du froid par les systèmes classiques (compression de vapeur) nécessite une grande quantité d'énergie électrique et les fluides frigorigènes utilisés sont

souvent toxiques et polluants. Il est nécessaire d'envisager l'exploitation de l'énergie solaire comme support à cette production. L'Algérie étant l'un des pays le plus ensoleillé, elle est exposée à plus de 6.9 kWh/m². Cette grande énergie peut être utilisée pour la production du froid afin de diminuer la consommation élevée de l'électricité surtout en période estivale.

Dans les systèmes de climatisation par roue dessiccatrice solide, les performances de la roue sont cruciales pour son bon fonctionnement, taille et coût du système entier. Effectuer un modèle mathématique est une méthode efficace d'analyse de la performance de la roue en particulier et du système plus généralement, le modèle peut également être utilisé pour guider les opérations du système, assister à son optimisation et interpréter les résultats expérimentaux.

Les modèles souvent utilisés dans la littérature sont deux catégories, Gas-Side Resistance model (GSR) et Gas and Solid-Side Resistance model. Nous présenterons ci-dessous quelques travaux effectués sur les deux principales catégories de modèle :

A. Modèle Gas-side resistance (GSR)

Du fait du manque d'études sur les mécanismes de diffusion complexe à l'intérieur d'un dessiccant solide, les transferts de masse et de chaleur pour les écoulements de l'air à travers un matériau dessiccant n'était précédemment régis que par le modèle GSR, les gradients de température et de concentration dans le solide dessiccant était tout simplement ignorés et les chercheurs ne considéraient généralement que le transfert dans la direction axiale. Charoensupaya and Worek [2] ont établi un modèle unidimensionnel simple de déshumidification, la condensation n'a pas pris en compte. Ce modèle a été résolu numériquement après avoir été converti sous forme adimensionnelle pour étudier un système Desiccant cooling adiabatique en cycle ouvert opérant en mode ventilation. Zheng and Worek [3] construit un modèle pris en compte le phénomène de condensation. Ils ont revu les



Le 4^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 4th International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2016



systèmes d'équations pour y intégrer les termes de condensations. Un schéma aux différences finies implicite a été adopté pour résoudre le modèle. L'analyse de performance a donné les résultats suivants :

- La valeur optimale du facteur de séparation C sous haute pression est plus importante que sous pression atmosphérique.
- Si la température de régénération est entre 65-100°C et que C est entre 0.01 et 0.1 la condensation occupera 21-40% de la section de régénération de la roue.
- Pour un C supérieur à 0.4, la condensation n'a tout simplement pas lieu.

B. Modèle Gas and Solid-Side Resistance (GSSR)

Comme cités précédemment le modèle GSR ne prend pas en considération la conduction de chaleur et de masse dans la partie solide, c'est pourquoi il ne reflète le processus de transfert réel qui a lieu dans la roue dessiccante. Pour résoudre ce problème un modèle tenant compte de la conduction de chaleur et de masse, à la fois dans la partie solide et l'air, a été proposé ; il s'agit du modèle GSSR. Ce dernier possède trois sous modèles : Pseudo-Gas-side model (PGS), Gas and solid-side model (GSS), Parabolic concentration profile model (PCP). Holmberg [4] (PGS) a adopté le schéma implicite de Crank-Nicholson pour l'équation de conservation de l'énergie et le schéma des différences finies centré pour le reste des équations, il a également employé la technique Gauss-Seidel pour résoudre le modèle. L'étude a montré qu'il existe une efficacité de séchage de l'humidité optimale pour différentes capacités de chaleur. San and Hsiao [5] (GSS) ont considéré un modèle unidimensionnel avec une diffusion de masse et de chaleur axiales dans le dessiccant solide, alors que le terme de stockage de l'humidité et de l'énergie ont été négligé. Le modèle a été résolu par un schéma mixte, différences finies implicites pour deux équations et les deux autres par schéma aux différences finies aval.

Dans ce travail, on construit un modélisation globale des phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans un canal d'une roue à desiccation d'un système de climatisation solaire. Le modèle établit a pris en compte le mécanisme de transfert de chaleur et de masse couplés entre l'air en écoulement et le matériau dessiccant.

