

# Étude et caractérisation d'un matériau poreux pour un système de rafraîchissement innovant par évaporation

Guilian Leroux<sup>\*1,2</sup>, Louis Stephan<sup>1</sup>, Nolwenn Le Pierrès<sup>2</sup>, Etienne Wurtz<sup>1</sup>

<sup>1</sup> SBST/CEA

50 avenue du lac Léman, 73370 Le Bourget du Lac

<sup>2</sup> LOCIE/Université de Savoie-CNRS UMR5271

Savoie Technolac, 73376 Le Bourget du Lac

\*guilian.leroux@univ-savoie.fr

---

*RESUME.* Afin de développer un nouveau système de rafraîchissement par évaporation, des mesures expérimentales ont été menées pour caractériser un matériau poreux qui fera office d'évaporateur dans le système. Les mesures ont montré que la température de l'eau dans le réservoir poreux pouvait être jusqu'à 6°C inférieure à la température de l'air ambiant.

*MOTS-CLÉS.* Évaporation, Système, Rafraîchissement

---

---

*ABSTRACT.* In order to develop an innovative evaporative cooling system, experimental studies have been performed to test and characterize porous materials that could be used in an evaporator. Measures show that water temperature in the porous tank can reach 6°C below the ambient air temperature.

*KEYWORDS.* Evaporation, System, Cooling

---

## 1 INTRODUCTION

L'augmentation du besoin de confort d'été combiné au réchauffement climatique a favorisé le développement rapide de la climatisation au niveau mondial. En France, le taux de climatisation est en constante augmentation, il atteignait en 2007 4% des habitations individuelles et 20% des surfaces du secteur tertiaire [dl09]. Ce taux est relativement faible par rapport aux États Unis ou au Japon mais ne cesse de croître [Mar03]. Les problèmes liés à la climatisation sont d'une part sa grande consommation d'électricité et d'autre part les fluides frigorigènes utilisés, qui participent au réchauffement climatique et dégradent la couche d'ozone. Il est urgent de développer des techniques de rafraîchissement alternatives aux climatiseurs classiques. Dans ce contexte le rafraîchissement adiabatique qui est une technique de rafraîchissement basée sur l'évaporation pourrait s'avérer être une technologie pertinente.

## 2 ETAT DE L'ART

Le rafraîchissement adiabatique est basée sur l'évaporation d'eau dans l'air. La chaleur latente nécessaire pour provoquer le changement d'état de l'eau est considérable. En s'évaporant, l'eau puise alors de l'énergie dans son milieu et ainsi diminue sa température. Cet air peut ensuite être utilisé pour rafraîchir un bâtiment.

Cette technique est utilisée de façon passive depuis longtemps en Afrique ou au Moyen Orient. Des systèmes comme les bassins en toiture ou les jarres d'eau sont toujours utilisés aujourd'hui, mais leur potentiel est limité. Les systèmes actifs sont aujourd'hui en progression et se déclinent en plusieurs catégories. Le plus simple est le refroidissement par évaporation directe (ED), dans lequel l'eau est vaporisée directement dans l'air de ventilation entrant dans le bâtiment, ce système est très simple mais introduit une quantité non négligeable d'eau dans le bâtiment, pouvant provoquer à terme des problèmes d'humidité. Ces problèmes sont résolus avec le refroidissement par évaporation indirecte (EI). On a alors deux flux d'air distincts, dans le premier flux, l'air est humidifié, il se refroidit puis passe par un échangeur de chaleur air/air avant d'être rejeté à l'extérieur. Le deuxième flux d'air se rafraîchit dans l'échangeur grâce au premier flux puis est injecté dans le bâtiment. Un état de l'art sur ces systèmes [AZD12] montre les nombreuses études à ce sujet. Ce système atteint ses limites dans les climats humides, lorsque l'air est proche de la saturation. Le potentiel de rafraîchissement adiabatique est alors faible, on doit utiliser une déshumidification de l'air. On utilise un matériau dessicant, en général mis en oeuvre dans une roue. Des travaux expérimentaux et théoriques ont été fait sur ces systèmes [Bou08]. Même s'il a fait ses preuves, ce système reste assez complexe et coûteux.

