

Impact de l'humidité ambiante sur la dynamique d'imbibition d'un matériau poreux

Impact of ambient humidity on the imbibition dynamics of a porous material

Laurence LECLEF¹, Florine GIRAUD^{1*}, Stéphane LIPS², Benoit STUTZ¹

¹Laboratoire procédés énergie bâtiment (LOCIE) 60, avenue du lac Léman –73376 Le Bourget du Lac

²CAELI Energie, 13 rue de l'Abbé Vincent – 38600 Fontaine

*(auteur correspondant : florine.giraud@univ-smb.fr)

Résumé - Les technologies de refroidissement adiabatique par évaporation ont un impact environnemental plus faible que les technologies conventionnelles, puisqu'elles ne nécessitent pas de fluide frigorigène nocif pour l'environnement ni l'utilisation de système de compression de vapeur énergivore. Leur performance est cependant impactée par la dynamique d'imbibition et d'assèchement des substrats capillaires minces couvrant la paroi des systèmes évaporatifs. L'effet de l'évaporation d'eau sur la dynamique d'imbibition d'un substrat capillaire mince couvrant une paroi verticale et placé dans de l'air stagnant est étudié dans ce travail. Des modèles physiques simplifiés couplant transferts de masse et de chaleur sont proposés afin d'estimer les propriétés physiques du substrat et estimer le taux d'évaporation en présence.

Abstract - Adiabatic evaporative cooling technologies have a lower environmental impact than conventional technologies, since they do not require environmentally harmful refrigerants or energy-intensive vapour compression. However, their performance is strongly affected by the imbibition and drying dynamics of the thin capillary substrates covering the wall of evaporative systems. The effect of water evaporation on the imbibition dynamics of a thin capillary substrate covering a vertical wall and placed in stagnant air is studied in this work. Simplified physical models combining mass and heat transfer are proposed in order to estimate the physical properties of the substrate and the evaporation rate.

Nomenclature

A	Section du substrat poreux, m^2	r_{eff}	Rayon du pore, m
cp	Capacité thermique de l'air, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	T	Température, $^{\circ}\text{C}$
g	Accélération de pesanteur, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	u	vitesse, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
h	Coefficient échange convectif, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
k	Perméabilité, m^2	ε	Porosité du non-tissé ; émissivité
km	Coefficient échange massique, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	λ	Conductivité thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
L	Longueur, m	μ	Viscosité dynamique, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
l_{cap}	Longueur capillaire, m	ρ	Masse volumique, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
l_f	Hauteur de remontée capillaire, m	σ	Tension superficielle, $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$
L_v	Chaleur latente de vaporisation, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
m	Masse, kg	0	initial
\dot{m}	Débit massique, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	a	air ambiant
\dot{m}''	Débit surfacique, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	abs	absorption
M_L''	Masse surfacique, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$	$evap$	évaporation
P	Pression, Pa	w	wet bulbe
r	Rayon du ménisque, m	*	grandeur adimensionnelle