Ce modèle est basé sur quatre équations différentielles avec cinq variables gouvernant la température de l'air et du dessiccant, l'humidité de l'air et la teneur en eau du dessiccant. Puis nous y ajoutons une équation supplémentaire afin de fermer le système. Il s'agit de l'isotherme de sorption qui décrit la capacité du matériau à stocker la vapeur.

Pour la résolution numérique du système d'équations, nous avons utilisé la méthode des différences finies avec un

schéma implicite dans le temps et décentré arrière dans l'espace pour la discrétisation des équations.

II. DESCRIPTION DU CYCLE DU SYSTEME DE DESSICCATION

Les systèmes Desiccant cooling sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA). Le Desiccant cooling est donc un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local.

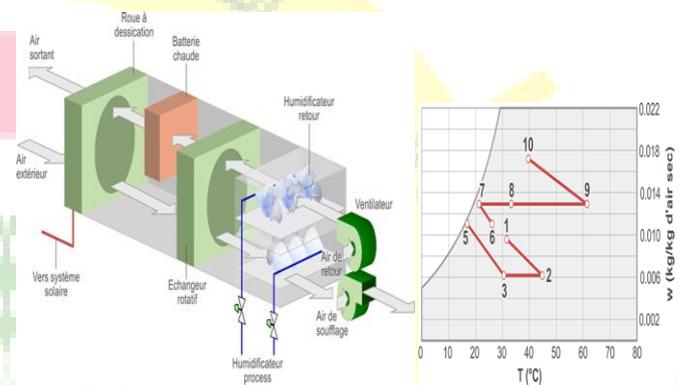


Fig. 1 Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à dessiccation et sa présentation en diagramme psychrométrique

Son principe de fonctionnement est comme suit : (1-2) L'air extérieur ou air pulsé (aussi appelé "air de process") est aspiré au travers d'un filtre, puis traverse la "roue dessiccante" ou "roue à dessiccation". Cet échangeur rotatif contient un produit de sorption solide. Ce dernier absorbe la vapeur d'eau de l'air extérieur par adsorption. L'air extérieur est ainsi déshumidifié et en contrepartie, voit sa température augmenter. (2-3) L'air extérieur est alors refroidi par échange de chaleur avec l'air intérieur extrait ou simplement l'air extrait (aussi appelé "air de régénération"). Cet échange se fait au travers d'un échangeur de chaleur rotatif (non hygroscopique). (6-7) Pour augmenter l'échange de chaleur et donc le refroidissement de l'air pulsé, on rafraîchit au préalable l'air extrait en l'humidifiant jusqu'à saturation. On abaisse ainsi le plus possible sa température et on bénéficie au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur. (7-8) En passant au travers de l'échangeur de chaleur, l'air extrait se voit donc réchauffé. (8-9) Pour pouvoir fonctionner en continu, la roue dessiccante doit être régénérée c'est-à-dire que l'humidité doit être évacuée du matériau adsorbant. Pour cela la portion de roue contenant l'humidité doit croiser le flux d'air extrait qui aura



été préalablement réchauffé pour atteindre une température suffisante pour vaporiser les molécules d'eau retenues dans les pores de la roue. (9-10) Enfin l'air chaud traverse et régénère la roue dessiccante pour lui permettre de poursuivre le processus continu de déshumidification. Finalement, l'air rejeté, à l'aide d'un ventilateur, sort plus chaud et plus chargé en humidité que l'air extérieur. (3-5) L'air pulsé peut encore être arrosé d'eau au travers d'un humidificateur. L'eau va absorber les calories restantes dans l'air avant que celui-ci ne soit propulsé dans le bâtiment à refroidir par un ventilateur. Cette alternative permet de refroidir l'air pulsé mais pas de le déshumidifier. Pour ce faire, il est alors nécessaire de remplacer cet humidificateur par une batterie froide.

III. MODELISATION MATHÉMATIQUE DE LA ROUE DESICCATRICE

Une roue est caractérisée par son diamètre D_m et sa longueur L . Elle est divisée en deux parties : Section d'adsorption et une section de régénération. La première section est pénétrée par l'air de process, l'autre par l'air de régénération qui sert à régénérer la roue. L'air de process et l'air de régénération s'écoulent dans des directions opposées. La roue est constituée généralement d'une matrice de nombreux canaux. La roue tourne à une vitesse constante et chaque canal est périodiquement exposé aux deux écoulements d'air.