Il existe aussi des systèmes de rafraîchissement constitués de panneaux radiatifs qui utilisent le potentiel de rafraîchissement de la voûte céleste. Combinant le rayonnement vers la voûte céleste et le rafraîchissement adiabatique, des systèmes sont apparus ces dernières années comme celui installé sur le toit du center for global ecology à Washington. Dans ce système, de l'eau ruisselle sur le toit, l'évaporation et le rayonnement diminuent la température de cette eau qui est ensuite récupérée par des gouttières et utilisée par la suite pour rafraîchir le bâtiment.

## 3 LE SYSTÈME DE RAFRAÎCHISSEMENT ÉTUDIÉ

Ce rapide état de l'art permet de constater que le rafraîchissement adiabatique est une technique déjà largement utilisée. Le système de rafraîchissement innovant étudié ici utilise les trois modes de rafraîchissement simultanément (convection, rayonnement et évaporation) dans un système semi ouvert demandant peu d'entretien. Les principaux éléments du système représentés sur la figure 1 sont : un réservoir (1) qui sert de stockage, un autre réservoir poreux en terre cuite qui sert d'évaporateur (3), un échangeur de chaleur (2), une pompe (5) et une vanne automatique (7).

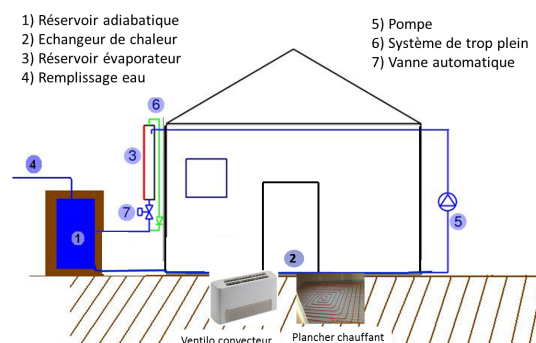


FIGURE 1. Schéma descriptif du système de rafraîchissement intégré à une habitation individuelle

Le système suit le cycle journalier suivant : au matin dès que la température de l'eau contenue

dans l'évaporateur (3) commence à augmenter, la vanne automatique s'ouvre et l'eau rafraîchie pendant la nuit est vidée dans le réservoir de stockage. Lorsque qu'on a des besoins de rafraîchissement dans le bâtiment, la pompe (5) envoie l'eau fraîche dans l'échangeur de chaleur. L'eau utilisée pour rafraîchir le bâtiment au cours de la journée est stockée au fur et à mesure dans le réservoir évaporateur (3). Pendant la nuit, l'évaporation à la surface du réservoir poreux, la convection et le rayonnement refroidissent l'eau dans l'évaporateur et le cycle recommence de nouveau.

## 4 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DU MATÉRIAU POREUX À UTILISER

Ce système étant à l'état de conception, une étude expérimentale amont sur le matériau poreux à utiliser a été menée. Notre choix s'est porté sur la terre cuite qui est un matériaux peu onéreux, solide et dont la matière première (l'argile) est disponible en grande quantité. De plus, les systèmes de rafraîchissement avec des matériaux poreux trouvés dans la littérature utilisent la terre cuite [EI03].

