

Etude numérique d'un système de rafraîchissement par évaporation à point de rosée pour bâtiments sous climat méditerranéen

Djallel Abada*^{1,2,3}, Chadi Maalouf³, Oualid Sotehi², Tala Moussa³, Guillaume Polidori³, Djamila Rouag- Saffidine², Zoheir Derghout², Amel Ferial Boudjabi², Etienne Wurtz⁴

¹Department d'Architecture - Université d'Oum El Bouaghi, 04000 Route de Constantine, Algérie
*djallel.abada@etudiant.univ-reims.fr

²Laboratoire Energie & Environnement - Université de Constantine 3, 25016 Ali Mendjeli, Algérie

³TheMM, Université de Reims Champagne Ardenne, 51687 Reims Cedex 2, France

⁴LITEN, Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives, 38000 Grenoble, France

RESUME. Le rafraîchissement de l'air reste un problème crucial dans les climats chauds où la consommation d'électricité est de plus en plus excessive. La recherche est de plus en plus orientée vers de nouvelles techniques pour fournir un confort hygrothermique intérieur à moindre coût et soucieux de la qualité environnementale. Parmi ces techniques, la technologie de rafraîchissement par évaporation à température de rosée est la plus prometteuse, car elle peut refroidir l'air extérieur à des températures inférieures à celle du bulbe humide. Le système en question vise à assurer des effets de rafraîchissement tout en maintenant un niveau acceptable d'humidité relative avec une consommation d'énergie réduite. Ce travail propose une étude numérique sur la conception d'un tel système pour les bâtiments situés dans des régions chaudes et arides. Ce modèle est utilisé pour étudier l'effet de certains paramètres interactifs sur sa performance (efficacité de rafraîchissement et température de soufflage) tels que sa longueur et la température de l'eau.

MOTS-CLÉS : *Rafrâichissement évaporatif, Température de Rosée, modélisation numérique.*

ABSTRACT. Air cooling remains a crucial problem in hot climates where the consumption of electricity is more and more excessive. Research is increasingly oriented towards new techniques to provide indoor hygrothermal comfort at a lower cost and concerned with environmental quality. Among these techniques, the dew point evaporative cooling technology is the most promising, since it can cool the outside air to temperatures lower than that of the wet bulb. The system in question aims to provide cooling effects while maintaining an acceptable level of relative humidity with reduced energy consumption. This work proposes a numerical study on the design of a system for buildings located in hot and arid regions. This model is used to study the effect of certain interactive parameters on its performance (cooling efficiency and supply temperature) such as its length and the water temperature.

KEYWORDS: *Evaporative cooling, Dew Point Temperature, numerical modeling.*

1. INTRODUCTION

Le secteur du bâtiment est le plus grand consommateur d'énergie de la région méditerranéenne en raison du manque de sensibilisation sur l'importance de l'isolation thermique et du vieillissement du parc de logements. Le réchauffement climatique ainsi que l'épuisement des combustibles fossiles forcent le secteur de la construction à réduire sa demande en énergie. En France, environ 45% de la consommation finale de l'énergie est due aux secteurs du bâtiment (Service de l'observation et des statistiques 2016) et, en Algérie, elle est de 43% (APRUE 2017). Pour l'Algérie, uniquement pour l'électricité cette valeur dépasse les 60 % (environ 18 % pour le résidentiel et 43 % pour le Tertiaire) tandis que pour la France elle est environ de 69%. En cause, le secteur de la climatisation qui se développe rapidement. En 2010, environ 5% des ménages français et 16% des ménages algériens étaient équipés de systèmes de