La géométrie typique de la section transversale d'un canal de cette roue dessiccant a une forme sinusoïdale, d'une largeur b , une hauteur a et une longueur L comme représenté dans la figure 2

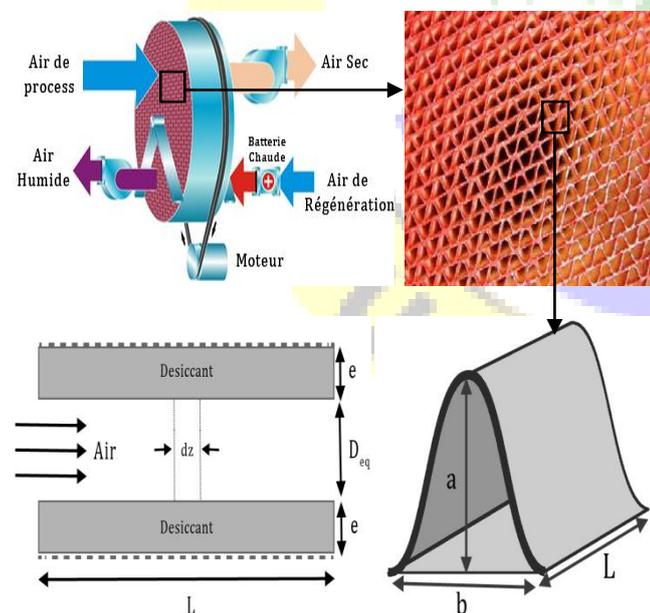


Fig. 2 Schéma de la roue dessiccante et de la géométrie du canal d'écoulement

Le modèle mathématique est basé sur les différentes suppositions suivantes :

1. Aucune réaction chimique ne se met en jeu.
2. Il n'y a aucune source d'énergie dans le système.
3. La conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale sont négligeables.
4. Les propriétés thermo-physiques de l'air sec, vapeur de l'eau, l'eau liquide et du Silica Gel sont supposées constantes.
5. Les canaux ont tous la même géométrie.
6. Le régime est établi.
7. L'écoulement de l'air est supposé laminaire.
8. La température, l'humidité et la vitesse de l'air sont uniformes à l'entrée de la roue.
9. Les coefficients de transfert de chaleur et de masse entre l'air et la paroi du dessiccant sont supposés constants.
10. Les chutes de pression et de vitesse dans l'écoulement de l'air sont négligées.
11. Le transfert de chaleur et de matière entre les canaux adjacents est négligé.
12. Le transfert de chaleur et de matière entre la roue et son environnement est négligé.
13. Les composants gazeux sont traités comme étant des gaz parfaits.
14. Il n'y a pas de gradients de température et d'humidité dans la direction radiale.

Ce modèle est transitoire et unidimensionnel dans la direction axiale. Il sert à modéliser les phénomènes de transfert de chaleur et de matière couplés et simultanés dans la roue dessiccante.

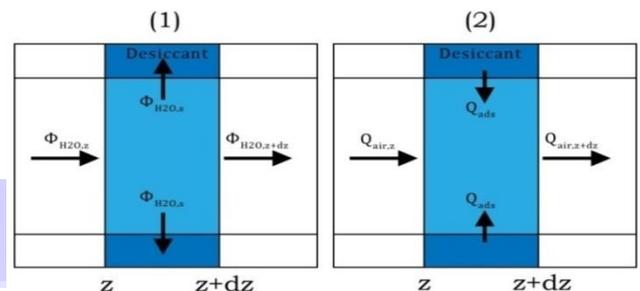


Fig. 3 Modélisation de phénomènes de transport dans un canal.

A. Equations Gouvernant le Système

Les équations gouvernantes utilisées dans ce modèle sont développées selon les suppositions au-dessus, s'écrivent comme suit :

1. La conservation de la masse d'eau et de l'énergie dans le système constitué du matériau adsorbant, le support de la roue et l'eau adsorbée.
2. La conservation de la masse d'eau et de l'énergie de l'air humide dans le canal d'écoulement.



Le bilan de la masse de l'air sec en écoulement est :

$$\frac{\partial \rho_{as}}{\partial t} = \frac{\partial (u \rho_{as})}{\partial z} \quad (1)$$

Où ρ_{as} représente la masse volumique de l'air sec, u la vitesse d'écoulement de l'air à travers le canal, t le temps, et z variable spatiale le long du canal. Comme les propriétés thermo-physiques de l'air sont supposées constantes ; la vitesse d'écoulement de l'air est par conséquent constante.