### 4.1 DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

Le banc expérimental (figure 2) est constitué d'une centrale de traitement de l'air qui prépare une veine d'air aux conditions de température, hygrométrie et débit souhaitées. La centrale de traitement de l'air présente une incertitude de  $\pm 6\%$  sur le débit, de  $\pm 0.6 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{airsec}}$  et  $\pm 0.5 \text{ K}$  sur la température. Un réservoir poreux est placé dans un caisson. Ce caisson est un cube en contreplaqué de  $0.6 \text{ m}$  de coté, il est relié à la veine d'air par une gaine de  $16 \text{ cm}$  de diamètre et une ouverture de  $8 \text{ cm}$  de diamètre est percée à l'opposé de l'arrivée d'air pour évacuer l'air, le caisson est donc traversé par un flux d'air dont on connaît les propriétés.

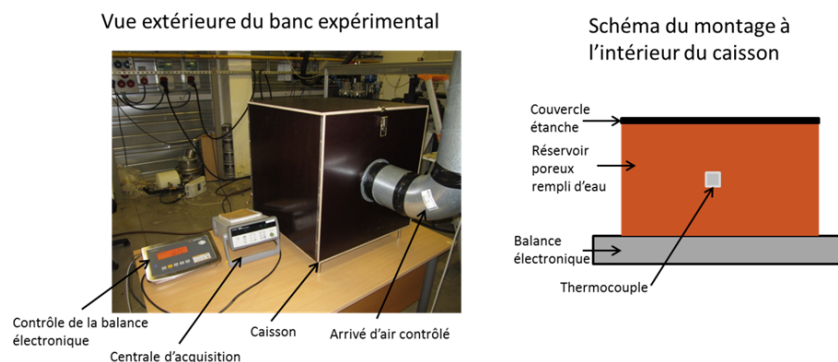


FIGURE 2. Banc expérimental

### 4.2 INSTRUMENTATION

Le réservoir poreux est placé sur une balance Sartorius précise à  $0.2 \text{ g}$  près qui va permettre de suivre l'évolution de la masse d'eau évaporée. Une sonde PT100 4 fils est placée dans le réservoir pour mesurer la température de l'eau, des thermocouples de type T sont placés à l'entrée du flux d'air et sur la surface du réservoir. Les thermocouples ont été étalonnés préalablement, la précision est de  $0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 4.3 COMPARAISON DES TERRES CUITES

5 terres cuites ont été testées, il s'agit de terres cuites que l'on trouve dans le commerce, 1 brique de cloison et 4 pots de fleurs numérotés de 1 à 4. La brique et le pot 4 sont rectangulaires, leurs

dimensions sont précisées dans le tableau 1 avec  $H$  la hauteur,  $L$  la longueur et  $p$  la profondeur. Les pots 1 à 3 sont des cônes tronqués avec  $h$  la hauteur,  $d_1$  le grand diamètre et  $d_2$  le petit diamètre.

Dans un premier temps, la porosité des 5 terres cuites a été mesurée. La porosité d'un matériau poreux  $P$  est le ratio entre le volume des pores et le volume total, elle peut se calculer d'après la formule ci-dessous en mesurant la masse mouillée  $m_{mou}$ , la masse sèche  $m_{sec}$  et la masse immergée  $m_{im}$  de l'échantillon.

$$P = \frac{V_{pore}}{V_{total}} = \frac{m_{mou} - m_{sec}}{m_{mou} - m_{im}}$$

Une balance hydrostatique a été utilisée pour mesurer la masse immergée, c'est à dire la masse de l'échantillon plongée dans un liquide (ici de l'eau).

Dans un second temps, le taux d'évaporation a été mesuré à l'aide du montage décrit précédemment. Les conditions de soufflage utilisées sont une vitesse d'air de 2.8 m/s, une température de l'air de 27.6 °C et une humidité absolue de 13.5 g d'eau par kg d'air sec ce qui correspond à une humidité relative de 60%. Les résultats obtenus sont synthétisés dans le tableau 1.