1. Introduction

Selon l'Agence internationale de l'énergie (AIE) [1], les climatiseurs à compression mécanique de vapeur représentaient en 2018 environ 7 % des émissions mondiales de gaz à effet de serre (GES) et 10 % de la consommation électrique mondiale, dont 20 % dans les bâtiments résidentiels et tertiaires. De plus, en transférant l'énergie extraite des locaux vers les façades extérieures ou les toits, ces systèmes contribuent de manière significative aux phénomènes d'îlots de chaleur urbains. Face à ces enjeux, la recherche se tourne vers des solutions alternatives, telles que les refroidisseurs par évaporation indirecte d'eau utilisant le cycle de Maisotsenko. Exempts de fluides frigorigènes et de compresseurs, ces systèmes mettent en œuvre des empilements de plaques sièges d'échanges thermiques avec (canaux humides) et sans (canaux secs) évaporation. L'air à refroidir traverse les canaux secs ou il est refroidi au contact des parois. Une partie de l'air froid est soufflé directement dans la pièce. L'autre partie est injecté dans les canaux humides jouxtant les canaux secs dont les parois sont recouvertes d'un substrat capillaire mince humide. Il y est chauffé au contact des parois chaudes et refroidi par l'évaporation d'eau. Ce système d'échange à contrecourant permet de générer de l'air à une température inférieure à celle du bulbe humide, se rapprochant ainsi du point de rosée de l'air aspiré. D'après une étude du National Renewable Energy Laboratory (NREL) [2], ces systèmes offrent une efficacité énergétique accrue, réduisant la consommation d'énergie de 80 % par rapport aux climatiseurs traditionnels. De plus, l'utilisation de l'eau, plutôt que de fluides frigorigènes, contribue à une baisse significative des émissions de GES. Cependant, leurs tailles, leurs poids et leurs coûts limitent encore leur utilisation aux grandes infrastructures. Par ailleurs, en conditions de températures extrêmes, des zones d'assèchement ou d'engorgement se forment dans ces canaux, ce qui altère considérablement les performances de ces systèmes.

Dans ce contexte, l'alimentation en eau des canaux humides se fait par pompage capillaire au sein de structures capillaires minces. La dynamique d'imbibition est classiquement décrite par la loi de Washburn, qui repose sur l'équilibre des forces capillaires, gravitationnelles et visqueuses dans le milieu poreux homogène, isotrope et saturé, dans des conditions où l'évaporation est négligeable. Bien qu'elle ait largement contribué à la compréhension des phénomènes d'imbibition, cette approche présente des limites : elle ignore les effets des transferts de masse liés à l'évaporation. Or ces effets peuvent impacter significativement la dynamique d'imbibition du substrat. Dans cette étude, en couplant observations expérimentales et modélisation, nous montrons comment des taux d'évaporation influencent les mécanismes d'imbibition sur des plaques verticales et impactent la détermination des propriétés du substrat capillaire.

2. Dispositif expérimental

2.1. Banc de Remontée capillaire

Le banc d'essai est principalement constitué d'une plaque verticale de 30 cm de haut et 20 cm de large, sur laquelle des substrats capillaires minces sont placés (Figure 1). L'alimentation des échantillons en eau distillée se fait via un réservoir d'eau présentant un système de trop plein et étant continuellement alimenté par une pompe pour garantir un niveau constant. Le réservoir d'alimentation est recouvert d'un film de cellophane afin de supprimer l'évaporation au cours de l'imbibition. Une caméra permet d'observer les remontées capillaires. Elle acquiert toutes les 3 minutes les images. Le processus est réalisé en conditions ambiantes, la température et l'humidité étant relevées toutes les 10 secondes par un capteur SHT85.

Chaque échantillon fait l'objet d'un cyclage préalable permettant d'éliminer les polluants potentiellement présents et de pouvoir disposer d'une structure poreuse stable après rearrangement lors des premiers cycles

