

Étude numérique et expérimentale de la brumisation des condenseurs à air

Julien TISSOT^{(1-2)*}, François TRINQUET⁽²⁾, Hélène MACCHI-TEJEDA⁽²⁾, Laurence FOURNAISON⁽²⁾, Pascal BOULET⁽¹⁾

¹ Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée

Faculté des Sciences et Techniques, BP 70239 - 54506 Vandoeuvre les Nancy cedex

² Cemagref –Génie des Procédés frigorifiques

Parc de Tourvoie, BP 44,92163 Antony

* (auteur correspondant : julien.tissot@lemta.uhp-nancy.fr)

Résumé - Une étude numérique a été réalisée sur la brumisation d'eau dans un écoulement d'air. Un modèle Euler-Lagrange a permis de simuler les trajectoires et l'évaporation des gouttes dans l'air. Des bilans massiques et énergétiques sont réalisés pour évaluer l'influence de la taille des gouttes brumisées sur l'humidité et la température de l'air. On montre qu'avec une faible quantité d'eau brumisée (0,025 l/min), composée de gouttes de diamètres inférieurs à 50 μm , l'air est fortement refroidi (abaissement pouvant atteindre 15°C). Le refroidissement effectif de l'air avant d'atteindre le condenseur est présenté dans cette étude, la finalité étant les systèmes frigorifiques.

Nomenclature

BT	nombre de Spalding thermique	\vec{X}_p	position de la particule, m
CD	coefficient de traînée	Z	position verticale, m
C_p	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
dp	diamètre de la goutte, m	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
g	gravité, $m.s^{-2}$	<i>Indices et exposants</i>	
L_v	chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	f	propriété de la phase continue
m	masse, kg	k	condensation
\dot{m}	débit d'évaporation, $kg.s^{-1}$	p	particule ou goutte
P	pression, bar	r	relative
t	temps, s	ref	refoulement compresseur
T	température, K	s	surface
V	composante du vecteur vitesse, $m.s^{-1}$	v	propriété de la vapeur d'eau
\vec{V}	vecteur vitesse, $m.s^{-1}$	ev	évaporation

1. Introduction

Le coût énergétique des machines frigorifiques fonctionnant avec un condenseur à air est fortement dépendant des conditions atmosphériques et plus particulièrement de la température. Pour limiter les pics de consommation causés par des températures élevées, on propose de refroidir l'air en amont du condenseur grâce à la brumisation d'eau [1].

La figure 1 représente le diagramme pression-enthalpie du fluide frigorigène d'une machine frigorifique avec et sans brumisation. T_k , T_{ref} et P sont respectivement la température de condensation du fluide frigorigène, la température et la pression de ce fluide à la sortie du compresseur.

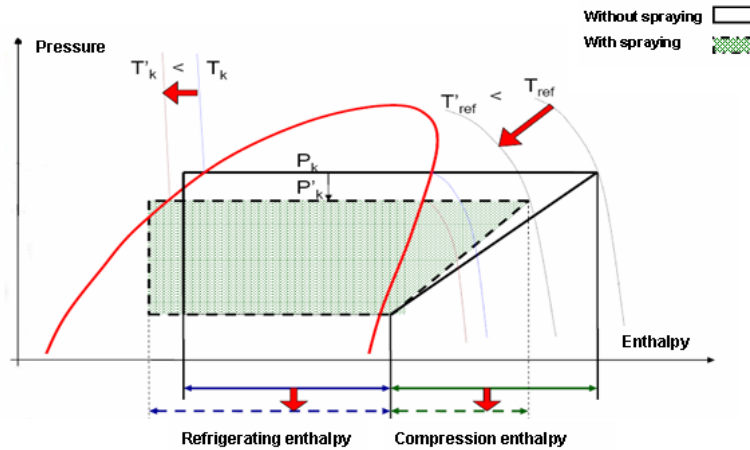


Figure 1. Représentation schématique de l'évolution de température et de pression du fluide frigorigène dans le système frigorifique avec et sans brumisation d'eau dans l'air.

Ce principe a été étudié entre autre par Youbi-Idrissi *et al.* [1], avec pour objectif une application sur les machines frigorifiques. Concernant la brumisation, des informations peuvent être trouvées dans la littérature sur la physique de l'évaporation [2][3][4]. Guella *et al.* [3] ont en particulier étudié expérimentalement des gouttes en chute libre et plus particulièrement la vitesse en fonction de la hauteur de chute. Collin *et al.* [4] ont aussi étudié l'évaporation des gouttes pour l'application sur les rideaux d'eau. Une méthode Eulérienne-Lagrangienne (code MIRABELLES) est utilisée pour le suivi des particules et la simulation de l'ensemble du spray dans un écoulement d'air. La simulation de l'évaporation est basée sur les études d'Abramzon et Sirignano [5]. La partie présentée est restreinte à la partie numérique qui compose l'étape préliminaire du projet. Une approche Eulérienne-Lagrangienne est utilisée afin de simuler les trajectoires des gouttes pendant leur évaporation dans l'air. Le code numérique utilisé pour réaliser cette simulation est décrit dans les travaux de Collin *et al.* [4].

