

# Simulation d'un condenseur à air brumisé : étude paramétrique

Charles DA-CONCEICAO<sup>1</sup>, Mohammed YOUBI-IDRISSI<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>CEMAGREF-Unité de recherche génie des procédés frigorifiques  
Parc de Tourvoie, BP 44, 92163 Antony

\* (auteur correspondant : [mohammed.youbi@cemagref.fr](mailto:mohammed.youbi@cemagref.fr))

**Résumé** - Nous présentons dans cet article, les résultats d'un modèle de condenseur à air brumisé développé à partir d'un bilan massique et thermique pour un régime sans excès d'eau. Il met en évidence l'influence des principaux paramètres caractéristiques des phénomènes aérodynamiques et thermiques mis en jeu au cours du procédé de brumisation. De cette étude ressortent deux paramètres primordiaux que sont la température de surface du condenseur et le débit d'eau capté par la surface de l'échangeur constitué de tubes et d'ailettes.

## Nomenclature

$A$	surface d'échange, $m^2$	<i>Indices</i>	
$c_p$	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	a	air
$h$	coefficient d'échange thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$	as	air sec
$\Delta H_v$	chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	c	capté
$K_m$	coefficient de transfert massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$	cv	convectif
$Le$	nombre de Lewis	ev	évaporation
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$	h	humide
$\dot{Q}$	flux de chaleur, $W$	l	liquide/latent
$T$	température, $K$	o	référence (sans brumisation)
$T_p'$	température de paroi après brumisation, $K$	p	paroi
<i>Symboles grecs</i>		sat	saturation
$\rho$	Masse volumique, $kg.m^{-3}$	m	mouillé
$\tau_c$	Taux de captation	sens	sensible
$\omega$	Humidité spécifique, $kg_{eau}.kg_{as}^{-1}$	v	vapeur

## 1. Introduction

Des statistiques récentes montrent que dans les pays industrialisés, plus de 15% de l'énergie électrique produite est consacrée à la production de froid (12%) et au conditionnement d'air (3%) via des installations frigorifiques à compression mécanique de vapeur. Ces chiffres vont incontestablement augmenter du fait de la demande croissante, aussi bien pour la climatisation urbaine que pour le froid dans les moyennes et grandes surfaces commerciales. L'enjeu environnemental qui découle de ces tendances est considérable, plaçant aujourd'hui la recherche de performances énergétiques accrues de tels systèmes, plus que jamais, au cœur des préoccupations sociétales, politiques et économiques.

Une installation frigorifique à compression de vapeur comporte inévitablement un condenseur au travers duquel la chaleur puisée à la source froide additionnée à la puissance de compression, est évacuée au milieu extérieur. Sur le plan technologique, trois principaux types de condenseurs sont utilisés : condenseurs à eau, condenseurs à air et condenseurs à évaporation d'eau, appelés "condenseurs évaporatifs".

Pour des contraintes technologiques et économiques, l'utilisation des condenseurs refroidis à l'eau est restreinte et se limite à quelques applications particulières. Les condenseurs évaporatifs sont plutôt réservés aux grosses installations et bien qu'ils soient énergétiquement efficaces, la possibilité d'une stagnation d'eau, du développement des panaches, et du bio-film reste omniprésente et toute défaillance dans leur maintenance peut conduire à de graves problèmes de légionellose freinant sérieusement leur développement. Ainsi, les condenseurs à air sont la catégorie la plus répandue pour les petites et les moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite. Dimensionnés à partir de la température moyenne maximale ambiante de l'air, ils conduisent aux pressions de condensation les plus élevées. Leurs performances énergétiques dépendent en premier lieu des propriétés thermodynamiques de l'air. Or, ce dernier est un mauvais médium thermique, ce qui impose un débit d'air élevé associé à une surface d'échange et un volume interne importants. Autrement dit, une machine frigorifique munie de ce type de condenseur consomme plus d'énergie et contient plus de masse de frigorigène. De plus, dépendantes de la température ambiante, les performances des installations frigorifiques à condenseur à air sont variables durant l'année. Le risque d'une production frigorifique insuffisante ou d'un dysfonctionnement du système est omniprésent lorsqu'il y a un grand écart entre la température nominale (de conception) et la température ambiante réelle.