	$T_{air}(^{\circ}C)$	$T_{eau}(^{\circ}C)$	$\Delta T(^{\circ}C)$	$\Delta P(Pa)$	$\dot{m}$	Dimension	Porosité
Brique	28.1	24.7	3.4	910.0	2.01	$H = 0.25, L = 0.3, p = 0.1$	33.6%
Pot 1	27.6	25.1	2.5	1010.0	3.25	$h = 0.2, d_1 = 0.2, d_2 = 0.14$	25.2%
Pot 2	27.5	23.3	4.2	691.0	3.60	$h = 0.155, d_1 = 0.175, d_2 = 0.10$	31.2%
Pot 3	27.7	26.2	1.5	1220.0	0.85	$h = 0.13, d_1 = 0.14, d_2 = 0.09$	17.0%
Pot 4	27.7	27.0	0.7	1310.0	0.35	$H = 0.11, L = 0.32, p = 0.10$	23.0%

TABLE 1: Comparaison de terres cuites testées

Dans ce tableau les grandeurs utilisées sont les suivantes :  $T_{eau}$ , la température de l'eau dans le réservoir,  $T_{air}$  la température de l'air de soufflage,  $\Delta T$  la différence de température entre l'air et l'eau,  $\Delta P$  la différence de pression de vapeur entre la surface que l'on considère comme saturée et l'air soit  $\Delta P = P_{v_{sat}}(T_{surf}) - P_{vap}(T_{air})$ ,  $h$  est le coefficient de transfert de masse et  $\dot{m}$  (g/min/m<sup>2</sup>) le taux d'évaporation surfacique, HR est l'humidité relative de l'air. Le calcul de  $P_{v_{sat}}$  découle de la formule de Clapeyron.

$$p_{sat}(T) = p_0 e^{\frac{M \cdot L_v}{R} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right)} \quad p_v(T) = HR \cdot p_{sat}(T)$$

Dans ces formules, on a  $M = 18$  g/mol la masse molaire de l'eau,  $L_v = 2257$  kJ/kg la chaleur latente d'évaporation,  $R = 8.31$  J/(mol.K) la constante des gaz parfait,  $T_0 = 373.15$  K et  $P_0 = 101325$  Pa la température et pression à l'état de référence. Les résultats du tableau 1 montrent que les pots avec les taux d'évaporation les plus grands sont les plus poreux et donnent les plus grands écarts de température. De plus la forme rectangulaire est pénalisante, en effet le jet d'air est perpendiculaire à la plus grande longueur ce qui laisse une surface importante non exposée au flux. Au vu de ces résultats, une étude plus approfondie sur le pot 2 qui donne les meilleures performances a été menée.

#### 4.4 ÉTUDE SUR LE POT 2

La figure 3 (a) illustre le pot étudié avec les caractéristiques géométriques principales. Une première expérience a été menée au cours de laquelle le débit d'air était nul. On peut voir l'évolution des température sur la figure 3. En régime permanent, la température de l'air ambiant est de 19.9 °C et la température de l'eau de 15.6 °C. On mesure donc un écart de température de 4.4 °C. Le taux d'évaporation qui est ici de 1.22 (g/min/m<sup>2</sup>).