L'équation de transfert de la vapeur d'eau dans l'air s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial y_v}{\partial t} + u \frac{\partial y_v}{\partial z} + \frac{h_m P}{\rho_{air} A} (y_v - y_p) = 0 \quad (2)$$

Où y_v représente l'humidité absolue de l'air en écoulement, y_p l'humidité absolue de l'air en contact avec la paroi du matériau dessiccant. P et A sont respectivement le périmètre et la surface transversale du canal et h_m le coefficient de transfert convectif massique. Le premier terme désigne la variation l'humidité de l'air au cours du temps. Le deuxième est le taux de variation de la quantité de vapeur d'eau à cause de l'écoulement de l'air le long du canal et le troisième, c'est le terme de transfert de masse convectif entre le dessiccant et l'air en écoulement.

Dans les matériaux dessiccants, la quantité d'eau contenue dans le matériau s'exprime généralement en terme dit « teneur en eau λ », plutôt qu'en termes de concentration exprimé comme suit :

$$\lambda = \frac{m_{H_2O}}{m_{matériau}}$$

Le bilan de quantité d'eau comprise dans le dessiccant s'écrit :

$$\frac{\partial \lambda}{\partial t} - \frac{h_m}{e \rho_m f} (y_v - y_p) = 0 \quad (3)$$

Où ρ_m et e sont respectivement la masse volumique et l'épaisseur du matériau dessiccant, et f représente sa fraction massique dans la roue.

Le premier terme représente l'humidité stockée dans la roue dessiccant, et le deuxième décrit le flux de transfert de matière par convection entre l'air humide et le matériau dessiccant, qui est représenté par la différence entre l'humidité absolue de l'air et l'humidité absolue y_p en contact avec la paroi du matériau.

L'équation gouvernant le transfert de chaleur dans l'air est donnée par :

$$\rho_{air} A c_{p_{air}} \frac{\partial T_a}{\partial t} + u \rho_{air} A c_{p_{air}} \frac{\partial T_a}{\partial z} + h_t P (T_a - T_m) = 0 \quad (4)$$

Avec ρ_{air} , $C_{p_{air}}$ et T_a respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique et la température de l'air, T_m la température du dessiccant, h_t le coefficient de transfert de chaleur convective et A la surface transversal du canal. Le premier terme représente la variation de l'énergie de l'air au cours du temps. Le deuxième représente le flux de chaleur conséquent de l'écoulement de l'air dans le canal, et le troisième est le flux de chaleur par convection entre l'air et le matériau dessiccant, qui est représenté par la différence entre les températures de l'air et du dessiccant multipliée par un coefficient de transfert de chaleur convectif.

Le bilan d'énergie du matériau dessiccant s'exprime par l'équation suivante:

$$\rho_m [(1-\lambda)C_{pm} + \lambda C_{pl}] \frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{h_t}{e} (T_a - T_m) + \frac{h_m}{e} (y_v - y_p) \Delta H_{sorption} \quad (5)$$

Où ρ_m , C_{pm} , T_m et λ représentent respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique, la température, et la teneur en eau du matériau dessiccant, C_{pl} la chaleur spécifique de l'eau, et $\Delta H_{sorption}$ la chaleur d'adsorption.

Le premier terme dans l'équation est le terme de stockage de l'énergie dans le dessiccant. Le deuxième représente le flux de transfert de chaleur par convection entre l'air et le dessiccant, et le troisième terme représente la génération de chaleur résultante de l'adsorption de l'eau dans le dessiccant, qui est décrite par le produit : du taux d'échange d'humidité entre l'air et la paroi du dessiccant et la chaleur d'adsorption.

Le transfert de chaleur par conduction à travers le dessiccant est négligeable car la conductivité thermique du dessiccant est très faible (Silica Gel).

B. Isotherme de Sorption

L'ensemble des 4 équations gouvernantes précédentes comprend 5 variables : la température de l'air T_a , la température du dessiccant T_m , l'humidité absolue de l'air, l'humidité absolue y_v et la teneur en eau du dessiccant λ . Une cinquième équation est donc nécessaire pour la fermeture de système et sa résolution.