Pour améliorer l'efficacité énergétique d'une majorité des systèmes frigorifiques équipés d'un condenseur à air, le recours à la technique de la brumisation, c'est-à-dire l'humidification d'air en entrée par l'ajout de fines gouttelettes d'eau, semble être une solution potentielle.

En effet, l'humidification de l'air avec une brumisation contrôlée et optimisée intensifie les échanges thermiques côté air, réduit la température de condensation côté frigorigène et permet d'éviter la stagnation d'eau et ses conséquences sanitaires. Il en résulte, une baisse du taux de compression dans le cycle frigorifique, une augmentation de la puissance calorifique du condenseur et du COP du système [1].

Dans cet article, nous proposons un modèle simplifié d'un condenseur à air brumisé développé à partir d'un bilan massique et thermique pour un régime sans excès d'eau. Utilisant ce modèle, une étude de sensibilité des principaux paramètres caractéristiques des phénomènes aérodynamiques et thermiques mis en jeu au cours du procédé de brumisation sera exposée et commentée.

## **2. Modèle de condenseur à air brumisé**

Nous cherchons dans ce modèle à représenter les transferts de chaleur et de masse lorsqu'un condenseur à air, d'une géométrie donnée, est confronté à un écoulement diphasique constitué d'air et de brume (fines gouttes d'eau). Nous avons retenu pour cette modélisation, les hypothèses suivantes :

- Le régime thermique étudié est permanent ;
- L'air et les gouttelettes d'eau possèdent la même vitesse ;
- La puissance du condenseur est maintenue constante ;
- La température de l'air est considérée comme donnée de la modélisation aussi bien que le taux de captation calculé à partir d'une corrélation de la littérature [2].

### **2.1. Transfert de masse**

Le débit d'eau nécessaire à la saturation de l'air est fonction du débit d'air et de ses conditions de température et d'humidité avant brumisation. Il peut être calculé à partir de l'équation suivante :

$$\dot{m}_l = \dot{m}_{as} (\omega_{sat} - \omega_0) \quad (1)$$

On définit un taux de captation qui représente la quantité d'eau que reçoit la surface d'attaque (surface d'échange extérieure du condenseur) durant la brumisation (figure 1) :

$$\dot{m}_c = \tau_c \cdot \dot{m}_l \quad (2)$$

Dans un régime sans excès d'eau, le débit d'eau capté est égal au débit d'eau évaporé. Aussi, le débit maximum d'eau évaporé peut être exprimé par la relation suivante :

$$\dot{m}_{ev,max} = A_m K_m (\omega_{sat,p} - \omega_{sat,a}) \quad (3)$$

Où  $K_m$  est un coefficient de transfert de masse,  $\omega_{sat,p}$  et  $\omega_{sat,a}$  sont respectivement les humidités absolues de l'air saturé à la température de paroi et à la température de l'air.  $A_m$  est la surface mouillée participant à l'évaporation. Le coefficient de transfert de masse peut être calculé par l'intermédiaire de l'analogie transfert de masse/transfert de chaleur de Chilton-Colburn. Pour un mélange air-vapeur, le nombre de Lewis est supposé unitaire :

$$Le = \frac{h}{K_m c_{p,a}} = 1 \quad (4)$$

Peu de corrélations existent dans la littérature permettant de calculer  $A_m$ . Dans ce modèle, nous considérons que la moitié de la surface extérieure de l'échangeur est mouillée.

## 2.2. Transfert de chaleur

Durant la brumisation du condenseur, la puissance échangée côté air est constituée de trois contributions (figure 1) :

- Un flux convectif  $\dot{Q}_{cv} = h A_{tot} (T_p' - T_h)$ ,  $T_p'$  étant la température de la paroi après brumisation ;
- Un flux sensible  $\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_c c_{pl} (T_p' - T_h)$  correspondant au réchauffement des gouttelettes d'eau captées par la surface d'échange de la température  $T_h$  à  $T_p'$  ;
- Un flux latent  $\dot{Q}_l = \dot{m}_{ev} \Delta H_v$  nécessaire à l'évaporation de l'eau déposé en surface du condenseur et des gouttelettes d'eau en suspension dans l'air.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_c c_{pl} (T_p' - T_h) + \dot{m}_{ev} \Delta H_v \quad (5)$$