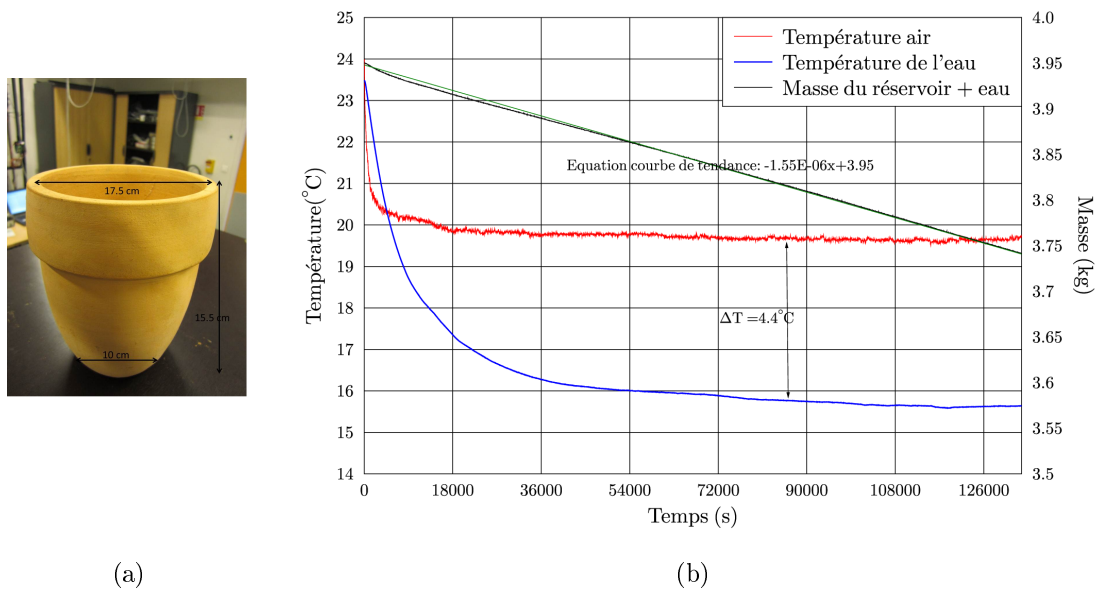


FIGURE 3. Pot 2 (a) ; Évolution de la température de l'eau et de la masse d'eau dans le réservoir dans un cas sans vent (b)

Une série de tests a été menée en faisant varier le débit et l'humidité de l'air soufflé dans le caisson. La figure 4 reporte l'évolution du taux d'évaporation, du coefficient de transfert de masse et la différence de température air eau, exprimés en fonction de la différence de pression de vapeur  $\Delta P_v$  et de la vitesse de l'air dans le caisson. Les principaux résultats sont reporté dans le tableau 2 avec  $H_a$  l'humidité absolu de l'air de soufflage en  $g_{eau}/kg_{airsec}$ .

	$H_a$	$T_{air}(^{\circ}C)$	$T_{eau}(^{\circ}C)$	$\Delta T(^{\circ}C)$	$\Delta P(Pa)$	$\dot{m}(g/min/m^2)$	$h(s/m)$
1m/s	2	25.8	19.5	6.3	1935	2.84	2.4e-08
	5	25.8	19.9	5.9	1518	2.47	2.7e-08
	10	25.9	21.4	4.5	939	2.06	3.7e-08
	13.5	25.9	22.2	3.7	514	1.57	5.1e-08
2.8m/s	2	27.5	21.5	6.0	2220	4.74	3.6e-08
	5	27.5	22.2	5.3	1880	4.31	3.8e-08
	8	27.4	22.8	4.6	1450	4.14	4.8e-08
	10	27.5	23.2	4.3	1240	3.73	5.0e-08
	13.5	27.4	24.0	3.4	848	3.03	5.9e-08
5.5m/s	2	28.3	23.9	4.4	2597	5.44	3.5e-08
	5	28.3	24.2	4.1	2119	4.90	3.9e-08
	8	28.4	24.7	3.7	1769	4.56	4.3e-08
	10	28.4	25.0	3.4	1518	4.41	4.8e-08
	13.5	28.3	25.3	3.0	1020	3.81	6.2e-08

TABLE 2: Résultats des séries de tests

On peut observer sur la figure 4 que le taux d'évaporation augmente avec la vitesse de l'air et la différence de pression. Cependant, le taux d'évaporation augmente peu en fonction de la vitesse de l'air entre 5.5 m/s et 2.8 m/s, ceci s'explique certainement par le fait que la vitesse de migration de l'eau à travers la terre cuite n'est alors plus suffisante pour maintenir un état saturé à la surface extérieure du réservoir. Le coefficient de transfert de masse ( $h_m$ ) augmente avec la vitesse de l'air et diminue avec la différence de pression de vapeur.