climatisation, représentant respectivement une consommation d'électricité de 450 kWh et 700 kWh par ménage équipé (Enerdata 2014). Au cours de la période 2000-2013, le parc installé des climatiseurs en Algérie a atteint environ 6,6 millions d'unités. Soit une multiplication du parc par 160 entre 2000 et 2013. Le marché français n'échappe pas au phénomène avec une croissance de 8 % en 2017, soit 500 000 appareils installés. Dans ce contexte, le concept de rafraîchissement par évaporation est une alternative éprouvée qui contribue à la préservation de l'environnement. Il émet peu de CO₂ et constitue une méthode économiquement réalisable pour refroidir l'air (Boukhanouf et al. 2014). L'électricité consommée n'est utilisée que pour faire circuler l'air et l'eau (ventilateur et pompe), ce qui la rend moins énergivore que les systèmes de rafraîchissement classiques, avec une économie allant jusqu'à 90% (Boukhanouf et al. 2015) et plus si on utilise un système de panneaux photovoltaïques pour alimenter la pompe et le ventilateur. Dans les régions à climat sec et chaud, ce système peut être économe en énergie et avoir une incidence positive sur l'environnement. Parmi les systèmes évaporatifs les plus largement utilisés figurent les systèmes directs et indirects dont le système de rafraîchissement par évaporation à point de rosée. Les avantages du système de rafraîchissement par évaporation à point de rosée ont été rapportés dans des études antérieures, néanmoins, des travaux plus récents ont permis de consolider la possibilité de la mise en pratique du système. Boukhanouf et al. (2017) ont étudié numériquement et expérimentalement une configuration de rafraîchisseur de point de rosée à contre-courant utilisant un milieu poreux saturé au lieu du film d'eau. Ils ont réussi à atteindre une efficacité du système de l'ordre de 1.024 pour une capacité de rafraîchissement de l'ordre de 225 W.m². Lin et al. (2017 ; 2018) ont étudié numériquement et expérimentalement un rafraîchisseur par évaporation à point de rosée et à courants croisés. Ils ont constaté que pour un air fourni avec une humidité modérée, l'efficacité globale du bulbe humide et du point de rosée du rafraîchisseur peut atteindre 1,25 et 0,85, et que, dans des conditions ambiantes humides, l'efficacité du bulbe humide, la capacité de rafraîchissement et le COP soient respectivement égaux à 0,86, 2,2 kW et 4,6. De plus, la capacité de rafraîchissement peut être améliorée à 70-135% par la déshumidification de l'air fourni. Wan et al. (2018a; 2018b) ont comparés deux configurations d'un rafraîchisseur à évaporation à point de rosée, la première dont l'air extérieur introduit circule parallèlement au film d'eau et dans la seconde il s'écoule dans le sens opposé du film d'eau. Ils ont également constaté que la configuration à contre-courant avait la meilleure efficacité de rafraîchissement et donne des températures inférieures à celle en parallèle.

Le but de cet article est de modéliser et de valider un rafraîchisseur à évaporation du point de rosée pouvant être utilisé sous un climat méditerranéen. Le système est d'abord présenté, puis son modèle mathématique et son implémentation dans SPARK (Sowell et Haves 2001; Maalouf et al. 2008) est montré. Le modèle est validé à l'aide des données de la littérature (Riangvilaikul et Kumar 2010; Hasan 2010). Enfin, des simulations sont effectuées pour étudier la variation des paramètres du système sur son efficacité de rafraîchissement et la température de l'air fourni.

2. Description du système de point de rosée

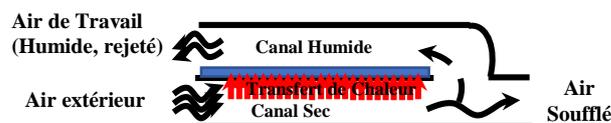


Figure 1 : schéma de principe du rafraîchisseur évaporatif du point de rosée étudié.

La figure 1 montre un schéma de principe du rafraichisseur par évaporation à point de rosée étudié. Il est constitué d'un échangeur de chaleur à contre-courant composé de deux canaux superposés (canal sec et canal humide) échangeant de la chaleur à travers une paroi mince. Cette paroi est en contact avec le flux d'air dans le canal humide à travers un mince film d'eau ou un milieu humide saturé, et imperméable à l'humidité sur sa surface arrière en contact avec le canal sec. L'air extérieur admis entre dans le canal sec et perd de la chaleur dans le canal humide. À la fin du canal, il se divise en deux parties : la première est soufflée dans le local et la deuxième, appelée air de travail, est déviée dans le canal humide, absorbe la chaleur provenant du canal sec ainsi que l'humidité provenant du côté humide de la paroi due à l'évaporation de l'eau. Le rapport du débit d'air dans le canal humide à celui du canal sec est appelé rapport d'air de travail et varie généralement entre 0,3 et 0,7 (Xu et al. 2018).