Sans brumisation, le bilan des échanges thermiques se résume à l'unique flux convectif :

$$\dot{Q} = h_o A_{tot} (T_p - T_a) \quad (6)$$

Dans notre modèle,  $h_o$  a été calculé par une corrélation de la littérature [3] faisant intervenir le facteur de Colburn. Ainsi, dans un régime sans excès d'eau, on peut définir un taux d'intensification d'échanges thermiques exprimé par :

$$\frac{h}{h_o} = \left[ 1 - \frac{\dot{m}_c (c_{pl} (T_p' - T_h) + \Delta H_v)}{\dot{Q}} \right] \left[ \frac{T_p - T_a}{T_p' - T_h} \right] \quad (7)$$

Ce rapport ne permet pas de caractériser l'efficacité de la brumisation mais donnera des éléments de réponses quant à la baisse de la température de condensation et l'amélioration du COP du système frigorifique complet. L'équation (7) met en évidence un rapport d'écart de température. Ce rapport compare la différence de température entre la paroi du condenseur et l'écoulement d'air, avant et après brumisation. L'intensification du coefficient d'échange est d'autant plus grande que ce rapport est grand et que le terme multipliant le débit d'eau capté est petit. Ainsi, l'intensification dépend fortement de la température de paroi  $T'_p$ , après brumisation.

### 3. Etude de sensibilité

L'étude de sensibilité a été menée pour une géométrie imposée du condenseur (tableau 1) :

Diamètre des tubes	10 mm	Epaisseur des ailettes	0,2 mm
Longueur des tubes	400 mm	Pas d'ailette	3 mm
Hauteurs des ailettes	300 mm	Pas transversal	26 mm
Largeurs des ailettes	26 mm	Pas longitudinal	37,5 mm

Tableau 1 : Géométrie du condenseur

#### 3.1. Influence du taux de captation

La figure 2 présente le comportement du facteur d'intensification vis-à-vis du taux de captation pour différentes vitesses de l'écoulement. Les résultats sont obtenus pour une humidité relative de 30 % et un écart de température constant entre la surface et l'écoulement.

L'intensification du coefficient d'échange de l'air est plus importante pour un faible taux de captation et de fortes vitesses. Lorsque le taux de captation augmente, le facteur d'intensification diminue et une valeur du taux de captation est mise en évidence, à partir de laquelle il est plus intéressant de travailler avec de faibles vitesses pour obtenir une meilleure intensification thermique.

Une réserve concernant ces résultats peut cependant être émise puisque l'écart de température entre l'écoulement et la surface est supposé constant en raison de l'absence de relation entre le taux de captation et la température de paroi. Or on peut supposer que la température de paroi diminue lorsque le taux de captation augmente.

#### 3.2. Influence de l'écart de température entre la surface et l'écoulement

La figure 3 présente l'évolution de l'intensification du coefficient d'échange de l'air, en fonction de l'écart de température entre la surface du condenseur brumisé et l'écoulement d'air pour différentes vitesses d'écoulement. Les résultats sont obtenus pour un diamètre de goutte de 30 $\mu$ m et une humidité relative de 30%.

Le facteur d'intensification diminue quand  $\Delta T$  augmente à cause du rapport de différence de température entre la paroi et l'écoulement d'air, avant et après brumisation. Dans ce rapport, seule la température  $T'_p$  varie, par conséquent lorsqu'elle diminue et tend vers la température humide l'air, l'intensification par brumisation est maximale.

De cette figure ressort également une variation du facteur d'intensification en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air. On constate une intensification maximale du coefficient d'échange pour des vitesses moins importantes. Cet effet est notamment remarquable pour un  $\Delta T$  faible. Cela s'explique par un taux de captation moins important lorsqu'on diminue la vitesse, par conséquent, dans l'équation (7) le terme que multiplie le débit d'eau décroît et devient de plus en plus négligeable tandis que le rapport de température s'accroît.

### 3.3. Influence de la vitesse d'écoulement

Les figures 4 et 5 présentent respectivement l'évolution du facteur d'intensification du coefficient d'échange en fonction de la vitesse d'écoulement pour différents diamètres de gouttes et différents écarts de température entre la surface du condenseur et l'écoulement. Les résultats sont obtenus pour une humidité relative de 30%. Sur la figure 5 le diamètre des gouttes est de  $30\mu\text{m}$ .

