

Étude expérimentale d'une batterie froide en condition de paroi mouillée

Mohamed-Seghir Khalfi^a, Riad Benelmir^{b*}, Michel Feidt^b

^a Institut Algérien du Pétrole, Boumerdes 35000, Algérie

^b Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, Université H.P. Nancy-I, 2 avenue de la Forêt de Haye, 54516 Vandœuvre-les-Nancy cedex, France

(Reçu le 3 juin 1999, accepté le 10 décembre 1999)

Résumé — L'utilisation d'une pseudo-conductance globale dans la modélisation des transferts de chaleur et de masse de l'échangeur a permis de prendre en compte la présence de condensat sur la paroi ainsi que l'humidité de l'air. Cette double considération appliquée à des essais expérimentaux met en relief un nombre de Reynolds « critique » pour lequel a lieu une inversion de tendance par rapport au transfert de chaleur. L'échangeur étudié dans ce travail a fait l'objet d'une étude publiée dans un article précédent ne faisant état que du transfert de chaleur en condition de paroi sèche. © 2001 Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS

échangeur de chaleur / conditionnement d'air / déshumidification / condensation

Abstract — Experimental study of a finned-tubes coil with wet wall conditions. The use of a global pseudo-conductance in the mathematical model of heat and mass transfer within a heat exchanger allowed us to take into account the water condensate on the wall as well as air humidity. The application of this dual consideration to our experimental investigation shows a “critical” Reynolds number at which we observe an inversion of the thermal behavior. The heat exchanger considered in this work has been used in a previous published work where heat transfer occurred only with dry wall condition. © 2001 Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS

heat exchanger / HVAC / dehumidification / condensation

Nomenclature

A	surface	m^2
a	diffusivité thermique de la vapeur d'eau dans l'air	$m^2 \cdot s^{-1}$
b	paramètre de linéarisation de l'enthalpie	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_p	capacité thermique massique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
D	coefficient de diffusion massique de la vapeur d'eau dans l'air	$m^2 \cdot s^{-1}$
G_{max}	vitesse massique maximale	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$
h	enthalpie massique	$J \cdot kg^{-1}$
HR	humidité relative	%
I_n	fonction de Bessel modifiée de 1 ^{ère} espèce d'ordre n	
j	facteur de Colburn	
K_n	fonction de Bessel modifiée de 2 ^{ème} espèce d'ordre n	

K_m	coefficient de transfert de masse	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
L	longueur	m
Le	nombre de Lewis	
L_v	chaleur latente de condensation	$J \cdot kg^{-1}$
Nu	nombre de Nusselt	
Pr	nombre de Prandtl	
\dot{q}	flux de chaleur total	W
R	rayon	m
Re	nombre de Reynolds	
T	température	K
U^*	pseudo-conductance globale de l'échangeur	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
Y	épaisseur	m

Symboles grecs

ε	efficacité d'ailette	
η	efficacité de surface ailetée	
λ	conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
α	coefficient de transfert de chaleur	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ω	humidité absolue	

* Correspondence and reprints.

E-mail address: benelmir@ensem.u-nancy.fr (R. Benelmir).

ξ paramètre de corrélation

Indices

a	air humide
as	air sec
e	entrée
eq.	équivalent
f	aillette
h	humide, mouillé
l	latent
ln	logarithmique
r	réfrigérant
s	sensible, sortie
sat	saturation
t	tube, paroi
ti	paroi interne
to	paroi externe
v	vapeur
w	condensat

1. INTRODUCTION

La littérature sur la caractérisation des performances des batteries dans des conditions humides (avec condensation) n'est pas aussi riche qu'en condition sèche (sans condensation). Les études portent essentiellement sur l'estimation de l'efficacité d'une ailette mouillée et la comparaison entre le coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface d'échange sèche et humide. El Mahdy [1] trouve que le coefficient de transfert pour une surface mouillée est largement supérieur à celui d'une surface sèche alors que Wang et al. [2] trouvent que le coefficient de transfert sensible est indépendant des conditions hygrométriques de l'air. D'autre part, Jacobi et Goldschmidt [3] trouvent que le coefficient de transfert sensible en condition sèche est plus grand qu'en condition humide pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1 200. McQuiston [4] montre que le coefficient de transfert sensible est fonction du pas d'aillette. Pour 10 ailettes/pouce et moins, le coefficient de transfert sensible d'une surface sèche est supérieur à celui d'une surface humide alors que pour plus de 10 ailettes/pouce ses résultats rejoignent ceux de Jacobi et Goldschmidt. Hong et Weeb [5] montrent que l'efficacité d'une surface sèche est supérieure à celle d'une surface mouillée. Kazeminejad et al. [6], par un calcul numérique, aboutit à la même conclusion.

Ces conclusions contradictoires ont poussé les auteurs à étudier les phénomènes de transfert de chaleur et de masse lors du refroidissement avec déshumidification d'air dans une batterie ailetée. Afin de pouvoir prendre

en compte le film de condensat présent sur la paroi de l'échangeur de chaleur ainsi que l'humidité de l'air il est préférable d'introduire une sorte de pseudo-conductance basée sur un écart logarithmique moyen des enthalpies. Cette approche a conduit à une étude expérimentale qui permet de comparer le transfert de chaleur (facteur de Colburn) entre une condition sèche et humide en fonction de l'humidité relative de l'air. L'hypothèse fondamentale réside dans le fait que l'enthalpie de saturation de l'air est une fonction linéaire de sa température pour un intervalle étroit de température. Cette hypothèse de linéarité a été aussi appliquée au gradient de température présent dans le film de condensat et dans la paroi. Même s'il n'y a pas d'air à ce niveau, une enthalpie fictive a été introduite afin de permettre d'exprimer le flux transféré en fonction de la (pseudo) conductance globale et d'un écart logarithmique moyen des enthalpies. Cette approche, initialement présentée par Eckels et Rabas [7], nous a permis de mener une étude dont les résultats sont une contribution certaine à la conception des échangeurs destinés à fonctionner en déshumidificateurs d'air et de géométrie similaire à celle de notre échangeur (batterie à ailettes planes et continues et tubes disposés en quinconce).