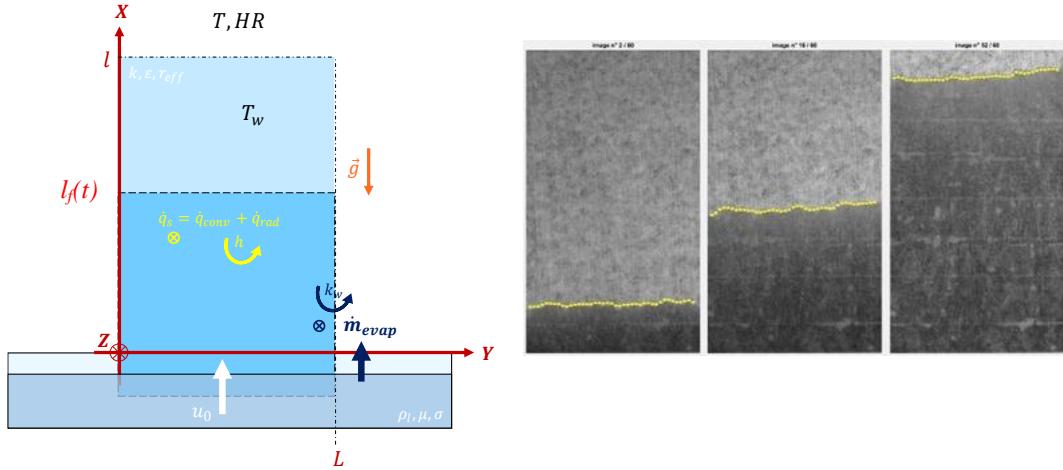


Figure 1 : Dispositif expérimental a) Schéma et paramètres impactant la dynamique d'imbibition b) Traitement d'images d'une remontée capillaire par méthode du gradient

Les images obtenues sont traitées sous Matlab afin d'extraire la hauteur du front capillaire en fonction du temps. Un exemple d'images traitées est donné Figure 1. La largeur de l'échantillon (1100 pixels) correspond à 18 cm, soit un facteur de conversion de $1,6 \times 10^{-4}$ m/pixel. L'incertitude sur le facteur de conversion est estimée à $\pm 0,6\%$. L'incertitude sur la hauteur mesurée est de $\pm 1,5$ mm. La balance utilisée est précise à $\pm 0,1$ g. Le capteur SHT présente une incertitude de $\pm 1,8\%$ sur la mesure d'humidité relative (RH) et de $\pm 0,4$ °C pour la mesure de température. Le taux d'évaporation surfacique est estimé à partir des pesées lorsque la limite capillaire est atteinte et que le front s'immobilise.

2.2. Modèle

2.2.1. Construction du modèle

Les modèles disponibles dans la littérature pour décrire la remonté capillaire reposent principalement sur la résolution des équations de conservation de la masse et l'équation de Washburn [3], qui décrit un écoulement de Stokes laminaire à travers une structure poreuse, soumis aux forces visqueuses, capillaires et gravitationnelles. Si l'impact de l'évaporation sur la remonté capillaire a déjà pu être observée expérimentalement (Alberghini et al. (2023) [6]), aucun modèle complet ne le décrit et son impact sur l'estimation des propriétés d'absorption des matériaux fibreux n'est pas pris en compte [3]. Dans le cadre de notre étude, nous intégrerons l'évaporation au travers d'un taux d'évaporation \dot{m}_{evap}'' que nous supposerons uniforme sur la surface du substrat imbibé.

Le bilan de masse établi sur la partie imbibée du substrat poreux permet de relier la variation de masse d'eau contenu dans le poreux au cours du temps à la différence entre le débit entrant dans le papier $\dot{m}_0(t)$ au niveau du réservoir et le débit d'eau évaporé $\dot{m}_{evap}'' L l_f(t)$.

$$\varepsilon \rho_l A \frac{dl_f(t)}{dt} = \dot{m}_0(t) - \dot{m}_{evap}'' L l_f(t) \quad (1)$$

Avec $l_f(t)$ la distance séparant la surface libre du réservoir et le front d'imbibition. La vitesse du fluide est décrite à l'aide de l'équation de Darcy (2) et A la section du substrat poreux.

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{\mu u}{k} - \rho g \quad (2)$$

Avec $\frac{dP}{dx}$ le gradient de pression, μ la viscosité dynamique, u la vitesse débitante (ou de Darcy), k la perméabilité.