La figure 4 met en évidence une valeur optimale de la vitesse pour laquelle l'intensification est maximale. Cet optimum se décale vers de petites vitesses lorsqu'on augmente le diamètre des gouttes. Cette observation est la conséquence directe de l'augmentation du nombre de stokes avec le diamètre des gouttes [2]. Par conséquent, le débit d'eau capté est plus important et pour les mêmes raisons évoquées pour la figure 3, l'intensification est maximale pour de faibles diamètres.

La figure 5 complète notre étude sur l'influence de la vitesse de l'écoulement d'air et confirme les observations faites sur la figure 4. Elle présente le comportement du facteur d'intensification en fonction de la vitesse pour différent écart de température entre la surface du condenseur et l'écoulement. Les résultats obtenus sont similaires à la figure 3, le facteur d'intensification est plus important pour de faible écart de température.

### 3.4. Influence de l'humidité relative de l'air

La figure 6 présente l'influence de l'humidité relative initiale de l'air sur le facteur d'intensification. Les résultats sont obtenus pour une vitesse d'écoulement de  $1\text{m/s}$  et un diamètre de gouttes de  $30\mu\text{m}$ . Sans excès d'eau, le facteur d'intensification augmente pour de faibles humidités relatives car l'écart de température ( $T_p' - T_h$ ) diminue plus vite que le débit d'eau capté  $\dot{m}_c$  augmente. En effet, pour de faibles humidités relatives, le débit d'eau  $\dot{m}_l$  à apporter à l'écoulement d'air est plus conséquent pour atteindre la saturation de l'air en eau. Dans ces conditions, la température humide de l'air est également plus faible aussi bien que la température de paroi  $T_p'$  après brumisation qui subit un refroidissement, d'où un faible écart de température ( $T_p' - T_h$ ).

## 4. Conclusion

La brumisation du condenseur se traduit par une intensification des échanges thermiques côté air. De cette étude ressortent deux paramètres primordiaux que sont la température de surface du condenseur et le débit d'eau capté par la surface de l'échangeur constitué de tubes et d'ailettes. Aussi, l'étude de sensibilité utilisant le modèle développé a permis de mettre en évidence la présence des optimums. Cependant, un fort couplage entre paramètres caractérisant le procédé de brumisation (humidité, diamètre de goutte, taux de captation, vitesse de l'écoulement) a été observé, sa quantification requiert des caractérisations expérimentales.

### Références

- [1] M. Youbi-Idrissi, H. Macchi-Tejeda, L. Fournaison, J. Guilpart, Numerical model of a sprayed air-cooled condenser coupled to a refrigerating system, *Energy Conversion and Management*, 28, 1943-1951, 2007.
- [2] I. Allais, G. Alvarez, D. Flick, Analyse du transfert thermique entre un cylindre et un écoulement d'air chargé en gouttelettes d'eau. *Revue Générale de Thermique*, 36, 276-288, 1997.

[3] C.C. Wang, K.Y. Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin and tubes heat exchangers, part 1: new experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, 2681-2691, 2000.

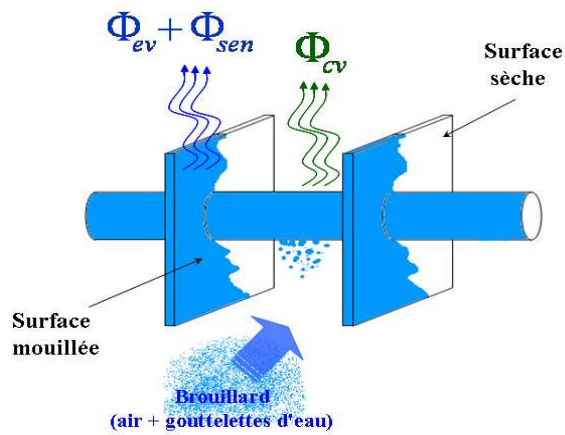


Figure 1 : Représentation des transferts thermiques dans un condenseur à air brumisé