2. MODÈLE

Lors de l'écoulement de l'air humide à température sèche moyenne, T_a , et à humidité absolue moyenne, ω , sur une paroi froide dont la température, T_p , est inférieure à la température de rosée de l'air, une partie de la vapeur d'eau se condense et forme un film (ou des gouttelettes) de condensat sur la paroi. A l'interface condensat-air, on considère que l'air est saturé, à la température du film de condensat, T_w , et à humidité absolue, $\omega_{sat}(T_w)$. La température T_w est théoriquement comprise entre la température du bulbe humide de l'air et la température de la paroi froide. Le flux de chaleur total échangé entre l'air humide et le film de condensat s'écrit :

$$\begin{aligned}\dot{q} &= \dot{q}_s + \dot{q}_l \\ &= \alpha_s A (T_a - T_w) + K_m A [\omega - \omega_{sat}(T_w)] L_v\end{aligned}$$

L'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse permet d'exprimer le coefficient de transfert de masse, K_m , en fonction du coefficient de transfert de chaleur sensible, α_s , par la relation suivante :

$$Le = \frac{\alpha_s}{K_m c_{pa}} = \left(\frac{a}{D} \right)^{2/3}$$

Dans le cas où la pression partielle de la vapeur est faible devant la pression totale (cas de l'air humide), on peut utiliser l'approximation de Lewis ($Le \approx 1$), ce qui permet d'exprimer le flux de chaleur total en fonction du coefficient de transfert de chaleur sensible :

$$\dot{q} = \left(\frac{\alpha_s}{c_{pa}} \right) A \{ c_{pa}(T_a - T_w) + [\omega - \omega_{sat}(T_w)] L_v \}$$

En rappelant les expressions de la capacité thermique massique et de l'enthalpie spécifique de l'air humide :

$$c_{pa} = c_{pas} + \omega c_{pv}$$

$$h_a = c_{pas}T + \omega(L_v + c_{pv}T)$$

et, sans négliger l'enthalpie de l'eau condensée comme souvent adopté dans les études de ce type, le flux de chaleur total s'écrit comme suit :

$$\dot{q} = \left(\frac{\alpha_s}{c_{pa}} \right) A \{ h_a - h_{sat}(T_w) \} \quad (1)$$

L'épaisseur du film de condensat étant faible, on suppose que le transfert de chaleur à travers ce dernier se fait uniquement par conduction. On montre que pour un intervalle de température étroit l'enthalpie de saturation de l'air peut être représentée par une relation linéaire de la forme suivante :

$$h_{sat}(T) = a_w + b_w T$$

Le flux de chaleur devient :

$$\dot{q} = \frac{\lambda_w A}{b_w Y_w} [h_{sat}(T_w) - h_{sat}(T_{to})] \quad (2)$$

avec :

$$b_w = \frac{h_{sat}(T_w) - h_{sat}(T_{to})}{T_w - T_{to}}$$

où $h_{sat}(T_{to})$ est une enthalpie fictive de saturation de l'air humide à la température de paroi externe T_{to} . La combinaison de (1) et (2) permet d'exprimer la puissance totale échangée entre l'air humide et la paroi froide :

$$\dot{q} = \left(\frac{\alpha}{b_w} \right) A \{ h_a - h_{sat}(T_{to}) \} \quad (3)$$

où h_a est l'enthalpie de l'air à T_a et ω et où α est le coefficient de transfert de chaleur total entre l'air humide et la paroi tel que :

$$\alpha = \frac{1}{c_{pa}/(b_w \alpha_s) + Y_w/\lambda_w} \quad (4)$$

On étend ce résultat (3) à l'ensemble de la surface ailetée (tubes et ailettes) :

$$\begin{aligned} \dot{q} &= \dot{q}_s + \dot{q}_l \\ &= \left(\frac{\alpha}{b_w} \right) A_{to} [h_a - h_{sat}(T_{to})] \\ &\quad + \left(\frac{\alpha}{b_w} \right) A_f [h_a - h_{sat}(T_f)] \end{aligned}$$

L'hypothèse qui consiste à négliger la résistance thermique de contact permet de considérer que la température de la surface externe du tube est égale à la température de la base de l'ailette ($T_b = T_{to}$), tel que :

$$h_a - h_{sat}(T_f) = \varepsilon_{f,h} [h_a - h_{sat}(T_{to})]$$

soit :

$$\dot{q} = \left(\frac{\alpha}{b_w} \right) \eta_h A [h_a - h_{sat}(T_{to})] \quad (5)$$

où l'efficacité enthalpique de la surface ailetée s'exprime comme suit :

$$\eta_h = 1 - (1 - \varepsilon_{f,h}) \left(\frac{A_f}{A} \right) \quad (6)$$

L'expression de l'efficacité de l'ailette circulaire (équivalente) mouillée est analogue à celle de l'ailette sèche. La différence réside dans le coefficient de transfert de chaleur α qui est global et non uniquement sensible α_s , soit :