L'équation de fermeture utilisée est l'isotherme de sorption du matériau dessiccant qui relie la teneur en eau avec l'humidité absolue en contact avec la paroi du dessiccant.

Une isotherme de sorption peut être exprimée sous la forme suivante [9] :

$$\lambda = a \varphi^n \quad (6)$$

φ représente l'humidité relative de l'air. Les coefficients a et n dépendent du matériau adsorbant.

L'isotherme de sorption est établi expérimentalement. Il s'agit de la teneur en eau en fonction de l'humidité relative en contact avec la paroi du matériau [7] :



$$\frac{\lambda}{\lambda_{\max}} = \frac{\varphi}{(1-C)\varphi + C} \quad (7)$$

C. Condition Aux Limites et Initiales

Les conditions requises pour résoudre les 5 équations du modèle durant la phase d'adsorption sont 4 conditions initiales et 2 conditions aux limites pour la température de l'air et l'humidité absolue de l'air de process.

A l'instant $t = 0$ (s) l'humidité de l'air, la teneur en eau du Silica Gel ainsi que leurs températures sont tous à des valeurs initiales exprimées par les conditions initiales suivantes :

$$T_a(O, z) = T_{a0}$$

$$T_m(O, z) = T_{m0}$$

$$y_v(O, z) = y_0$$

$$\lambda(O, z) = \lambda_0$$

L'air de process en écoulement à travers la roue dessiccante a une température et une humidité absolue constantes T_{a0} et y_0 à sa face d'entrée ; son état est donc exprimé par les conditions suivantes :

$$T_a(t, O) = T_{a0}$$

$$y_v(t, O) = y_0$$

D. Résolution Numérique

Le système d'équations régissant le problème physique est solutionné numériquement en utilisant la méthode des différences finies précisément un schéma décentré arrière dans l'espace et implicite dans le temps.

Pour appliquer cette méthode, le domaine de l'espace $[0, L]$ est divisé en M sections, la longueur de chaque section est $\Delta z = L / M$, le domaine du temps $[0, t_f]$ en N segments, chaque segment a une durée $\Delta t = t_f / N$. A l'aide du logiciel de programmation Matlab, nous avons construit un programme de calcul pour l'évaluation des différentes variables

IV. RESULTATS ET DISCUSSION

A. VALIDATION

Le modèle numérique effectué dans ce travail est validé pour des valeurs expérimentales disponibles dans la littérature d'une roue à dessiccation utilisée pour la déshumidification de l'air [6]. Les caractéristiques de la roue à dessiccation ainsi que les propriétés de l'air utilisées comme donné d'entrée de la simulation sont présentées dans le tableau 1 et 2:

TABLEAU 1 Constante Utilise Dans La Simulation

Caractéristiques de la roue à dessiccation :

Largeur, b	$3.2 \times 10^{-3} \text{ m}$	[6]
Hauteur, a	$1.8 \times 10^{-3} \text{ m}$	[6]
Epaisseur du Silica Gel, e	$2 \times 10^{-4} \text{ m}$	[6]
Longueur de la roue, L	0.2 m	[6]
Diamètre de la roue, D_m	0.787 m	[6]
Matériau Dessiccant :		
Fraction massique du sorbant, f	0.75	[6]
Capacité calorifique, C_{pm}	921 J/kg K	[7]
Masse volumique, ρ_m	720 kg/m^3	[7]
Chaleur de sorption, $\Delta H_{sorption}$	2791000 kJ/kg	[7]
Air :		
Masse volumique, ρ_a	1.16 kg/m^3	[7]
Capacité calorifique, C_{pa}	1007 J/kg K	[7]
Conductivité thermique, k	0.0263 W/m K	[7]

TABLEAU 2 Condition De Fonctionnement Pour La Comparaison

EXP/SIM	$y_{entrée}$ (g/kg)	$T_{a, entrée}$ (°C)	$A_{process}/A_{régénération}$
EXP A	7.3	23.3	3.3
EXP B	4.8	23.8	3.3
EXP C	4.4	18	1
EXP D	13.5	25	1
SIM A	7.3	23.3	3.3
SIM B	4.8	23.8	3.3
SIM C	4.4	18	1
SIM D	13.5	25	1