3. MODELE MATHEMATIQUE

Pour simplifier l'analyse du problème, les hypothèses suivantes ont été formulées (Riangvilaikul et Kumar 2010; Hasan 2010; Boukhanouf et al. 2017; Xu et al. 2018) :

(1) il n'y a pas de transfert de chaleur entre le système et l'environnement (2) la hauteur des canaux est petite par rapport à leur largeur, le flux est unidirectionnel; (3) le film d'eau est uniformément réparti sur toute la surface de la plaque; (4) l'eau et la plaque sont à la même température; (5) le flux d'air est supposé être stable et incompressible; (6) le film d'eau est renouvelé de manière constante; (7) le transfert de chaleur via les parois du canal est dans la direction verticale.

Compte tenu de l'élément de calcul illustré à la figure 2, le bilan de conservation de l'énergie pour le flux d'air dans le canal sec donne :

$$\frac{\dot{m}_d c_{pa}}{D} \frac{dT_d}{dx} = -U_d(T_d - T_{fw}) \quad (1)$$

Où (T_d) est la température de l'air sec dans le canal sec [$^{\circ}\text{C}$], (T_{fw}) la température du film d'eau [$^{\circ}\text{C}$], (U_d) le coefficient de transfert de chaleur global entre le canal sec et le film d'eau [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$], (D) la largeur du canal [m] et (\dot{m}_d) débit d'air dans le canal sec [kg/s].

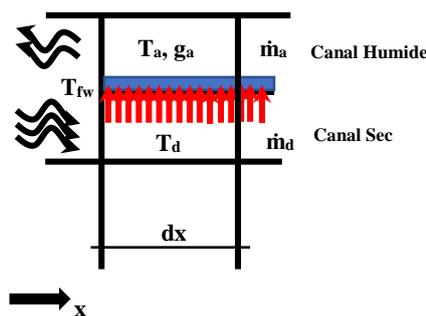


Figure 2 : Coupe transversale de l'élément de calcul.

Le bilan de conservation de l'énergie pour le flux d'air dans le canal humide donne :

$$\frac{\dot{m}_a c_{pa}}{D} \frac{dT_a}{dx} = -h_{aw}(T_{fw} - T_a) - \rho h_m (g_{fw} - g_a) c_{pv} T_a \quad (2)$$

Où (T_a) est la température du bulbe sec dans le canal humide [$^{\circ}\text{C}$], (g_a) est le rapport d'humidité de l'air [kg/kg_d] et (g_{fw}) est le rapport d'humidité à saturation près du film d'eau. La différence entre les deux taux d'humidité est la force motrice de l'évaporation de l'eau dans le canal humide. (\dot{m}_a) est le débit

d'air dans le canal humide [kg/s]. (ρ) est la masse volumique de l'air humide [kg/m³], (h_{aw}) est le coefficient de transfert de chaleur dans le canal humide [W/m² °C] et (h_m) est le coefficient de transfert de masse par convection entre le flux d'air humide et la surface du film d'eau [kg/m² s]. Ils sont liés par la relation de Lewis :

$$\frac{h_{aw}}{h_m} = \rho C_p L e^{2/3} \quad (3)$$

L'application de l'équation de conservation de la masse à l'air du côté humide du canal de calcul donne :

$$\frac{\dot{m}_a}{D} \frac{dg_a}{dx} = -\rho h_m (g_{fw} - g_a) \quad (4)$$

Considérant le bilan énergétique d'un élément sec et humide couplé sur le support entre les canaux :

$$\frac{\dot{m}_{fw} c_{pfw}}{D} \frac{dT_{fw}}{dx} = -U_d (T_d - T_{fw}) + \rho h_m (g_{fw} - g_a) h_{fg} + h_{aw} (T_{fw} - T_a) \quad (5)$$

Pour résoudre ce système d'équations, le logiciel SPARK (Simulation Problem Analysis and Research Kernel) est utilisé. Ce dernier permet de résoudre efficacement les systèmes d'équations différentielles (Boukhanouf et al. 2017). Le système d'équations a été discrétisé en utilisant la méthode des différences finies et le système physique a été divisé en 20 éléments de calcul.