$$\begin{aligned} \varepsilon_{f,h} &= \frac{2r_t}{M(r_{f,eq}^2 - r_t^2)} \\ &\cdot \frac{K_1(Mr_t)I_1(Mr_{f,eq}) - I_1(Mr_t)K_1(Mr_{f,eq})}{K_1(Mr_{f,eq})I_0(Mr_t) + I_1(Mr_{f,eq})K_0(Mr_t)} \end{aligned} \quad (7)$$

avec :

$$M = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_f Y_f}} \quad (8)$$

Pour la paroi des tubes, on développe de manière analogue l'expression suivante du flux de chaleur :

$$\dot{q} = \frac{\lambda_t A_t}{b_t Y_t} [h_{sat}(T_{to}) - h_{sat}(T_{ti})] \quad (9)$$

avec :

$$b_t = \frac{h_{sat}(T_{to}) - h_{sat}(T_{ti})}{T_{to} - T_{ti}}$$

$$A_t = \frac{A_{to} - A_{ti}}{\ln(A_{to}/A_{ti})}$$

où A_t est une forme de moyenne couramment utilisée dans la littérature pour la surface latérale de la paroi des tubes. De même, pour le fluide réfrigérant circulant à l'intérieur des tubes (absence d'ailettes), on aura :

$$\dot{q} = \frac{\alpha_r A_{ti}}{b_r} [h_{\text{sat}}(T_{ti}) - h_{\text{sat}}(T_r)] \quad (10)$$

avec :

$$b_r = \frac{h_{\text{sat}}(T_{ti}) - h_{\text{sat}}(T_r)}{T_{ti} - T_r}$$

La combinaison des relations (5), (9) et (10) permet d'exprimer la puissance échangée entre l'air humide et le réfrigérant :

$$\dot{q} = U^* A [h_a - h_{\text{sat}}(T_r)]$$

avec :

$$U^* A = \left[\frac{b_r}{\alpha_r A_{ti}} + \frac{b_t Y_t}{\lambda_t A_t} + \frac{b_w}{\eta_h \alpha_a} \right]^{-1} \quad (11)$$

où U^* est une pseudo-conductance globale tenant compte de la condition mouillée de la paroi. De manière similaire à la procédure classique tenant compte uniquement des températures, on montre qu'il est plus rigoureux de développer une différence d'enthalpie moyenne logarithmique, telle que :

$$\dot{q} = U^* A \Delta h_{\ln} \quad (12)$$

avec :

$$\Delta h_{\ln} = \frac{[h_{a,e} - h_{\text{sat}}(T_{r,s})] - [h_{a,s} - h_{\text{sat}}(T_{r,e})]}{\ln[(h_{a,e} - h_{\text{sat}}(T_{r,s})) / (h_{a,s} - h_{\text{sat}}(T_{r,e}))]} \quad (13)$$

Cette formulation (en fonction des enthalpies au lieu des températures) permet de prendre en compte le transfert de masse. Cordier [8] a adopté une version simplifiée de cette méthodologie en négligeant la résistance thermique de la paroi. Meunier et Lybaert [9] ont mené une étude similaire à celle de Cordier mais en considérant la résistance thermique de la paroi. Ces deux approches restent similaires à celle de notre étude à l'exception que le pseudo-coefficient global est multiplié par la capacité thermique du gaz (air ou fumées suivant l'étude) et qu'elles ne prennent pas en compte le film de condensat. Notre étude est caractérisée par l'utilisation d'un coefficient de transfert de chaleur total intégrant implicitement les caractéristiques du film de condensat (équation (5)). Le concept d'un coefficient d'échange humide a été proposé initialement par Threlked [10].

3. RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

La boucle climatique est conçue de façon à avoir deux écoulements en circuit fermé : un écoulement d'air humide à travers la surface ailetée de l'échangeur et un écoulement d'eau glycolée froide (le réfrigérant) à l'intérieur des tubes de cette batterie. La circulation de l'air est assurée par un ventilateur centrifuge couplé à un variateur de vitesse pouvant fournir un débit maximum de $1000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La *figure 1* montre une vue générale de la boucle climatique, on distingue trois ensembles : une unité de conditionnement d'air (groupe frigorifique alimentant une batterie froide pour le refroidissement et/ou la déshumidification, résistances électriques pour le chauffage), une unité de conditionnement d'eau (refroidisseur et réchauffeur en parallèle) et la veine de mesure. L'écoulement d'air est régulé/contrôlé en température (sondes de Platine PT100), en humidité (hygromètres «capacitifs» et à «miroir refroidi») et en débit (débitmètre à «vortex»). L'écoulement du réfrigérant (eau glycolée) est régulé/contrôlé en température (thermocouples) et en débit (débitmètre électromagnétique). L'échangeur considéré est de type tubes (en quinconce) et ailettes planes. Les caractéristiques géométriques sont reportées dans le *tableau I*. Les paramètres expérimentaux sont indiqués sur les *tableaux II–IV*.