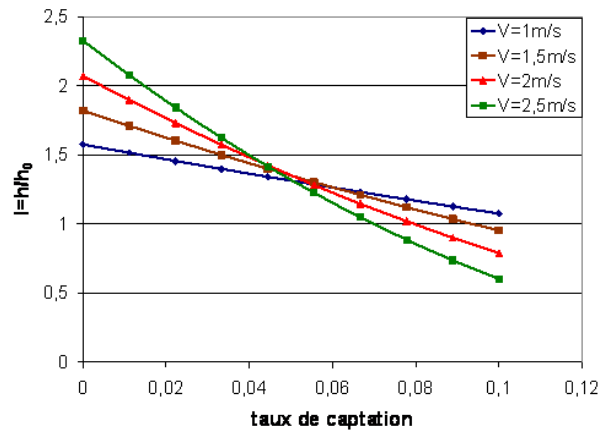


Figure 2 : Facteur d'intensification thermique en fonction du taux de captation pour différentes vitesses d'écoulement

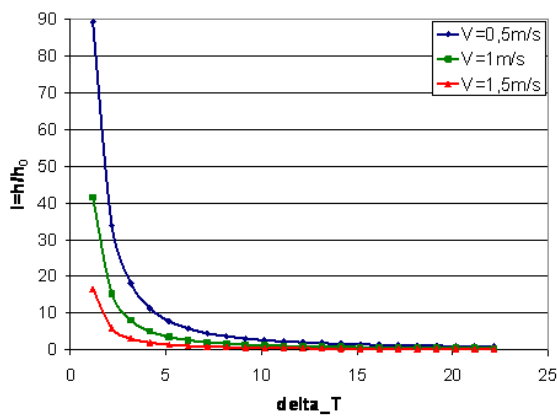


Figure 3 : Facteur d'intensification thermique en fonction de l'écart de température entre la surface et l'écoulement

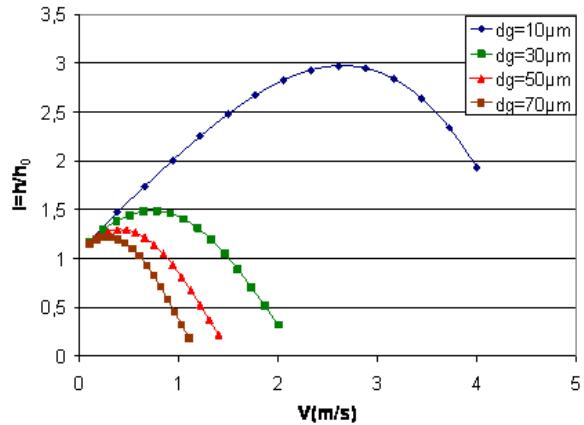


Figure 4 : Facteur d'intensification thermique en fonction de la vitesse d'écoulement de l'air pour différents diamètres de gouttelettes

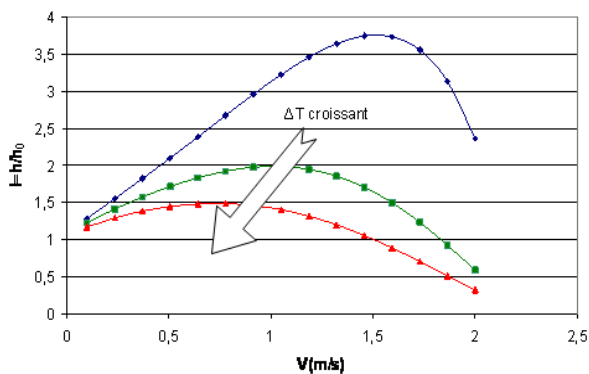


Figure 5 : Facteur d'intensification thermique en fonction de la vitesse d'écoulement de l'air pour différents écarts de températures entre la surface et l'écoulement

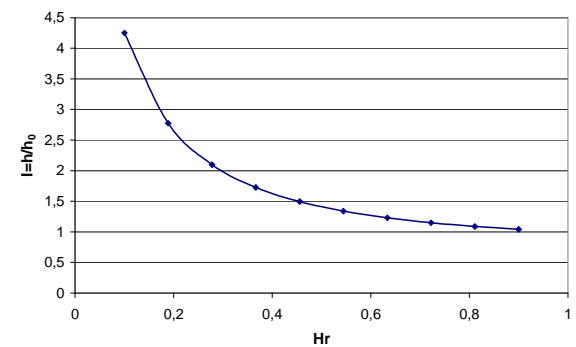


Figure 6 : Facteur d'intensification thermique en fonction de l'humidité relative