4. VALIDATION DU MODELE

Pour valider le modèle, la simulation a été réalisée sur la base d'un système similaire qui avait été publié avec des résultats numériques ou expérimentaux (Hasan 2010; Riangvilaikul et Kumar 2010). Le tableau 1 présente les paramètres utilisés dans chacune de ces études ainsi que les conditions climatiques de l'air en entrée.

Paramètres	Hasan (2010)	Riangvilaikul (2010)
Longueur du canal (m)	0,5	1,2
Largeur du canal (m)	0,5	0,08
Hauteur du canal (m)	0,0035	0,005
Vitesse d'entrée (m.s ⁻¹)	0,676	2,4
Taux d'air de travail	0,7	0,33
Température de l'air admis (°C)	30	25-30-35-40-45
Taux d'humidité de l'air admis (g/kgas)	9	6,9-11,2-20-26,4

Tableau 1. Paramètres et conditions climatiques utilisés dans les données publiées

La figure 7 montre un comparatif des profils de simulation pour la température de l'air dans les canaux secs et humide ainsi que la température de surface des parois mouillées. Ces résultats sont obtenus à partir du modèle SPARK appliqué à l'étude de cas de Hasan (2010). L'air dans le canal sec circule dans le sens opposé à celui du canal humide. On peut remarquer que la température de l'air d'admission chute de 30°C à 17,3°C dans le canal sec, ce qui est inférieur à la température humide de l'air (18,8°C). Pour le canal humide, l'air de travail entre à 17,3°C, sa température continue de baisser pendant une phase initiale courte (environ 20% de la longueur du canal) en raison de la faible température de l'eau à la surface de la paroi humide, puis commence à augmenter à cause du transfert de la chaleur provenant du canal sec. En ce qui concerne la température de la surface de la paroi humide, celle-ci continue d'augmenter avec le flux d'air dans le canal humide en raison de la chaleur provenant

du canal sec. Dans ce cas, l'air est fourni à 17°C, ce qui correspond à une différence de 0,3°C avec SPARK ou 1,76%.

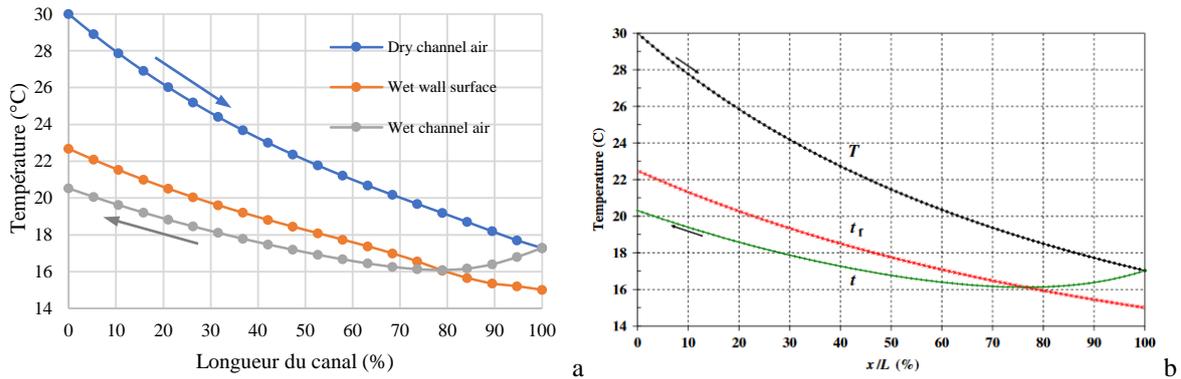


Figure 7 : comparatif des Profils numériques des températures donnés par SPARK (a) avec ceux obtenus par Hasan (2010) (b).

Les figures 8 et 9 montrent l'humidité relative et la teneur en humidité de l'air dans le canal humide g_a , ainsi que la teneur en humidité à saturation à la température de la paroi humide g_{fw} et les résultats de SPARK pour les conditions expérimentales étudiées par Riangvilaikul et Kumar (2010) (voir Tableau1).