Pour identifier le coefficient de transfert de chaleur total et sensible en condition de paroi totalement mouillée, nous procédons de la manière suivante :

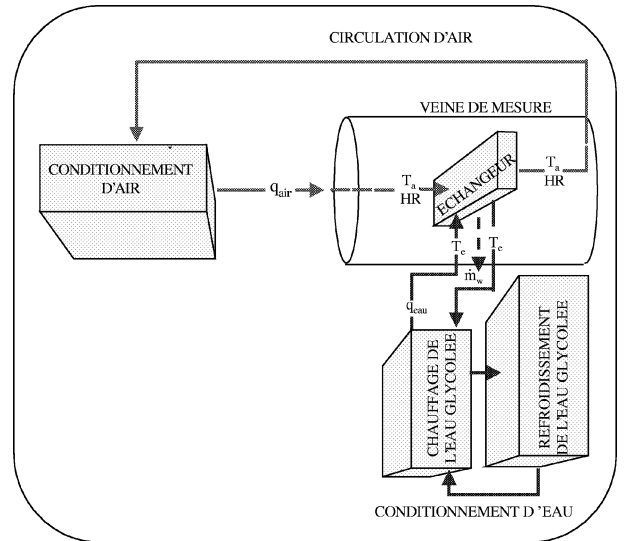


Figure 1. Schéma du montage expérimental.

Figure 1. Representation of the experimental bench.

TABLEAU I / TABLE I
Caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur.
Geometric characteristics of the heat exchanger.

Longueur de l'échangeur	$2,62 \cdot 10^{-1}$ m
Largeur de l'échangeur	$8,00 \cdot 10^{-2}$ m
Hauteur de l'échangeur	$2,28 \cdot 10^{-1}$ m
Nombre de tubes	45
Nombre de rangées de tubes	5
Nombre de tubes par rangée	9
Pas longitudinal des tubes	$1,60 \cdot 10^{-2}$ m
Pas transversal des tubes	$2,58 \cdot 10^{-2}$ m
Diamètre interne des tubes	$8,70 \cdot 10^{-3}$ m
Diamètre externe des tubes	$9,70 \cdot 10^{-3}$ m
Diamètre + collet	$1,01 \cdot 10^{-3}$ m
Nombre d'ailettes	165
Epaisseur d'ailettes	$2,00 \cdot 10^{-4}$ m
Espacement d'ailettes	$1,60 \cdot 10^{-3}$ m
Densité d'ailetage	$625 \text{ ai} \cdot \text{m}^{-1}$ (16 FPI)

- calcul du coefficient de transfert de chaleur correspondant à l'écoulement de l'eau glycolée dans les tubes, α_r , à partir de la corrélation de Gnielinski [11] :

$$Nu_r = \frac{(\xi/8)(Re_r - 1000)Pr_r(1 + D_{ti}/L_t)^{2/3}}{1 + 12,7(\xi/8)^{0,5}(Pr_r^{2/3} - 1)}$$

avec :

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

- calcul de la différence d'enthalpie moyenne logarithmique (13) ;
- calcul de la pseudo-conductance thermique globale de l'échangeur (12) ;
- calcul du coefficient de transfert de chaleur total α (11) et de l'efficacité de la surface ailetée η_h (6)–(8), par itération. La température de surface du film de condensat, T_w , est généralement voisine de la température de paroi externe, T_{to} . Dans les calculs, nous avons considéré : $b_w \approx b_t$;
- calcul du coefficient de transfert de chaleur sensible α_s (4). L'épaisseur du film de condensat n'a pas été prise en considération dans les calculs ;
- détermination du facteur de Colburn sensible à partir de la relation suivante où G_{\max} est la vitesse massique de l'air [12, 13] :

$$j_s = \frac{\alpha_s}{G_{\max} C_{pa}} Pr^{2/3}$$

L'incertitude relative, estimée par la méthode de Mofat [14], dans le calcul du facteur de Colburn se situe

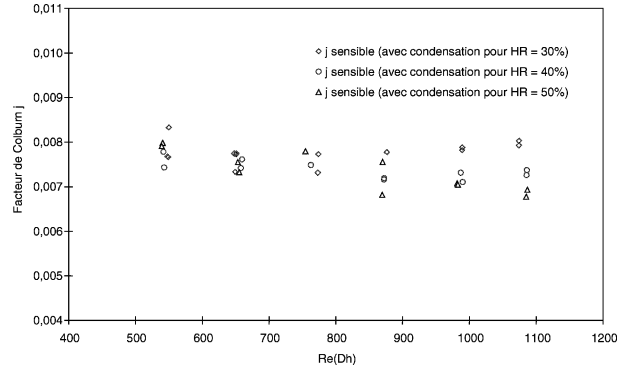


Figure 2. Facteur de Colburn j_s pour HR = 30, 40 et 50 %.
Figure 2. Colburn factor j_s for HR = 30, 40 and 50 %.

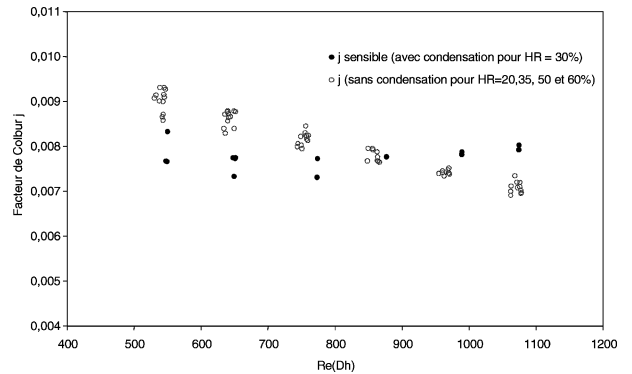


Figure 3. Comparaison du facteur de Colburn j_s entre une surface sèche et une surface mouillée (avec HR = 30 %).
Figure 3. Comparison of the Colburn factor j_s between a dry and a wet wall (with HR = 30 %).

entre 5 % et 8 %. La figure 2 présente l'évolution du facteur de Colburn sensible, j_s , lorsque la paroi est mouillée, en fonction du nombre de Reynolds de l'air (basé sur le diamètre hydraulique [13]), Re_{Dh} , pour trois valeurs de l'humidité relative. On remarque que pour Re supérieur à 850 j_s diminue lorsque l'humidité de l'air augmente. Cette diminution est plus significative pour des valeurs importantes de Re : En effet, pour Re supérieur à 1 100 l'écart relatif de la valeur de j_s , entre 30 % et 50 % d'humidité relative, est de l'ordre de 12 %.