L'expression de la vitesse de Darcy [4] en fonction du taux d'évaporation surfacique et la section de passage A de l'eau dans le substrat est donnée par l'équation (3) :

$$u(t) = \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}_{evap}'' \cdot L \cdot x}{\rho_l \cdot A} \quad (3)$$

En substituant cette expression de la vitesse dans l'équation de Darcy (2) et en intégrant le long de x, on obtient l'équation (4) :

$$P_l(l_f) - P_{l,0} = -\frac{\mu}{\rho_l k A} \left[\dot{m}_0 l_f - \dot{m}_{evap}'' L \frac{l_f^2(t)}{2} \right] - \rho_l g l_f(t) \quad (4)$$

La différence de pression dans le liquide entre l'interface du réservoir et le front d'imbibition étant égale à la pression capillaire, il est possible d'exprimer le débit d'alimentation du substrat en fonction de la longueur d'imbibition (5) :

$$\frac{\mu}{\rho_l k A} \dot{m}_0(t) = \frac{2\sigma}{r_{eff} l_f(t)} \frac{1}{l_f(t)} + \frac{\mu}{\rho_l k A} \frac{\dot{m}_{evap}'' L l_f(t)}{2} - \rho_l g \quad (5)$$

En injectant l'expression du débit $\dot{m}_0(t)$ issu de l'équation (5) dans le bilan de masse en régime transitoire (1), on obtient :

$$\frac{dl_f(t)}{dt} = \frac{k}{\varepsilon \mu} \left[\frac{2\sigma}{r_{eff} l_f(t)} \frac{1}{l_f(t)} - \rho_l g \right] - \frac{\dot{m}_{evap}'' L l_f(t)}{2 \varepsilon \rho_l A} \quad (6)$$

Avec ε la porosité du matériaux poreux $\varepsilon = \frac{V_L}{V_{tot}}$. En exprimant la porosité du matériau en fonction de la masse d'eau par unité de surface $M_L'' = M_L / (L l)$ et de la section A du matériaux poreux, l'équation devient (7):

$$\frac{dl_f(t)}{dt} = \frac{\rho_l k A}{M_L'' L \mu} \left[\frac{2\sigma}{r_{eff} l_f(t)} \frac{1}{l_f(t)} - \rho_l g \right] - \frac{\dot{m}_{evap}'' l_f(t)}{2 M_L''} \quad (7)$$

L'équation 8 est adimensionnée préalablement (9) à son inversion sous MATLAB, permettant ainsi de pouvoir accéder aux propriétés effectives du papier (r_{eff} et $k A$) à partir des données expérimentales. L'adimensionnalisation met en œuvre la base dimensionnelle temporelle $t^* = \frac{\sigma}{r_{eff} \mu} t$ et spatiales $l_f^* = \frac{l_f}{l_{cap}}$ avec $l_{cap} = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho g}}$ la longueur capillaire (8).

$$\frac{dl_f^*}{dt^*} = \frac{\rho}{M_L'' L} \frac{k A}{l_{cap}} \left[\frac{2}{l_f^* l_{cap}} - r_{eff} \frac{\rho g}{\sigma} \right] - \frac{r_{eff}}{\sigma} \frac{\mu \dot{m}_{evap}''}{2 M_L''} l_f^* \quad (8)$$

2.2.2. Résultats du modèle

L'estimation des paramètres $k A$ et r_{eff} a été réalisée par analyse des moindres carrés sur les données expérimentales (mesures de $l_f(t)$ et de $m(t)$). Une étude de répétabilité, effectuée sur

trois échantillons sous conditions identiques, a montré une bonne concordance avec les points expérimentaux, validant ainsi la robustesse du modèle. Une analyse de sensibilité a révélé que les estimations des paramètres sont fiables uniquement lorsque le front atteint la limite capillaire. Une estimation des paramètres sur un jeu de données de remontée capillaire à différents pas de temps a permis de quantifier l'impact de la fréquence d'acquisition des images sur la précision des estimations : pour un période inférieur à une minute, l'écart sur kA est inférieur à 0,7 %, et celui sur r_{eff} inférieur à 0,2 %.