Une longueur de canal de 100% correspond à l'entrée du canal humide et le 0% correspond à la sortie. La teneur en humidité augmente de 9 g.kgas⁻¹ à l'entrée du canal humide à 14,82 g.kgas⁻¹, ce qui indique que l'air sort du canal humide complètement saturé. La différence ($g_{fw} - g_a$) est la force motrice de l'évaporation de l'eau dans le canal. Ces résultats sont également validés par les données de Hasan (2010). L'augmentation de la température et de l'humidité de l'air entrant entraîne une augmentation de la température de l'air sortant. En moyenne, une variation de 10 g/kg d'humidité à l'entrée peut générer une variation de 6,3°C de la température de sortie, tandis qu'une variation de 10°C de la température de l'air à l'entrée génère une différence d'environ 1,59°C. Par conséquent, le facteur le plus important ayant une incidence sur les conditions de sortie de l'air est l'humidité de l'air à l'entrée. Ces résultats sont en accord avec ceux présentés dans Riangvilaikul et Kumar (2010) (non représentés ici).

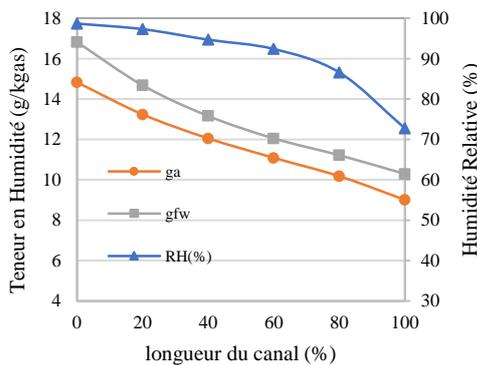


Figure 8 : Propriétés de l'air dans le canal humide calculées par SPARK.

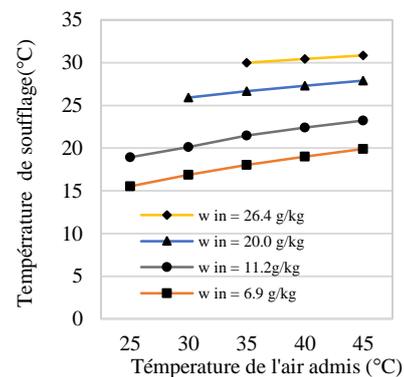


Figure 9 : Résultats numériques SPARK pour différentes conditions d'admission d'air.

Nos résultats suggèrent que le modèle est en accord avec les données publiées et qu'il peut donc être utilisé pour évaluer et optimiser l'efficacité du système.

5. ANALYSE PARAMETRIQUE

Afin d'élaborer un système efficace, une analyse paramétrique est réalisée pour évaluer l'effet de la longueur du canal, de la température d'entrée du canal humide et du taux d'air de travail (rapport de la masse du flux d'air dans le canal humide à celui du canal sec).

Dans ce cas, nous avons considéré des conditions d'entrée d'air de 35°C et 40% d'humidité relative, conditions qui peuvent être rencontrées sous un climat méditerranéen. Le cas de référence est le même que celui étudié par Riangvilaikul et Kumar (2010), (voir tableau 1). La température d'entrée de l'eau à la surface du mur humide est de 21°C. L'efficacité est évaluée en fonction de celle du point de rosée et de celle du bulbe humide, définies respectivement comme suit :

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{dp}} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{wb}} \quad (7)$$

Les figures 10 et 11 montrent les Efficacités de Rafrachissement et la température de soufflage en fonction de la longueur du canal et en fonction du rapport d'air de travail. À mesure que la longueur du canal augmente, l'efficacité augmente et la température de l'air soufflé diminue de 25,72°C à 22,43°C. On remarque que ε_{wb} augmente plus vite que ε_{dp} . Lorsque la longueur du canal varie de 0,6 à 1,2m, ε_{dp} augmente de 59,45 à 80,6% tandis que ε_{wb} augmente de 82,9 à 112,4%, en particulier pour le premier incrément de canal de 40 cm. Une longueur supérieure à 1 m peut fournir un $\varepsilon_{wb} > 100\%$.