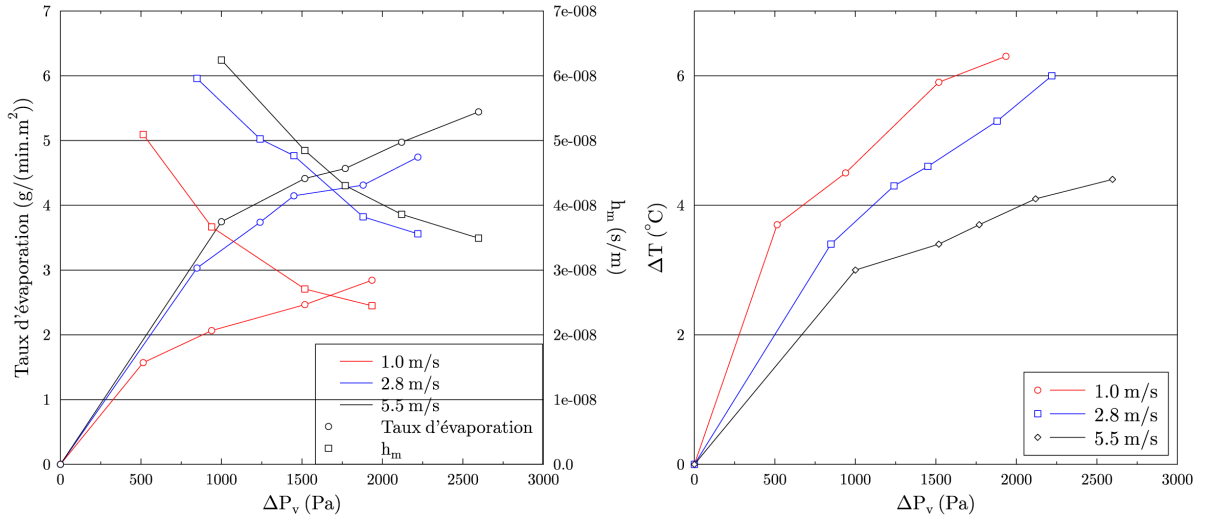


FIGURE 4. Taux d'évaporation, coefficient de transfert de masse (à gauche) et température (à droite) en fonction de la différence de pression de vapeur et de la vitesse d'air dans le caisson

Nous remarquons de plus que la différence de température entre l'air de soufflage et l'eau du réservoir diminue avec la vitesse de l'air et augmente avec la différence de pression de vapeur. En régime permanent, on atteint un équilibre entre la puissance perdue par évaporation qui extrait de l'énergie au réservoir et la puissance convective qui en apporte. A forts débits, la puissance convective est importante et nous observons un faible  $\Delta T$ , à l'inverse aux basses vitesses d'air, la convection est faible et les écarts de températures sont importants. Dans le cas d'une utilisation réelle du système, la température de la masse d'eau sera plus chaude que l'air, ainsi les effets de la convection et de l'évaporation vont se combiner pour refroidir l'eau, et entreront en compétition lorsque l'eau aura atteint une température inférieure à l'air.

## 5 MODÉLISATION DU COMPOSANT RÉSERVOIR ÉVAPORATEUR

L'objectif de cette partie modélisation est de développer, tester et calibrer un modèle nodal simulant le comportement thermique du réservoir poreux. Le modèle sera comparé aux résultats expérimentaux puis pourra être utilisé pour des applications plus générales. La modélisation est réalisée sous Modélica Dymola. Les trois modes de transferts de chaleur agissant en parallèle sont décrits dans les paragraphes suivants.

### 5.1 CONVECTION

Le pot est considéré comme un cylindre placé perpendiculairement à l'écoulement et nous utilisons la corrélation de Churchill et Bernstein [SWC77] pour déterminer le coefficient de convection.