Le taux d'évaporation \dot{m}_{evap}'' joue également un rôle important sur l'estimation des paramètres. Deux remontées capillaires d'un même échantillon préalablement cyclé dix fois, et soumis ou non à de l'évaporation en surface (recouvrement ou non de la surface par film plastique alimentaire) sont montrées à titre d'exemple Figure 2. Les valeurs de kA et r_{eff} . La différence de résultats obtenue sur l'estimation des paramètres sous évaporation et sans évaporation avec film alimentaire peut s'expliquer par la non prise en compte de l'impact du film alimentaire sur l'imbibition du papier.

La Figure 3 présente les résultats du modèle direct pour le jeu de paramètres kA et r_{eff} obtenus sur la remontée capillaire sans évaporation, et soumis à différents taux d'évaporation. L'impact du taux d'évaporation apparaît clairement sur la figure, impactant la hauteur de remonté capillaire et la dynamique d'imbibition.

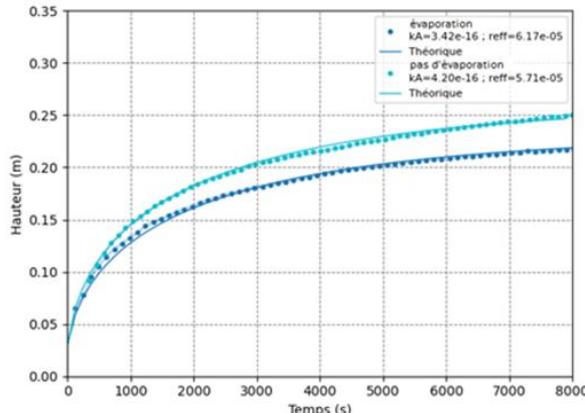


Figure 2 : Remontée capillaire sur un échantillon avec et sans évaporation

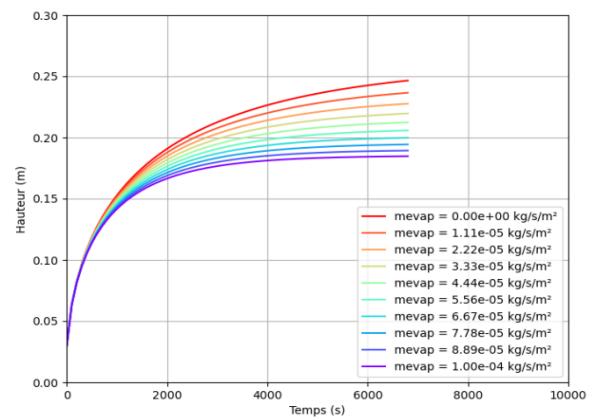


Figure 3 : Résultats du modèle direct pour différents taux d'évaporation

3. Estimation du taux d'évaporation

L'estimation des paramètres kA et r_{eff} nécessite de connaître le taux d'évaporation surfacique, et, de fait, d'être capable de réaliser des mesures de pesée en conditions stationnaires. Van Engeland et al. (2020) [5] ont proposé une estimation du taux d'évaporation par diffusion sans prendre en compte les transferts radiatifs. Nous nous proposons de développer une approche plus globale tenant compte des transferts de masse et de chaleur (transferts convectifs et radiatifs), les transferts convectifs de masse et de chaleur interagissant dans le développement de la convection naturelle au contact du substrat capillaire. Par la suite, nous considérerons que la température du substrat capillaire est égale à la température de saturation et le taux d'évaporation sont homogènes, sur la surface mouillée.