Un rapport air de travail/air d'entrée élevé améliore l'évaporation de l'eau et l'efficacité, mais il diminue le débit d'air fourni et donc réduire la capacité de rafraichissement du système. Lorsque le taux d'air de travail augmente de 0,2 à 0,8, la température de l'air admis diminue de 25,16°C à 21,2°C. Un ratio supérieur à 0,3, donne $\varepsilon_{wb} > 100\%$. Pour des valeurs supérieures à 0,6, ε_{dp} et ε_{wb} augmentent lentement, ce qui signifie que les valeurs les mieux adaptées à ce taux sont comprises entre 0,3 et 0,6.

Ces résultats montrent que, pour que le système soit efficace, la longueur du canal doit être supérieure à 1m et son taux d'air de travail supérieur à 0,3.

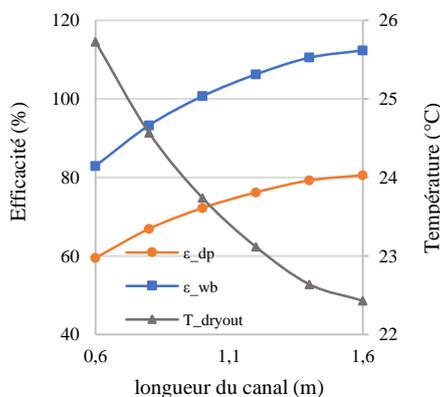


Figure 10 : Efficacité et température de soufflage en fonction de la longueur du canal.

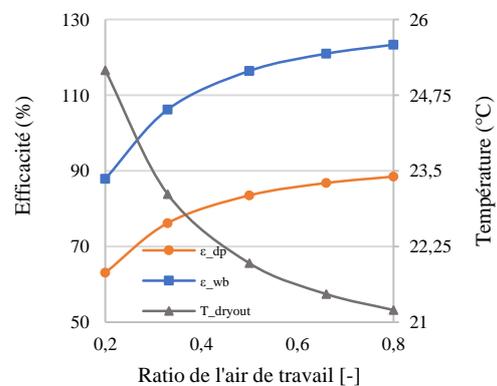


Figure 11 : Efficacité et température de soufflage en fonction du ratio d'air de travail.

La figure 12 montre l'efficacité du système ainsi que la température de l'air soufflé par rapport à la température de l'eau. Lorsque la température de l'eau varie de 15°C à 29°C, celle de l'air de soufflage augmente de 22,75°C à 23,6°C, ce qui correspond à une valeur de 0,85°C. L'efficacité ϵ_{dp} diminue de 78,5 à 73,2% et ϵ_{wb} varie de 109,5 à 102%. Ces résultats suggèrent que l'effet de la température de l'eau est faible.

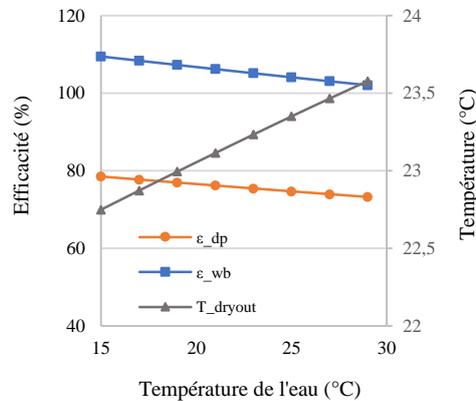


Figure 12 : Efficacité et température de soufflage en fonction de la température de l'eau.

6. CONCLUSIONS

L'étude présentée dans cet article montre que le rafraîchissement par évaporation au point de rosée est capable de fournir de l'air à des températures inférieures à la température humide. Un modèle de différences finies du système a été développé. Grâce à ce modèle et à des facteurs d'entrée connus, les performances du système, à savoir la qualité de l'air sortant et l'efficacité du rafraîchissement, sont prédites. Les résultats obtenus lors de la simulation sont prometteurs et en bon accord avec ceux de la littérature. Des simulations sont également utilisées pour concevoir un rafraîchisseur adapté aux conditions climatiques méditerranéennes. Il a été observé qu'une longueur de canal d'au moins 1m et un taux d'admission d'air frais d'au moins 0,3 permettraient un rendement élevé de l'efficacité du bulbe humide. Une humidité plus faible entraîne une plus grande différence entre le bulbe sec et le point de rosée de l'air, ce qui profite au système en améliorant ses performances de rafraîchissement.