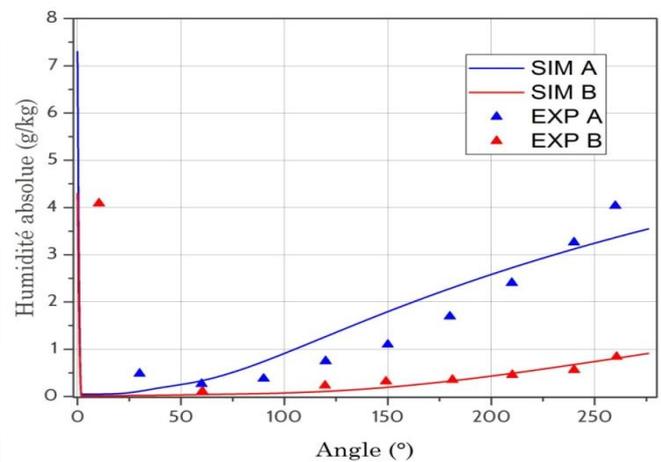


Fig. 4 Humidité de l'air à la sortie du canal en fonction de la position angulaire: comparaison entre la simulation et l'expérience.

B. HUMIDIFICATION DE L'AIR

L'humidité à la sortie du canal est le paramètre le plus important qui indique la performance de la roue. Dans les figures 5 et 6, on présente l'humidité à la sortie pour les



conditions de deux simulations (C et D) mentionnées au tableau 2.

Pour les condition de la simulation C où l'humidité à l'entrée est de 0.0043 kg/kg on constate que celle-ci tend rapidement vers 0, puis, elle augmente progressivement à partir de l'angle 35°. L'humidité pour la simulation D suit la même allure : elle démarre de 0.0135kg/kg et chute rapidement avant de remonter vers les 10°. L'écart entre l'entrée et la sortie à la fin de phase du process (angle 180°) pour une vitesse de rotation de 3TPH est de 0.0018 kg/kg pour la simulation C. Par contre l'écart augmente jusqu'à 0.0037 kg/kg pour les memes angles et vitesses de rotation appliqués à la simulation D. On déduit alors que l'augmentation de la valeur d'entrée de l'humidité a pour effet l'augmentation de l'écart.

Ainsi, l'augmentation de la vitesse de rotation a pour effet d'accroître l'écart de l'humidité entre l'entrée et celui de fin de process.

C. PERFORMANCE DE LA ROUE

Le paramètre le plus important qui indique l'évaluation des performances de la roue dessiccatrice est sa capacité à pouvoir retirer l'humidité de l'air, cette grandeur est désignée par le terme MRC (Moisture Removal Capacity). MRC dépend de plusieurs conditions de fonctionnement, à savoir : les débits d'entrée, la température et l'humidité de l'air. Dans cette partie, nous évaluons celle de notre système en fonction des ces conditions. La figure 7 désigne la MRC du système des

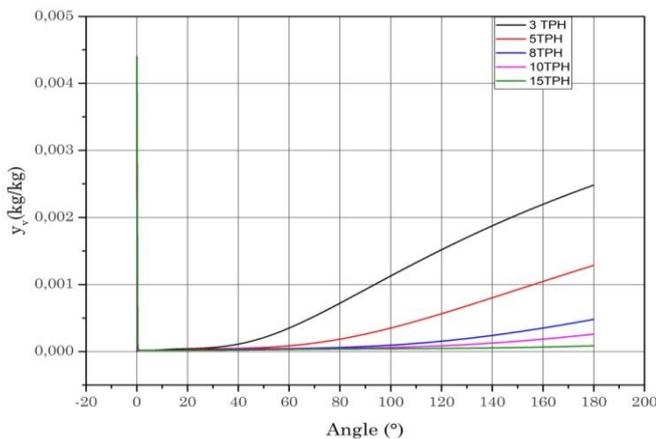


Fig. 5 Humidité de l'air à la sortie du canal en fonction des positions angulaires pour différentes vitesses de rotation (pour la simulation C)

vitesses de rotation pour différents débits de l'air. On constate que pour de faibles débits de l'air (de l'ordre de 0.5 m/s) la MRC augmente légèrement avant de se stabiliser vers 0.004 kg/s. D'autre part, pour des débits plus importants (de l'ordre de 5 m/s) l'augmentation devient significative et atteint 0.028 kg/s.