3.1. Modèle

3.1.1. Construction du modèle

Le taux d'évaporation de l'eau à saturation peut être évalué par une approche thermique (9):

$$\dot{m}_{evap}'' L_v = \ddot{q}_{rad}'' + \ddot{q}_{conv}'' = \varepsilon \sigma (T^4 - T_w^4) + h(T - T_w) \quad (9)$$

avec L_v est la chaleur latente d'évaporation. Le coefficient de transfert de chaleur convectif h est déterminé par la corrélation de Churchill et Chu (10) :

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (10)$$

Les nombre de Prandtl Pr et Rayleigh Ra sont calculés à partir des propriétés thermophysiques de l'air à la température de film. La variation de masse volumique dans la couche limite diffusive résulte de transferts thermiques et d'humidité avec l'air. De fait, son estimation ne peut être fait avec le coefficient de dilatation β , comme cela est fait en convection naturelle d'origine thermique. La variation relative de masse volumique $\Delta\rho/\rho$ pour le calcul du nombre de Rayleigh doit prendre en compte les effets d'humidité et de température.

Le taux d'évaporation de l'eau à saturation peut être également évalué par une approche diffusive (transfert de masse) (11) :

$$\dot{m}_{evap}'' = k_v (w_{sat}(T_w) - w(T)) \quad (11)$$

Le coefficient de transfert de masse k_v est déterminé par la corrélation de Churchill et Chu en tirant partie de l'analogie de Lewis (le nombre de Prandtl est alors remplacé par le nombre Schmidt, le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air étant calculé par la formulation empirique a été proposée par Marrero et Mason $D_v (T^\circ K) = 1,87 \cdot 10^{-10} \frac{T^{2,072}}{P_{atm}}$).

$$Sh = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Sc}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (12)$$

Une approche itérative (méthode de Newton) est mise en œuvre pour estimer la température de paroi et les débits d'eau évaporés en tirant partie du fait que les débits d'évaporation prédis par les approches thermiques et massiques doivent être identiques : Les calculs sont initiés en fixant la température de paroi à la température humide de l'air ambiant.

3.1.2. Résultats du modèle

La figure 5 montre que la température de paroi estimée par le modèle est supérieure à la température de bulbe humide. Cette différence de température provient des apports de chaleur par convection naturelle et par transferts radiatifs. Les mesures expérimentales de température en paroi confirment les résultats du modèle. La différence entre la température de paroi et la température de bulbe humide est d'autant plus grande que le flux de chaleur est important (et donc que l'humidité est faible). Les deux valeurs convergent naturellement lorsque l'on a 100 % d'humidité et qu'il n'y a plus alors de transferts thermiques ni de transferts de masse. Les évolutions des nombres de Nusselt et de Sherwood en fonction de la température et de l'humidité de l'air ambiant sont similaires car régis par des équations assez proches ((10) et (12)). Ils conduisent à des valeurs très différentes des coefficients de transfert de masse et de chaleur (figures 6 et 7), la conductivité thermique de l'air étant environ 1000 fois supérieure à la diffusivité massique de l'eau dans l'air. La figure 8 compare les débits d'évaporation estimés à l'aide des transferts de thermiques et les transferts de masse en supposant la température de

paroi égale à la température humide, à la température finale prédictive par le modèle. Elle montre la nécessité du couplage entre les deux modes de transfert.

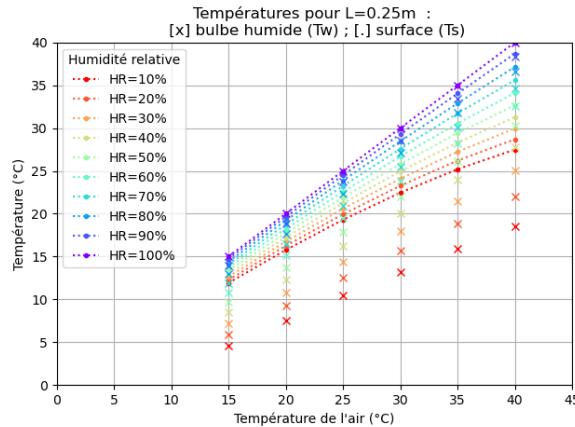


Figure 4 : Températures de bulbe humide et de paroi pour différentes conditions d'air ambiant