7. REMERCIEMENT

Ce travail est le fruit d'une coopération scientifique franco-algérienne. Les auteurs souhaitent remercier le Partenariat Hubert Curien TASSILI.

8. BIBLIOGRAPHIE

- APRUE. 2017. « Consommation énergétique finale : année 2017 ». Alger, Algérie : Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie. <http://www.aprue.org.dz/documents/Consommation%20%C3%A9nerg%C3%A9tique%20finale.pdf>.
- Boukhanouf, R., A. Alharbi, O. Amer, et H. G. Ibrahim. 2015. « Experimental and Numerical Study of a Heat Pipe Based Indirect Porous Ceramic Evaporative Cooler ». *International Journal of Environmental Science and Development* 6 (2): 104–10. <https://doi.org/10.7763/IJESD.2015.V6.570>.

- Boukhanouf, R., H. G. Ibrahim, A. Alharbi, et M. Kanzari. 2014. « Investigation of an Evaporative Cooler for Buildings in Hot and Dry Climates ». *Journal of Clean Energy Technologies* 2 (3): 221–25. <https://doi.org/10.7763/JOCET.2014.V2.127>.
- Boukhanouf, Rabah, Abdulrahman Alharbi, Hatem G. Ibrahim, Omar Amer, et Mark Worall. 2017. « Computer modelling and experimental investigation of building integrated sub-wet bulb temperature evaporative cooling system ». *Applied Thermal Engineering* 115 (mars): 201–11. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.119>.
- Enerdata. 2014. « Tendances de l'efficacité énergétique dans les pays du bassin méditerranéen, Réseau MEDENER, Projet MED-IEE : Indicateurs d'Efficacité Énergétique pour la Méditerranée. » Réseau MEDENER.
- Hasan, Ala. 2010. « Indirect Evaporative Cooling of Air to a Sub-Wet Bulb Temperature ». *Applied Thermal Engineering*, Selected Papers from the 12th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, 30 (16): 2460–68. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017>.
- Lin, J., Duc Thuan Bui, Ruzhu Wang, et Kian Jon Chua. 2018. « On the Fundamental Heat and Mass Transfer Analysis of the Counter-Flow Dew Point Evaporative Cooler ». *Applied Energy* 217 (mai): 126–42. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.120>.
- Lin, J., R. Z. Wang, M. Kumja, T. D. Bui, et K. J. Chua. 2017. « Modelling and experimental investigation of the cross-flow dew point evaporative cooler with and without dehumidification ». *Applied Thermal Engineering* 121 (juillet): 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.047>.
- Maalouf, Chadi, Etienne Wurtz, et Laurent Mora. 2008. « Effect of Free Cooling on the Operation of a Desiccant Evaporative Cooling System ». *International Journal of Ventilation* 7 (2): 125–38. <https://doi.org/10.1080/14733315.2008.11683805>.
- Riangvilaikul, B., et S. Kumar. 2010. « An Experimental Study of a Novel Dew Point Evaporative Cooling System ». *Energy and Buildings* 42 (5): 637–44. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.034>.
- Service de l'observation et des statistiques. 2016. « Chiffres clés de l'énergie - édition 2015 ». Commissariat Général au Développement Durable. www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr.
- Sowell, Edward F, et Philip Haves. 2001. « Efficient Solution Strategies for Building Energy System Simulation ». *Energy and Buildings* 33 (4): 309–17. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00113-4](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00113-4).
- Wan, Yangda, Jie Lin, Kian Jon Chua, et Chengqin Ren. 2018a. « Similarity Analysis and Comparative Study on the Performance of Counter-Flow Dew Point Evaporative Coolers with Experimental Validation ». *Energy Conversion and Management* 169 (August): 97–110. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.043>.
- Wan, Yangda, Jie Lin, Kian Jon Chua, et Chengqin Ren. 2018b. « A new method for prediction and analysis of heat and mass transfer in the counter-flow dew point evaporative cooler under diverse climatic, operating and geometric conditions ». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127 (December): 1147–60. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.142>.
- Xu, Peng, Xiaoli Ma, et Xudong Zhao. 2018. *A Dew Point Air Cooler toward Super Performance From Conception, Simulation, Fabrication to Laboratory Testing and Applied Evaluation*. LAP Lambert Academic Publishing.