



**HAL**  
open science

# Modélisation du transfert de chaleur et de masse lors d'un mouillage partiel de la paroi

Riad Benelmir, Junhua Yang

► **To cite this version:**

Riad Benelmir, Junhua Yang. Modélisation du transfert de chaleur et de masse lors d'un mouillage partiel de la paroi. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00156593

**HAL Id: hal-00156593**

**<https://hal.science/hal-00156593>**

Submitted on 29 Aug 2007

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# MODELISATION DU TRANSFERT DE CHALEUR ET DE MASSE LORS D'UN MOUILLAGE PARTIEL DE LA PAROI

Riad BENELMIR, Junhua YANG

Ecole Sup. des Sc. et Tech. de l'Ing. de Nancy (ESSTIN) - Université Henri Poincaré (UHP)  
Lab. d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMETA - umr CNRS 7563)  
2 Rue Jean Lamour, 54519 Vandoeuvre-Les-Nancy Cedex  
*benelmir@esstin.uhp-nancy.fr*

**Résumé :** Nous présentons dans cet article les résultats de nos travaux de modélisation numérique de la déshumidification de l'air pour des conditions de paroi mouillée ou partiellement mouillée. Le résultat majeur est l'impact de la condition partiellement mouillée de la surface sur l'efficacité de l'ailette.

**Mots clés :** transfert de chaleur et de masse – ailettes – condensation

## 1. INTRODUCTION

Cette étude [1] consiste en une modélisation du transfert de chaleur et de masse lors de la déshumidification de l'air humide au contact d'un élément ailetté. La simulation numérique a permis d'obtenir la distribution de la vitesse, de la température et de l'humidité de l'air, de la température de la paroi (ailette) et l'efficacité locale, ainsi que le débit de condensat et les puissances sensible et latente. Le modèle numérique est validé par une étude expérimentale.

## 2. EQUATIONS DE CONTINUITÉ ET DE QUANTITÉ DE MOUVEMENT POUR L'ÉCOULEMENT D'AIR

On considère un volume élémentaire d'une batterie froide en mode de déshumidification. On écrit l'équation de continuité et les équations de Navier-Stokes pour l'écoulement de l'air, en supposant que le fluide est Newtonien, en négligeant l'effet de la gravité et la perte de pression et en considérant que l'écoulement est en régime permanent.

## 3. BILAN DE MASSE POUR L'HUMIDITÉ DE L'AIR

Le changement massique de la vapeur d'eau doit équilibrer le transfert massique entre l'air humide et le film de condensat. Le coefficient du transfert de masse  $\alpha_m$  est associé au coefficient du transfert de chaleur sensible  $\alpha_{sen, hum}$  à travers le nombre de LEWIS (KHALFI, 1998) :

$$\alpha_m = \frac{\alpha_{sen, hum}}{Le^{2/3} \cdot c_{p, a, hum}} \quad (1)$$

On déduit :

$$u_x^* \frac{\partial W_a^*}{\partial x^*} + u_y^* \frac{\partial W_a^*}{\partial y^*} = - \frac{\alpha_{sen, hum}}{(p^* - \delta_c^*) Le^{2/3} \cdot c_{p, a, hum} u_i \rho_{a, sec}} (W_a^* - W_c^*) \quad (2)$$

Les paramètres adimensionnels ci-dessous sont utilisés :

$$W_a^* = \frac{W_a - W_{f,b,sat}}{W_{a,i} - W_{f,b,sat}} \quad W_c^* = \frac{W_{c,sat} - W_{f,b,sat}}{W_{a,i} - W_{f,b,sat}} \quad p^* = \frac{p_f}{r} \quad \delta_c^* = \frac{\delta_c}{r} \quad (3)$$

A l'entrée, l'humidité absolue est uniforme :

$$W_a^* = 1 \quad \text{pour : } x^* = -l^* \quad \text{et } \forall y^* \quad (4)$$