Les figures 3–5 présentent une comparaison du facteur de Colburn sensible pour une paroi sèche et une paroi mouillée en fonction de l'humidité relative de l'air.

Il apparaît déjà que, pour une valeur donnée du nombre de Reynolds, le facteur de Colburn sensible n'a pas la même valeur suivant que la paroi est sèche ou mouillée, et que l'amplitude de cet écart dépend de l'humidité relative de l'air ainsi que du nombre de Reynolds. Pour des faibles valeurs du nombre de

TABLEAU II / TABLE II
Paramètres expérimentaux pour une humidité relative de 30%.
Experimental parameters for an air relative humidity of 30%.

Air					Eau		
Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	Temp. sèche ($^{\circ}\text{C}$)		Temp. rosée ($^{\circ}\text{C}$)		Température ($^{\circ}\text{C}$)		Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
	entrée	sortie	entrée	sortie	entrée	sortie	
977,8	35,31	19,71	15,09	14,32	6,3	7,86	3
978,4	35,31	19,88	15,08	14,11	5,99	7,59	3
899,3	35,26	19,34	14,81	13,65	5,62	7,16	3
898,7	35,24	19,23	14,6	13,47	5,69	7,18	3
795,6	35,13	19,01	14,43	13,11	5,65	7,1	3
701,2	35,16	18,45	14,74	13,01	5,97	7,3	3
700,3	35,13	18,39	14,5	12,64	5,6	6,88	3
590,2	35,49	18,24	14,97	12,31	5,63	6,89	3
589,9	35,49	18,22	15,21	12,35	5,44	6,72	3
587	35,51	18,19	15,09	12,57	6,23	7,43	3
588,8	35,51	18,34	15,17	12,93	6,15	7,37	3
494,5	35,1	17,34	14,91	11,73	5,73	6,82	3
495,7	35,1	17,32	14,5	11,88	6,06	7,13	3
496,3	35,05	17,34	15,3	12,09	6,33	7,45	3

TABLEAU III / TABLE III
Paramètres expérimentaux pour une humidité relative de 40%.
Experimental parameters for an air relative humidity of 40%.

Air					Eau		
Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	Temp. sèche ($^{\circ}\text{C}$)		Temp. rosée ($^{\circ}\text{C}$)		Température ($^{\circ}\text{C}$)		Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
	entrée	sortie	entrée	sortie	entrée	sortie	
993,5	35,22	21,3	19,49	16,5	5,6	7,5	3
993,5	35,22	21,41	19,81	16,88	6,19	8,05	3
901,7	35,19	20,82	19,34	16,11	6,07	7,8	3
904,3	35,21	20,83	19,2	16,17	6,47	8,13	3
795,1	34,84	20,48	18,84	15,38	6,23	7,83	3
794,7	34,84	20,44	18,82	15,52	5,53	7,26	3
693,9	35,26	19,66	19,39	15,33	5,6	7,23	3
598,2	35,34	19,34	19,5	15,09	6,36	7,81	3
600,1	35,32	19,37	19,51	14,94	6,08	7,58	3
492	35,07	18,39	20	14,81	6,09	7,44	3
491	35,07	18,3	20,16	14,87	6,45	7,8	3

Reynolds, j_s (paroi mouillée) est inférieur à j_s (paroi sèche) et au delà d'une certaine valeur de Re^* , il y a une inversion de tendance et j_s (paroi mouillée) devient supérieur à j_s (paroi sèche). Ce seuil, Re^* , dépend de l'humidité relative de l'air (tableau V).

La diminution du coefficient de transfert de chaleur sensible $j_{s,\text{hum}}$ par rapport à $j_{s,\text{sec}}$ est liée à une rétention de condensat entre les ailettes qui réduirait la surface effective d'échange et interpose aussi une résistance thermique supplémentaire. Cette rétention qui dé-

pend du degré de rugosité de la surface d'échange diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente (les forces d'entraînement du courant d'air deviennent supérieures aux forces d'adhésion de l'eau à la paroi); mais elle augmente lorsque la surface d'échange mouillée augmente (augmentation de l'humidité de l'air). Par ailleurs, la présence du condensat augmente la turbulence dans la couche limite et augmente le coefficient de transfert de chaleur. Nous sommes donc en présence de deux phénomènes dont l'influence sur le coefficient de transfert sen-

TABLEAU IV / TABLE IV
Paramètres expérimentaux pour une humidité relative de 50%.
Experimental parameters for an air relative humidity of 50%.