L'augmentation du débit de l'air a donc un impact positif sur la performance de notre système.

L'effet de la température de l'air à l'entrée est également d'une grande importance sur la performance du système. Son effet est illustré dans la figure 8.

On constate que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée réduit la MRC du système et ainsi que son efficacité. Pour une vitesse de rotation de 20 TPH et une température d'entrée de 15°C la MRC est de l'ordre de 0.0083 kg/s et l'efficacité vaut 0.98.

En revanche, pour une température d'entrée plus importante (30°C), la valeur de la MRC et de l'efficacité deviennent respectivement 0.0074 kg/s et 0.83.

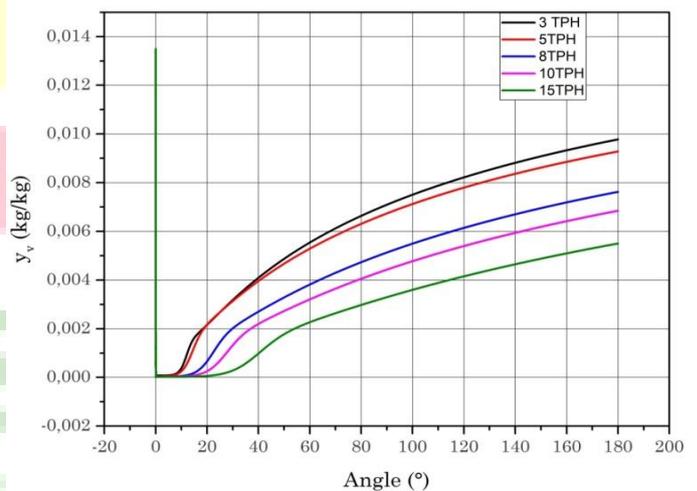


Fig. 6 Humidité de l'air à la sortie du canal en fonction des positions angulaires pour différentes vitesses de rotation (pour la simulation D)

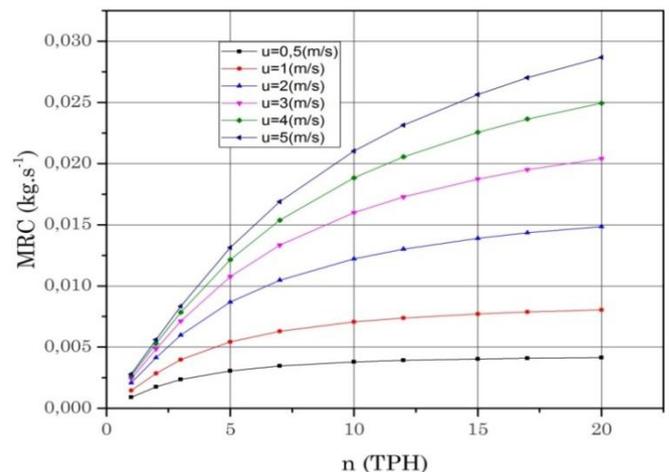


Fig. 7 Effet du débit de l'air sur la capacité d'adsorption de la roue (MRC) pour différentes vitesses de rotation

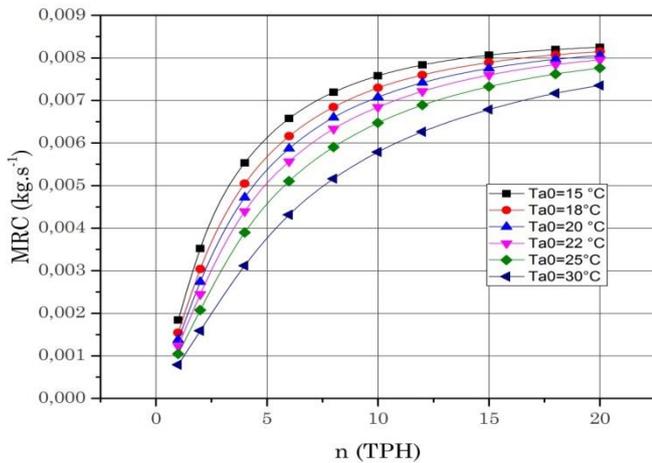


Fig. 8 Effet de la température de l'air sur la capacité d'adsorption de la roue (MRC) pour différentes vitesses de rotation

Nous expliquons cela par l'augmentation de la pression de saturation de la vapeur (fonction de la température), ce qui implique l'augmentation de l'humidité absolue à la paroi de contact avec le matériau dessiccant, cela conduit à la diminution du flux massique, de la vapeur avec le dessiccant et donc à la diminution de la MRC et de l'efficacité.