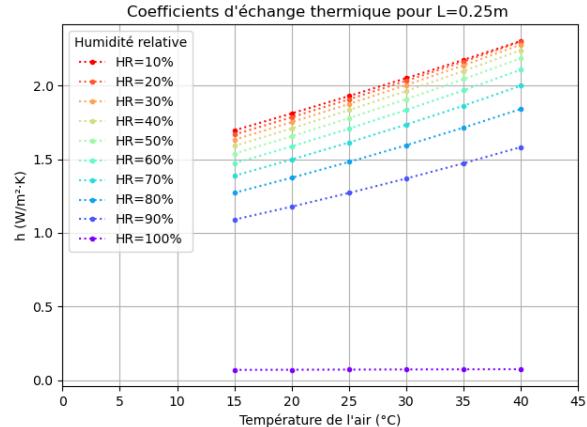


Figure 5 : Coefficients d'échange thermique pour différentes conditions d'air ambiant

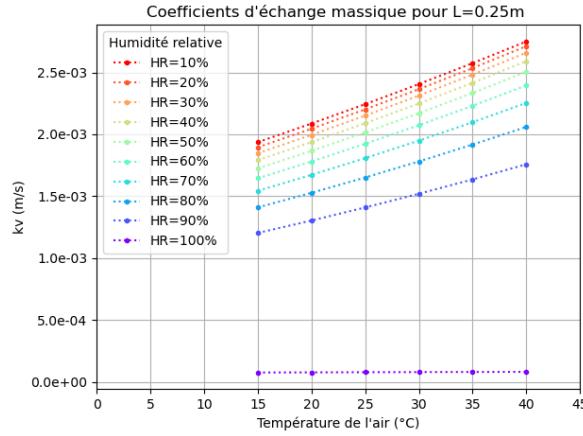


Figure 6 : Coefficients de transfert de masse pour différentes conditions d'air ambiant

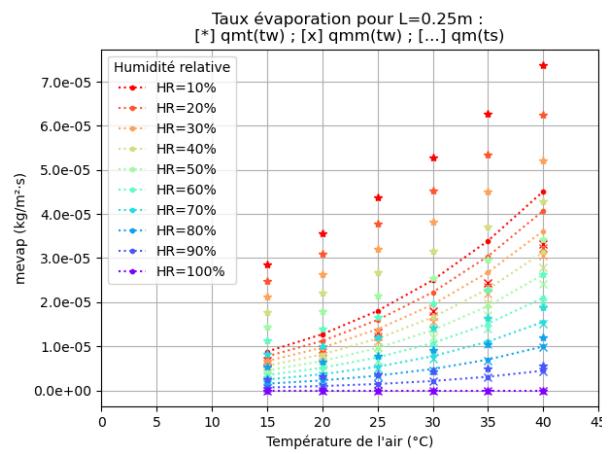


Figure 7 : Taux d'évaporation pour différentes conditions d'air ambiant

3.2. Validation expérimentale

Afin de valider les résultats du modèle et s'assurer que le débit d'évaporation est uniforme sur la surface du poreux, les comportements évaporatifs de 5 échantillons de hauteurs différentes (5, 10, 15, 20 et 26 cm) ont été étudiés en condition stationnaire. La surface du canal d'alimentation est recouverte d'une plaque de plexiglas pour supprimer tout risque d'évaporation parasite. Les échantillons sont maintenus saturés en eau pour la durée de l'expérience. La température du substrat poreux est mesurée au cours de temps ainsi que la masse d'eau contenue dans le réservoir alimentant le poreux. La figure 8 illustre le taux d'évaporation déterminé expérimentalement par pesée. La figure 9 compare les résultats du modèle à l'expérience pour différentes hauteurs de substrat poreux. Le modèle sous-estime de 20 à 30 % le taux d'évaporation excepté pour l'échantillon de faible hauteur. Cet effet peut provenir de l'hypothèse de température uniforme du substrat poreux pris comme hypothèse, est qui est infirmé par les mesures de températures en paroi (les mesures montrant une diminution de la température du substrat avec la hauteur). Un modèle plus complet doit être développé pour intégrer ces effets.