On suppose qu'il n'y a pas de mélange aux bords supérieur et inférieur d'ailette :

$$\frac{\partial W_a^*}{\partial y^*} = 0 \quad \text{pour : } y^* = \pm h^* \quad \text{et } \forall x^* \quad (5)$$

#### 4. BILAN D'ÉNERGIE POUR L'AIR HUMIDE

De manière similaire au changement massique de la vapeur d'eau, on développe la variation de puissance sensible de l'air humide du volume élémentaire. Cette variation doit équilibrer la puissance thermique sensible entre l'air et le film de condensat, soit :

$$\Delta \dot{E}_{a,hum} + q_{sen}'' dx dy = 0 \quad (6)$$

Le flux sensible  $q_{sen}''$  transféré par convection s'écrit :

$$q_{sen}'' = \alpha_{sen,hum} (T_a - T_c) \quad (7)$$

On en déduit :

$$u_x^* \frac{\partial T_a^*}{\partial x^*} + u_y^* \frac{\partial T_a^*}{\partial y^*} = - \frac{\alpha_{sen,hum}}{(p^* - \delta_c^*) Le^{2/3} c_{p,a,hum} \rho_{a,hum} \cdot u_i} (T_a^* - T_c^*) \quad (8)$$

Les paramètres adimensionnels ci-dessous sont utilisés :

$$T_a^* = \frac{T_a - T_{f,b}}{T_{a,i} - T_{f,b}} \quad T_f^* = \frac{T_f - T_{f,b}}{T_{a,i} - T_{f,b}} \quad (9)$$

A l'entrée, pour l'écoulement de l'air, la température est homogène et constante :

$$T_a^* = 1 \quad \text{pour : } x^* = -l^* \quad \text{et } \forall y^* \quad (10)$$

En considérant la condition de symétrie aux bords supérieur et inférieur de l'ailette :

$$\frac{\partial T_a^*}{\partial y^*} = 0 \quad \text{pour : } y^* = \pm h^* \quad \text{et } \forall x^* \quad (11)$$

#### 5. BILAN D'ÉNERGIE POUR LE FILM DE CONDENSAT

On suppose que la température à la surface intérieure du film de condensat est égale à la température de l'ailette. On suppose que l'épaisseur du film de condensat est mince et uniforme sur la surface de l'ailette et que le transfert de chaleur à travers le film de condensat est par conduction pure. D'après ces hypothèses, le flux thermique transféré par le film de condensat à l'ailette s'écrit :

$$q_t'' = \lambda_c \frac{T_c - T_f}{\delta_c} \quad (12)$$

Le flux de transfert de chaleur total est la somme du flux sensible et humide :

$$q_i'' = q_{sen}'' + q_i'' = \alpha_{t,hum} (T_a - T_c) \quad (13)$$

où  $\alpha_{t,hum}$  est le coefficient de transfert de chaleur total en condition humide :

$$\alpha_{t,hum} = \alpha_{sen,hum} \left[ 1 + \frac{L_v}{Le^{2/3} \cdot c_{p,a,hum}} \cdot \frac{W_a - W_{c,sat}}{T_a - T_c} \right] \quad (14)$$

On en déduit :

$$T_c = T_a - \frac{T_a - T_f}{1 + \alpha_{t,hum} \frac{\delta_c}{\lambda_c}} \quad (15)$$

## 6. BILAN DE MASSE POUR LE FILM DE CONDENSAT

La condensation en film sur une surface verticale a été analysée par NUSSELT (1916). Il a proposé une théorie simple pour calculer le transfert de chaleur dans le cas de la condensation en film laminaire sur des tubes horizontaux et sur des surfaces verticales.

$$\delta_c = \left( \frac{4\mu_c \lambda_c (h-y)(T_a - T_f)}{gL_v \rho_c (\rho_c - \rho_v)} \cdot \frac{\alpha_{t,hum} \delta_c}{\lambda_c + \alpha_{t,hum} \delta_c} \right)^{1/4} \quad (16)$$