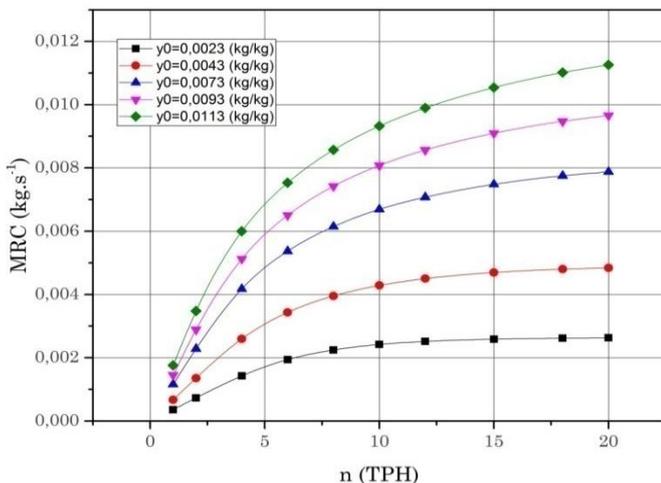


Fig. 9 Effet du de l'humidité de l'air sur la capacité d'adsorption de la roue (MRC) pour différentes vitesse de rotation

V. CONCLUSIONS

Dans ce travail, nous avons effectué une modélisation globale des phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans un canal d'une roue à desiccation d'un système de climatisation solaire. Ce modèle est basé sur quatre équations différentielles avec cinq variables gouvernant la température de l'air et du dessiccant, l'humidité de l'air et la teneur en eau du dessiccant.

Puis nous y ajoutons une équation supplémentaire afin de fermer le système. Il s'agit de l'isotherme de sorption qui décrit la capacité du matériau à stocker la vapeur.

Pour la résolution numérique du système d'équations, nous avons utilisé la méthode des différences finies avec un schéma implicite dans le temps et décentré arrière dans l'espace pour la discrétisation des équations.

A partir des résultats obtenus par cette simulation, Nous pouvons citer :

- Le modèle effectué est en bon accord avec l'expérimentale ce qui signifie que le modèle prédit correctement les phénomènes de transport de chaleur et de masse dans la roue de desiccation.
- La vitesse de rotation de la roue a un impact sur sa performance.
- la température élevée de l'air fait diminuer l'efficacité de la roue et ainsi sa capacité de sorption (MRC)
- l'efficacité de la roue augmente avec l'humidité de l'air ambiant ce qui implique que ce type de système de climatisation est très efficace pour des régions humides, notamment le climat nord algérien.

REMERCIEMENT

Nous remercions l'Agence thématique de recherche en science et technologie (ATRST) pour le financement du Projet de production de froid par desiccation solide en collaboration avec UDES

REFERENCES

- [1] Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, Changement climatique 2001, Rapport de synthèse [en ligne]. Disponible sur http://www.grida.no/climate/ipcc_tar/vol4/french/index.htm
- [2] Charoensupaya D, Worek WM. Parametric study of an open-cycle adiabatic, solid, desiccant cooling system. Energy 1988; 13(9):739-47.
- [3] Zheng W, Worek WM. Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier. Numerical Heat Transfer 1993; 23(2):211-32.
- [4] Holmberg RB. Combined heat and mass transfer in regenerators with hygroscopic materials. ASME J Heat Transfer 1979; 101:205-10.
- [5] San JY, Hsiau SC. Effect of axial solid heat conduction and mass diffusion in a rotary heat and mass regenerator. Int J Heat Mass Transfer 1993; 36 (8):2051-9.
- [6] Stefano De Antonellis, Cesare Maria Joppolo, Luca Molinaroli, Simulation, performance analysis and optimization of desiccant wheels, Energy and Buildings 42 (2010) 1386-1393.
- [7] Jae Dong Chung, Dae-Young Lee, Effect of desiccant isotherm on the performance of Desiccant wheel, international journal of refrigeration 32 (2009) 720 - 726



Le 4^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et
Renouvelables

The 4th International Seminar on New and Renewable
Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algeria 24 - 25 Octobre 2016