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_d}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad \overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D \lambda}{D}$$

Avec  $\overline{Nu}_D$  le nombre de Nusselt moyen à la surface du cylindre,  $Re_d$  le nombre de Reynolds du flux d'air de soufflage,  $Pr$  le nombre de Prandtl,  $\bar{h}_D$  le coefficient de transfert convectif moyen à la surface du cylindre ( $W/(m^2K)$ ),  $d$  et  $D$  respectivement le diamètre de la conduite de soufflage et du cylindre (m) et  $\lambda$  la conductivité thermique de l'air ( $W/(m.K)$ ).

La puissance échangée par convection  $\Phi_{conv}$  (W) est donc la suivante :

$$\Phi_{conv} = A \cdot \bar{h}_D (T_{surf} - T_{ext})$$

Avec A la surface du réservoir ( $m^2$ ) et  $T_{surf}$  sa température ( $^{\circ}C$ ).

## 5.2 CALCUL DU FLUX ÉCHANGÉ PAR RAYONNEMENT $\Phi_{rad}$ (W)

Le puissance radiative se calcule selon la formule suivante :

$$\Phi_{rad} = A \sigma \epsilon (T_{surf}^4 - T_{rad}^4) \quad T_{rad}^4 = f_v T_{sky}^4 + (1 - f_v) T_{ext}^4$$

Avec  $f_v$  le facteur de vue de la surface vers le ciel,  $\sigma$  la constante de Boltzmann ( $m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$ ),  $\epsilon$  l'émissivité de la surface et  $T_{sky}$  la température du ciel calculée à partir de la corrélation de Martin [MM84].

## 5.3 ÉVAPORATION

La puissance absorbée par l'évaporation  $\Phi_{evap}$  (W) est proportionnelle au taux d'évaporation, à la chaleur latente d'évaporation L et la surface d'évaporation A :

$$\Phi_{evap} = A L_v \dot{m}$$

$$\dot{m} = h_m (P_{sat}(T_{surf}) - P_v(T_{air}))$$

Pour le coefficient de transfert de masse  $h_m$  nous utilisons les mesures expérimentales présentées précédemment.

## 5.4 CONDUCTION

La conductivité équivalente du matériau poreux saturé en eau est considérée égale à  $0.77 \text{ W}/(m \cdot K)$ . La résistance thermique de convection entre l'intérieur du réservoir et l'eau est négligée.

## 5.5 SATURATION HYDRIQUE

Pour maintenir une surface extérieure saturée en eau, le taux d'évaporation doit être inférieur à la vitesse de migration de l'eau à travers le matériau. La vitesse de migration de l'eau vers la surface extérieure est dépendante de la configuration des pores dans la terre cuite, n'ayant pas les informations spécifique aux matériaux, la surface extérieure du matériau poreux est considérée comme continuellement saturée. cette hypothèse n'est plus valide pour des vitesses de vent importantes et fera l'objet d'amélioration dans les futurs modèles.

## 6 SIMULATION ET COMPARAISON AVEC L'EXPÉRIENCE

Les résultats de modélisations de l'évolution de la température de l'eau dans le réservoir sont comparés aux données expérimentales dans le cas de sollicitations constantes (vitesse d'air, température, humidité). Trois comparaisons sont illustrées sur la figure 5 pour une humidité absolue de  $10 \text{ g/kg}$  avec des vitesse d'air de  $1, 2.8$  et  $5.5 \text{ m/s}$  respectivement associées aux températures de soufflage de  $26, 27.5$  et  $28.5 \text{ }^{\circ}C$ . En régime permanent, les écarts sont faibles (moins de  $0.2 \text{ }^{\circ}C$ ); des écarts plus importants sont observés dans la phase transitoire (jusqu'à  $0.5 \text{ }^{\circ}C$ ). La puissance évaporative varie entre  $75$  et  $200 \text{ W/m}^2$ , plus la vitesse de l'air est importante plus la puissance est importante. L'incertitude de modélisation de la température est d'environ  $\pm 1 \text{ }^{\circ}C$  à l'équilibre. Cette incertitude est illustrée sur la figure 5 par la zone hachurée. L'incertitude de mesure lié à la sonde PT 100 est  $\pm 0.3 \text{ }^{\circ}C$ . La mesure se trouve dans la plage d'incertitude de la simulation. Pour valider de manière fiable le modèle il faudrait le tester dans un cas dynamique de cycle journalier, ce travail est en cours numériquement et expérimentalement.