## 7. BILAN D'ÉNERGIE POUR L'AILETTE

Le bilan d'énergie pour l'ailette s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T_f^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T_f^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\alpha_{t,hum} r^2 \lambda_c}{\lambda_f \delta_f (\lambda_c + \alpha_{t,hum} \delta_c)} (T_a^* - T_f^*) = 0 \quad (17)$$

A l'entrée et à la sortie de l'ailette, on suppose que c'est une condition adiabatique :

$$\frac{\partial T_f^*}{\partial x^*} = 0 \quad \text{pour } : x^* = \pm l^* \text{ et } \forall y^*, \quad (18)$$

En considérant la condition de symétrie aux bords supérieur et inférieur de l'ailette :

$$\frac{\partial T_f^*}{\partial y^*} = 0 \quad \text{pour } : y^* = \pm h^* \text{ et } \forall x^* \quad (19)$$

A la base de l'ailette (sur la paroi du tube), la température est égale à celle du tube :

$$T_f^* = 0 \quad \text{pour } : \sqrt{(x^*)^2 + (y^*)^2} = 1 \quad (20)$$

## 8. EFFICACITÉ D'AILETTE

Les efficacités locales d'ailette en condition sèche et humide sont évaluées par [2] :

$$\eta_{f,sec} = \frac{\alpha_{sen,sec} (T_a - T_f)}{\alpha_{sen,sec} (T_{a,i} - T_{f,b})} = T_a^* - T_f^* \quad (21)$$

$$\eta_{f, hum} = (T_a^* - T_f^*) \frac{\left(1 + \frac{L_v}{Le^{2/3} c_{p,a, hum}} \cdot C\right)}{\left(1 + \frac{L_v}{Le^{2/3} c_{p,a, hum}} \cdot C_i\right)} \quad (22)$$

où  $C$  est le facteur de condensation :

$$C = \frac{W_a - W_{f, sat}}{T_a - T_f} \quad C_i = \frac{W_{a, i} - W_{f, b}}{T_{a, i} - T_{f, b}} \quad (23)$$

## 9. RÉSULTATS NUMERIQUES

Le tableau 1 présente les paramètres clés et les domaines de variation utilisés dans cette étude.

Nom	Nomenclature	Point central	Domaine de variation
hauteur de l'ailette	$h^*$	2.5	1.5-3.5
longueur de l'ailette	$l^*$	2.5	1.5-3.5
espacement entre les ailettes	$p^*$	0.16	0.16-0.75
vitesse de l'air à l'entrée	$u_i$	3 m/s	1-5 m/s
température à la base de l'ailette	$T_{f, b}$	9 °C	1-9 °C
température sèche de l'air à l'entrée	$T_{a, i}$	27 °C	24-37 °C
humidité relative de l'air à l'entrée	$HR_i$	50 % et 36 %	Humide Partiellement humide

Tableau 1 : Paramètres de l'étude

Les figures 1 et 2 présentent une partie des résultats les plus marquants.

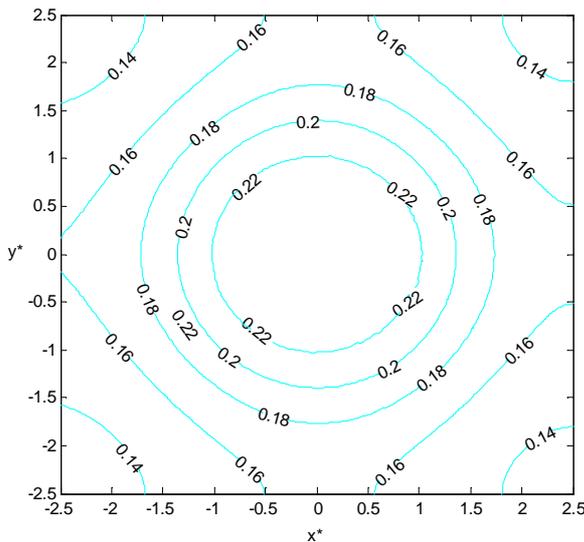


Figure 1 : Distribution du facteur de condensation relative en mode humide ( $p^* = 0.16$ ,  $l^* = 2.5$ ,  $h^* = 2.5$ ,  $T_{a, i} = 27^\circ\text{C}$ ,  $T_{f, b} = 9^\circ\text{C}$ ,  $HR_i = 50\%$ ,  $u_i = 3\text{m/s}$ )