Air					Eau		
Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	Temp. sèche ($^{\circ}\text{C}$)		Temp. rosée ($^{\circ}\text{C}$)		Température ($^{\circ}\text{C}$)		Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
	entrée	sortie	entrée	sortie	entrée	sortie	
997,2	35,5	22,34	23,14	19,04	6,36	8,37	3
998,4	35,49	22,22	22,87	18,65	5,7	7,75	3
900,8	35,47	21,88	22,85	18,35	6,36	8,29	3
901,8	35,45	21,96	22,67	17,97	5,69	7,65	3
795,6	35,35	21,18	21,97	17,65	6,47	8,25	3
795,1	35,21	20,82	22,88	17,79	5,78	7,7	3
689,8	35,35	20,82	24,28	17,87	5,75	7,67	3
596,6	35,44	20,4	23,02	16,62	6,56	8,17	3
598,6	35,45	20,49	23,06	16,71	6,22	7,86	3
490,6	35,1	18,75	22,91	16,01	6,41	7,9	3
489,6	35,13	18,82	23,23	16,19	6,19	7,72	3

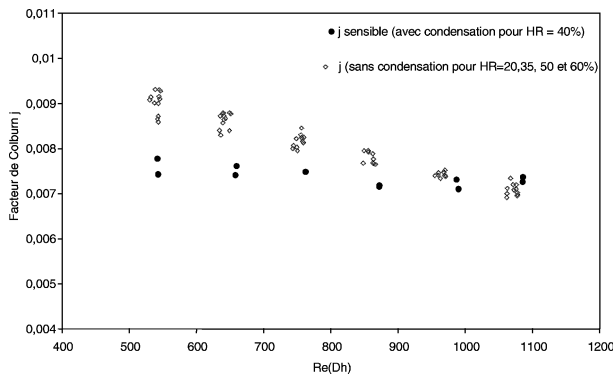


Figure 4. Comparaison du facteur j_s entre une surface sèche et une surface mouillée (avec HR = 40 %).

Figure 4. Comparison of the Colburn factor j_s between a dry and a wet wall (with HR = 40 %).

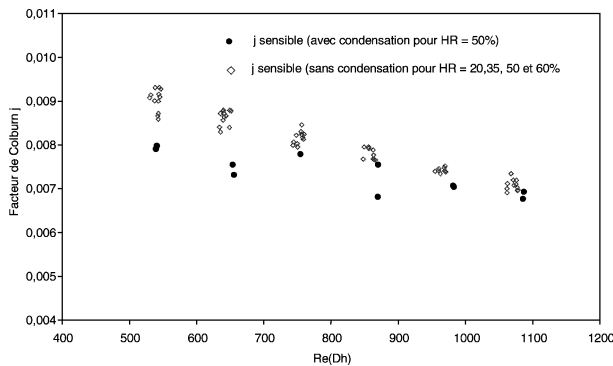


Figure 5. Comparaison du facteur j_s entre une surface sèche et une surface mouillée (avec HR = 50 %).

Figure 5. Comparison of the Colburn factor j_s between a dry and a wet wall (with HR = 50 %).

TABLEAU V / TABLE V
Valeurs de Re^* en fonction de HR.
Values of Re^* with respect to HR.

HR	Re^*
30 %	875
40 %	1 000
50 %	1 100

sible est opposée. C'est ce qui explique l'existence d'un certain nombre de Reynolds à partir duquel l'importance de $j_{s,hum}$ par rapport à $j_{s,sec}$ change, telle que :

- lorsque le phénomène de rétention est plus important que le phénomène de la turbulence : $j_{s,hum} < j_{s,sec}$;
- lorsque le phénomène de turbulence est plus important que le phénomène de rétention : $j_{s,hum} > j_{s,sec}$.

D'après la littérature, les avis sur l'importance du coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface mouillée par rapport à celui d'une surface sèche sont très partagés. Les résultats de El Mahdy [1] et Eckels et al. [7] montrent que le coefficient de transfert sensible d'une surface mouillée est considérablement supérieur à celui d'une surface sèche. Ils attribuent cette augmentation à l'effet de la « vitesse de succion » durant la déshumidification. McQuiston [4, 15] montre que le coefficient de transfert sensible d'une surface humide peut être inférieur à celui d'une surface sèche lorsque la densité d'ailettes augmente (supérieure à 10 ailettes par pouce). Dans la figure 6 nous avons reporté les résultats expérimentaux de McQuiston (correspondant à la batterie n°5, soit 14 ailettes par pouce) où il compare le coefficient de transfert

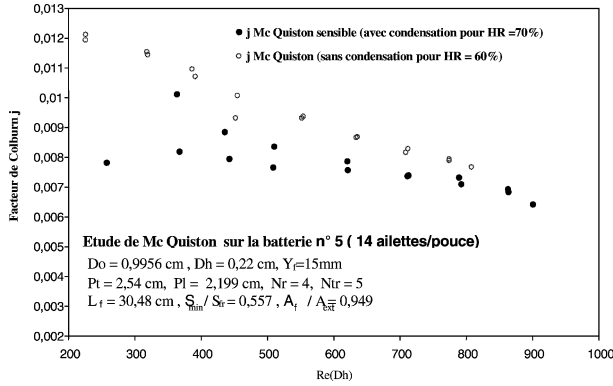


Figure 6. Résultats expérimentaux de McQuiston [4, 15].

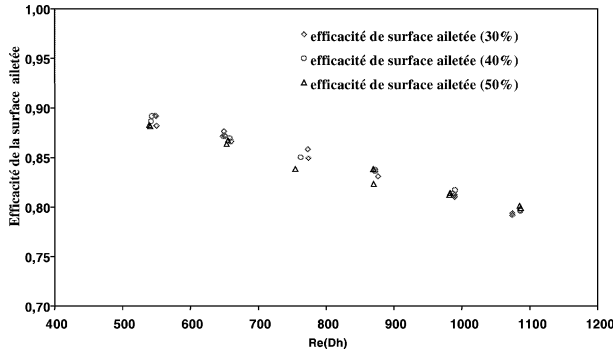


Figure 7. Efficacité de la surface ailetée d'une surface mouillée en fonction de l'humidité relative de l'air.

de chaleur sensible d'une surface mouillée avec le coefficient de transfert correspondant à la même surface sèche ; on remarque qu'ils sont semblables à nos résultats. Les résultats de Jacobi et al. [3] montrent aussi que le coefficient de transfert sensible d'une surface humide est inférieur à celui d'une surface sèche pour de faibles nombres de Reynolds ($Re_{Dh} < 1200$).