Dans les parties qui vont suivre, le modèle cité précédemment sera détaillé, puis la géométrie utilisée pour les simulations sera décrite (basée sur la géométrie du pilote expérimental se trouvant au Cemagref), enfin des résultats numériques sur l'évaporation de gouttes dans cette géométrie seront présentés et commentés.

2. Etude numérique

Les simulations mettent en œuvre deux phases: la phase dispersée où chaque goutte est suivie le long de sa trajectoire et la phase continue. Dans cette partie, nous verrons la théorie pour le suivi des gouttes d'eau dans l'air, avec un élément de validation pour une goutte seule. Puis des informations sur la solution pour la phase continue seront données.

2.1. Suivi lagrangien des gouttes

Le suivi dynamique, énergétique et massique des gouttes est effectué par résolution d'équations pour la position, la vitesse, la chaleur et la masse. Ces équations sont les suivantes:

$$\frac{d\vec{X}_p}{dt} = \vec{V}_p \quad (1)$$

$$m_p \frac{d\vec{V}_p}{dt} = C_D \rho_f \frac{\pi d_p^2}{8} V_r^2 \frac{\vec{V}_r}{\|\vec{V}_r\|} + \frac{\pi d_p^3}{6} (\rho_p - \rho_f) \vec{g} \quad (2)$$

$$\rho_p \frac{\pi d_p^3}{6} C_{p_p} \frac{dT_p}{dt} = \dot{m}_{ev} \left[\frac{C_{p_v} (T_f - T_s)}{B_T} - Lv \right] \quad (3)$$

$$\frac{d d_p^3}{dt} = - \frac{6}{\rho_p \pi} \dot{m}_{ev} \quad (4)$$

2.2. Simulation numérique pour une particule seule dans un air au repos

Les résultats présentés correspondent aux cas étudiés par Sator [2] et Guella [3] d'une goutte en chute libre avec une vitesse initiale nulle dans un air au repos. Les conditions numériques ont été fixées afin de correspondre aux conditions expérimentales (température initiale de la goutte et température, pression et humidité de l'air):

- $T_f = T_p = 295\text{K}$, $P = 0,828$ bar, humidité relative 98% (Sator et Abott [2])

- $T_f = T_p = 293\text{K}$, $P = 1$ bar, humidité relative 80% (Guella *et al.* [3])

La figure 2 présente les résultats numériques et expérimentaux. La concordance entre le modèle et les valeurs expérimentales est bonne pour une grande gamme de diamètres de gouttes, démontrant ainsi la capacité du modèle à suivre les gouttes dans des conditions d'air.

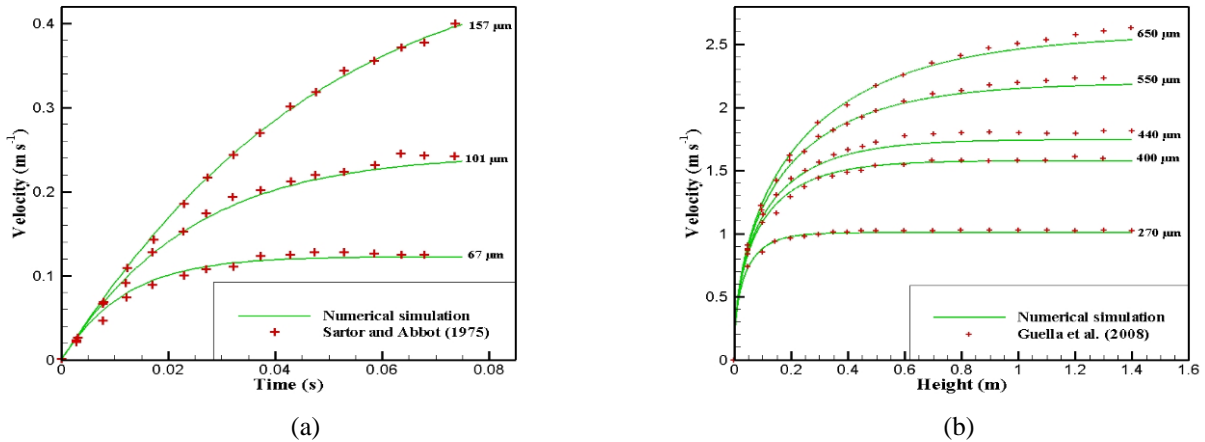


Figure 2. Comparaison entre résultats numériques et expérimentaux de gouttes d'eau en chute libre.

2.3. Simulation de l'écoulement d'air

Dans le cas de l'injection d'un grand nombre de gouttes dans l'air, la phase continue est alors affectée par le mouvement des gouttes à cause de la traînée, des transferts de chaleur, des transferts massiques et y compris d'une variation de la turbulence. Le mélange d'air et de vapeur d'eau est modélisé par une formulation eulérienne. Les équations de conservation sont résolues pour la quantité de mouvement, la quantité de vapeur d'eau, l'énergie et les propriétés turbulentes (un modèle classique k- ϵ est utilisé dans notre étude) dans une forme similaire à Collin *et al.* [4].