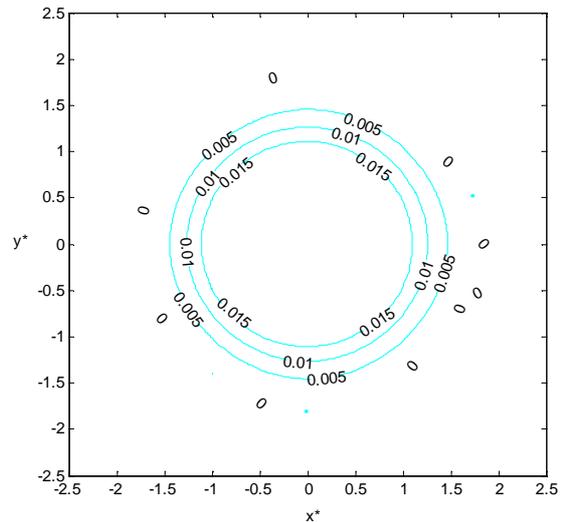


Figure 2 : Distribution du facteur de condensation en mode partiellement humide ( $p^* = 0.16$ ,  $l^* = 2.5$ ,  $h^* = 2.5$ ,  $T_{a, i} = 27^\circ\text{C}$ ,  $T_{f, b} = 9^\circ\text{C}$ ,  $HR_i = 36\%$ ,  $u_i = 3\text{m/s}$ )

## CONCLUSION

Ces résultats numériques ont été confrontés en partie à des résultats issus d'une modélisation par Fluent [3] ainsi qu'à des résultats expérimentaux [4]. Ce modèle a servi de base à une étude de sensibilité qui a permis de déterminer qu'en condition partiellement humide l'efficacité d'ailette chute rapidement dans un certain domaine de variation de l'humidité relative.

## Nomenclature

$c_p$	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$C$	facteur de condensation, $K^{-1}$
$E$	Energie, $J$
$g$	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$
$h$	hauteur d'ailette, $m$
$l$	largeur d'ailette, $m$
$Le$	nombre de Lewis
$L_v$	chaleur latente, $J.kg^{-1}$
$p$	pas d'ailettes, $m$
$q''$	densité de flux, $W.m^{-2}$
$r$	rayon du tube, $m$
$Re$	nombre de Reynolds
$S$	surface d'échange, $m^2$
$T$	température, $K$
$u$	vitesse, $m.s^{-1}$
$W$	humidité absolue, $kg.kg^{-1}$
$x, y$	coordonnées scalaires, $m$

### Symboles grecs

$\alpha$	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$\mu$	viscosité dynamique, $Pa.s$
$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$\delta$	épaisseur, $m$
$\eta$	efficacité

### Exposant, Indices

a	air
b	tube
c	condensat
f	ailette
hum	humide
i	entrée d'air
l	latent
sen	sensible
t	total
v	vapeur

## Références

- [1] J. Yang, Etude expérimentale et modélisation des batteries ailetées, *Thèse de Doctorat, Université Henri Poincaré (dir. Thèse : R. Benelmir)*, nov. 2002.
- [2] J.L. Threlkeld, *Thermal Environmental Engineering*, 2<sup>nd</sup> edition, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1970.
- [3] A. Souayed, Modélisation numérique du transfert de chaleur et de masse pour les batteries ailetées, *Thèse de Doctorat, Université Henri Poincaré (dir. Thèse : R. Benelmir)*, juillet 2002.
- [4] M.S. Kkalfi, Etude de l'influence de l'humidité de l'air sur le coefficient de transfert de chaleur dans une batterie froide en présence ou non de condensation, *Thèse de Doctorat, Université Henri Poincaré (dir. Thèse : R. Benelmir)*, déc. 1998.