La figure 7 montre que l'humidité relative de l'air n'a pas d'influence significative sur l'efficacité de la surface ailetée mouillée η_{hum} . La figure 8 montre que, dans le cadre de nos résultats expérimentaux, l'efficacité d'une surface mouillée, η_{hum} , est inférieure à l'efficacité d'une surface sèche, η_{sec} , soit 12 % d'écart relatif moyen. De même, Hong et al. [5] ont trouvé que η_{hum} est inférieur à η_{sec} mais avec un écart relatif moyen de 30 %.

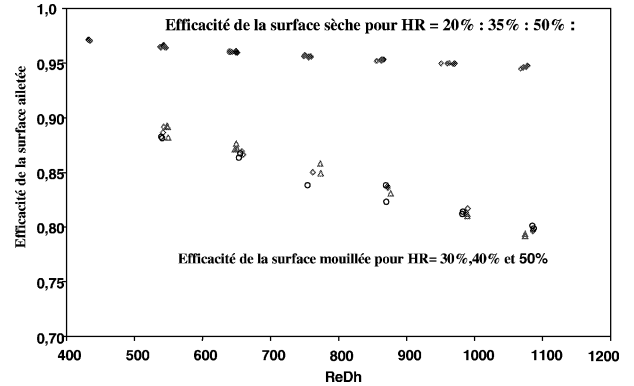


Figure 8. Comparaison de l'efficacité entre une surface mouillée (HR = 30, 40, 50 %) et une surface sèche (HR = 20, 35, 50, 60 %).

4. CONCLUSION

L'approche expérimentale a permis de caractériser les performances d'une batterie ailetée pour deux modes de fonctionnement : avec paroi sèche et avec paroi mouillée. En mode sec, l'écart entre les bilans thermiques sur les deux fluides pour l'ensemble des conditions expérimentales est inférieur à 7 %. Le coefficient de transfert de chaleur a été identifié avec la méthode de Kays et London [16] qui donne des résultats satisfaisants lorsque la résistance thermique du côté à caractériser est dominante par rapport aux autres résistances, ce qui correspond à notre cas. La méthode de Khartabil et Christensen [17] a montré des faiblesses dans la convergence des calculs. Les résultats obtenus sont en accord avec ceux de la littérature. L'humidité de l'air n'a pas d'influence significative sur le coefficient de transfert de chaleur et sur l'efficacité de la surface ailetée.

En mode humide, l'écart entre les bilans thermiques sur les deux fluides est inférieur à 9 %. Pour des nombres de Reynolds (basés sur le diamètre hydraulique) supérieurs à une valeur critique, Re^* , le coefficient de transfert de chaleur d'une surface mouillée diminue lorsque l'humidité de l'air augmente. Ces résultats sont alors comparables avec les résultats de McQuiston [4] et les résultats de Jacobi [3] qui trouvent que le coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface mouillée est inférieur au coefficient de transfert de chaleur sensible de la même surface sèche. Pour un mode de fonctionnement donné (sec ou humide), l'humidité relative de l'air n'a pas d'influence significative sur l'efficacité de la surface ailetée. Par contre l'efficacité d'une surface d'échange mouillée est inférieure à celle d'une surface d'échange sèche. En-

fin, pour des valeurs de Reynolds supérieures à Re^* (valeur critique) on observe une augmentation du transfert de chaleur sensible en présence du film de condensat. Une explication est proposée. On notera alors que l'introduction de Re^* permet d'unifier des résultats antérieurs qui paraissaient divergents.

Le développement d'un modèle numérique est en cours afin de conforter ces résultats expérimentaux. Sur le plan expérimental, la considération de gaz autres que l'air (en particulier les fumées) ainsi que des niveaux de températures différents est envisagée afin de vérifier que le nombre de Reynolds est le bon groupement adimensionnel.