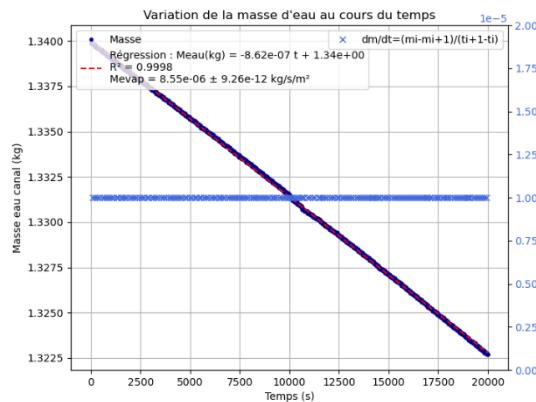


Figure 8 : Débit d'évaporation

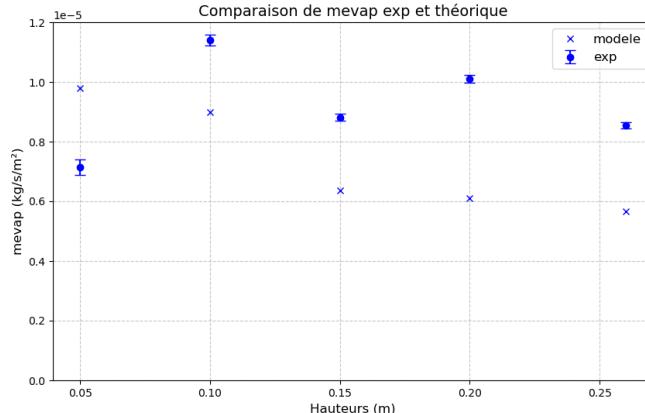


Figure 9 : Comparaison du modèle à l'expérience

4. Conclusion

L'étude a pu montrer que le phénomène d'évaporation affecte la hauteur de remonté capillaire et la dynamique d'imbibition des substrats capillaires mince en air stagnant. La détermination des propriétés intrinsèques des substrats au travers d'expériences simples de remontée capillaire sur des surfaces verticales adiabatiques doit prendre en compte ce paramètre. Son estimation au travers de corrélations de transferts thermiques de la littérature donne des premiers résultats intéressants. La détermination précise du taux d'évaporation nécessite de prendre en compte l'apport de chaleur en provenance du réservoir et qui conduit à des gradients de température le long du substrat poreux

Références

- [1] Agence Internationale de l'Energie (AIE), «The Future of Cooling: Opportunities for energy-efficient air conditioning,» International Energy Agency, Paris, France, 2018.
- [2] H. S. Dizaji, «A comprehensive review of the Maisotsenko-cycle based air conditioning systems,» Energy, vol. 82, pp. 485-496, 2018.
- [3] H. Abedsoltan, «A review on liquid flow through low-density fibrous porous media,» Chemical Engineering Research and Design, vol. 200, pp. 445-455, 2023.
- [4] C. Marle, «Henry Darcy et les écoulements de fluides en milieu poreux,» Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, vol. 61, n°15, pp. 599-609, 2006.
- [5] C. Van Engeland, «Evaporation versus imbibition in a porous medium,» Journal of Colloid and Interface Science, vol. 576, pp. 280-290, 2020.
- [6] M. Alberghini, «Characterisation and modelling of water wicking and evaporation in capillary porous media for passive and energy-efficient applications.,» Applied Thermal Engineering, vol. 208, 2022.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à la Région Auvergne-Rhône-Alpes pour avoir financé ce projet dans le cadre de l'appel à projet Pack Ambition recherche. Nous remercions également l'entreprise Caeli pour leur accompagnement dans la réalisation de ce projet.