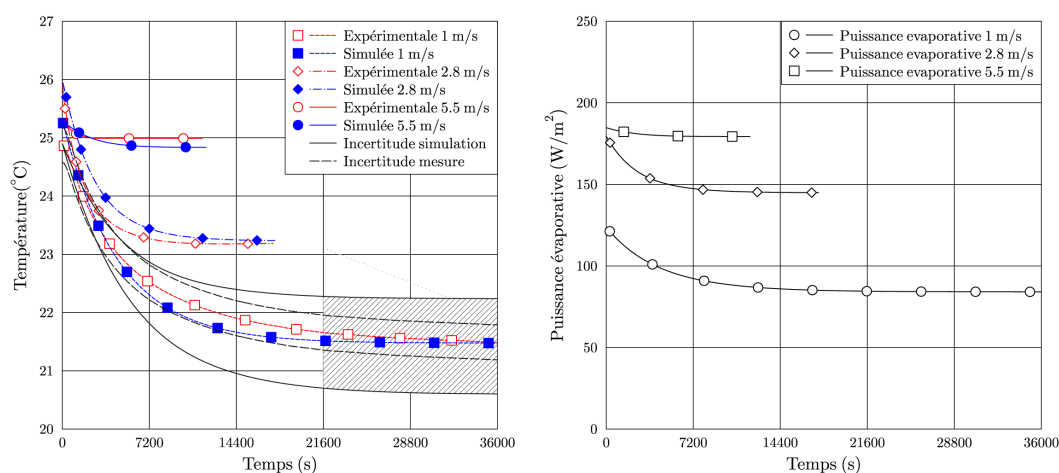


FIGURE 5. Comparaison mesures/simulations (gauche) et puissance évaporative simulée (droite)

## 7 CONCLUSION

Cette étude a permis de caractériser un matériau poreux qui sera utilisé pour le développement d'un système innovant de rafraîchissement. Les mesures expérimentales ont montré que la température de l'eau dans le réservoir pouvait être jusqu'à  $6^{\circ}\text{C}$  inférieure à la température de l'air soufflé.

## RÉFÉRENCES

- [AZD12] A. Xingxing Zhang A. MahmudMustafa A. XudongZhao A. Zhiyin Duan, B. Changhong Zhan. Indirect evaporative cooling : Past, present and futur potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 :6823–6850, 2012.
- [Bou08] P. Bourdoukan. *Étude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques de rafraîchissement par dessiccation avec régénération par énergie solaire*. PhD thesis, LOCIE-Université de Savoie, 2008.
- [dl09] Ministère de l'écologie. *Rapport sur la production de gaz à effet de serre des systèmes de climatisation et leurs impacts sur l'écosystème et l'environnement, singulièrement dans les collectivités d'outre mer*. Ministère de l'écologie du développement durable, du transport et du logement, 2009.
- [EI03] S.B. Riffat E. Ibrahim, L. Shao. Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. *Energy and buildings*, 35 :941–949, 2003.
- [Mar03] D. Marchio. *Chiffres clefs de la climatisation dans le monde, en Europe et en France*. Centre d'énergétique-Paris, 2003.
- [MM84] P. Berdahl M. Martin. Characteristics of infrared sky radiation in the united states. *Solar Energy*, 33 :321–326, 1984.
- [SWC77] M. Bernstein S W. Churchill. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *Journal of Heat Transfer*, 99 :300–306, 1977.