RÉFÉRENCES

- [1] El Mahdy A.H., Analytical and experimental multi-row, finned-tube heat exchanger performance during cooling and dehumidification process, Ph.D. thesis, Carleton University, Ottawa, Canada, 1975.
- [2] Wang C., Hsieh Y., Lin Y., Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *J. Heat Tran.* 119 (1997) 109–117.
- [3] Jacobi A.M., Goldschmidt V.W., Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall counter-flow, baffled, finned-tube, condensing heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Tran.* 33 (1990) 755–765.
- [4] McQuiston F.C., Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate fin-tube heat transfer surface with staggered tubes, *ASHRAE Trans.* (1978) 294–309.
- [5] Hong T.K., Webb R.L., Calculation of fin efficiency for wet and dry fins, *Int. J. HVAC R. Research* 2 (1) (1996) 27–41.
- [6] Kazeminejad H., Yaghoubi M.A., Bahri F., Effect of dehumidification of air on the performance of eccentric circular fins, in: *Proceedings of Institution Mech. Engineers*, Vol. 207, 1993, pp. 141–146.
- [7] Eckels P.W., Rabas T.J., Dehumidification: On the correlation of wet and dry transport process in plate finned-tube heat exchangers, *ASME J. Heat Tran.* 109 (1987) 575–582.
- [8] Cordier R., Dimensionnement des échangeurs à condensation pour générateurs de chaleur à gaz destinés au chauffage collectif, *Rev. Gen. Therm.* 302 (1987) 115–121.
- [9] Meunier H., Lybaert P., Utilisation de tubes à ailettes pour le refroidissement avec condensation d'humidité d'effluents gazeux, *Entropie* 99 (1981) 26–33.
- [10] Threlkeld J.L., *Thermal Environmental Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1970.
- [11] Gnielinski V., New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Engrg.* 16 (1976) 359–368.
- [12] Benelmir R., Khalfi M.S., Feidt M., Identification du coefficient de transfert thermique sur la surface externe d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes planes en fonction de l'humidité de l'air et en absence de condensation, *Rev. Gen. Therm.* 36 (1997) 289–301.
- [13] Khalfi M.S., Étude de l'influence de l'humidité de l'air sur le coefficient de transfert de chaleur d'une batterie froide en présence ou non de condensation, Thèse, Université Henri Poincaré Nancy I, 1998.
- [14] Moffat R.J., Describing the uncertainties in experimental results, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 1 (1988) 3–17.
- [15] McQuiston F.C., Correlation of heat, mass and momentum transport data for five plate fin-tube transfer, *ASHRAE Trans.* 1–84 (1978) 266–293.
- [16] Kays W.M., London A.L., *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [17] Khartabil H.F., Christensen, R.N., An improved scheme for determining heat transfer correlation from heat exchanger regression models with three unknowns, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 5 (1993) 808–819.

Abridged English version

Experimental study of a finned-tubes coil with wet wall conditions

Literature on the characterization of air coils performances for wet wall conditions is not as rich as for dry wall conditions. Studies were mostly oriented towards the evaluation of the wet fin efficiency and the comparison between the sensible (not global) heat transfer coefficient between a dry and a wet wall. The eventuality of a limiting Reynolds number for the weight of the sensible heat transfer coefficient between a dry and wet wall condition is introduced by Jacobi and Goldschmidt [3] (which is about 1 200). McQuiston [4] merges with these observa-

tions but with an emphasis on the role of geometry since the fin pitch threshold of 10 fpi is the limiting factor. However, El Mahdy [1] would just observe that the sensible heat transfer coefficient is greater for the case of a wet wall and Wang et al. [2] state that the sensible heat transfer coefficient is independent of air relative humidity. On the other hand, Hong and Weeb [5] show that the dry fin efficiency is greater than the wet fin efficiency and Kazeminejad et al. [6] found the same conclusion through a numerical model.

Following the lacks and contradictions present in the literature on heat transfer at humid conditions, the authors have undertaken the study of the heat transfer (on the air side) for a fin-and-tubes heat exchanger (air flowing on the external surface and glycol water flowing in the tubes) for the case of air dehumidification when the external wall temperature is lower than the air dew point temperature (condensation).

In order to be able to take into account the condensate film on the wall of the heat exchanger a pseudo-conductance was introduced based on the logarithmic mean difference of enthalpies. The main hypothesis was the use of a linear profile of the air saturation temperature for short temperature intervals. This approach is presented by Eckels and Rabas [7]. Similar studies with this approach were conducted by Cordier [8] and Meunier and Lybaert [9]. We should recall that the concept of humid (global) heat transfer coefficient was introduced by Threlkeld [10].

The heat exchanger geometry and the experimental parameters are reported in *tables I–IV*. The determination of the glycol–water heat transfer coefficient was based on the correlation of Gnielinski [11].

After the testing of several identification methods, generally derived from the Wilson's method, Kays and London's method [16] has been adopted in this study. The method of Khartabil and Christensen [17] would have allowed more degrees of freedom in its use but it has shown some problems concerning convergence. The uncertainty of the Colburn factor, evaluated with the method of Moffat [14], is between 5 and 8 %. The key experimental results are represented by *figures 3–5*, where the sensible Colburn factor (deduced from the global Colburn factor) is represented with respect to

the Reynolds number and the air relative humidity. One can note the translation of the crossing point between the dry and wet wall Colburn factor with respect to the air relative humidity. This experimental phenomenon lightens somehow the observations made by the authors cited above.

In conclusion, this experimental work allowed the authors to point out a particular Reynolds number beyond which they observed a crossing of the Colburn factors relative to a wet wall (due to condensation of air moisture) and to a dry wall. This cross point occurs at higher Reynolds numbers for higher air relative humidities. This study is an important contribution in the sizing of heat exchangers since it allows their conception based not only on the flow and thermal characteristics but also on the hygrometry of the air and more particularly with the consideration of the wall conditions (wet or dry). For instance, during a process of cooling and dehumidification of air, when the flow regime is characterized by a Reynolds number about 900, for an air relative humidity at the inlet of the heat exchanger of the order of 90 %, heat transfer would be better for the case of a dry wall than for the case of a wet wall. However, if the incoming air relative humidity is about 30 %, the inverse phenomenon will occur: heat transfer will be better when the wall is wet (see *table V* for some threshold values of Reynolds number).

This work will now lead to the development of a numerical model which will allow the characterization of the flow through the heat exchanger (external area) and to compare the numerical results with the large experimental data held by the authors. An experimental investigation of other gases and temperature levels is also considered in order to verify the significance of the Reynolds number as the main representative dimensionless group.