La méthode des volumes finis est utilisée dans un maillage régulier avec un algorithme SIMPLER. Un couplage entre les phases est pris en compte pour la résolution.

3. Pilote expérimental et paramètres numériques correspondants

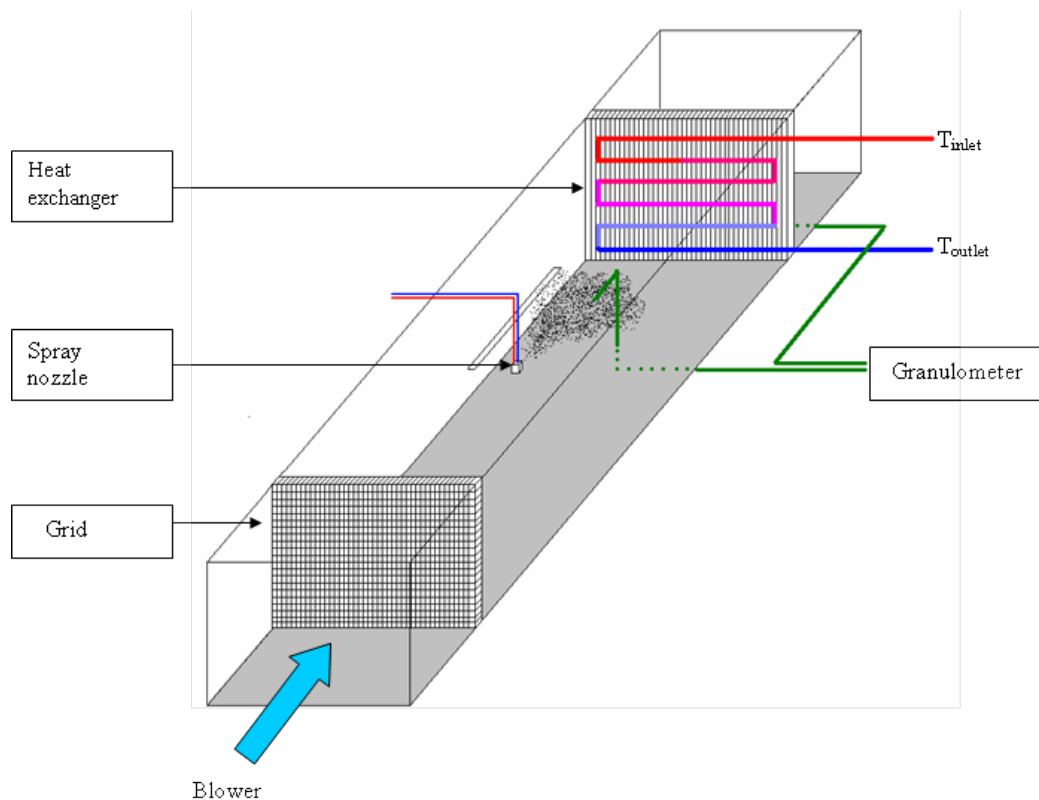


Figure 3. Description schématique du tunnel utilisé pour l'étude de la brumisation dans un écoulement d'air

La figure 3 est une illustration du pilote qui sera utilisé pour quantifier le gain obtenu sur un échangeur de chaleur quand l'air est refroidi par brumisation. Les données d'entrée pour le modèle sont les suivantes: débit d'eau 0,025 l/min; taille des gouttes étudiées entre 25 et 50 μm (les monodispersions permettent d'isoler l'effet d'une taille de goutte); les gouttes sont injectées à co-courant dans un cône plein, avec un angle d'injection de 72° . Leur température d'injection est 298 K et leur vitesse initiale est de 10 m/s. L'air entre dans le tunnel avec une température de 298 K et une humidité relative de 30 ou 60%, avec une vitesse moyenne de 1 m/s. Le maillage numérique est composé de mailles cubiques de 1 cm de côté.

4. Résultats numériques

Les figures 4 et 5 donnent une visualisation des contours d'humidité et de température. Le cas présenté correspond à une taille de gouttes de $50\mu\text{m}$ dans un air à 30% d'humidité relative. Comme on peut le voir les gouttes sont entraînées par l'écoulement d'air avec un léger mouvement vers le bas dû à leur poids. Une visualisation de leur vitesse montrerait que les gouttes sont rapidement en équilibre avec l'air environnant. La quantité d'eau évaporée par rapport à la quantité injectée est d'environ 17% entre l'injection et la sortie du tunnel. L'influence de la phase dispersée sur la phase continue est évidente de part le refroidissement de l'air créé par l'évaporation des gouttes. Le refroidissement est principalement visible dans la partie du tunnel où les gouttes sont entraînées. Une baisse maximale de 6,5 K est observée pour la température de l'air, confirmant clairement la capacité de cette technique à refroidir l'air avant le condenseur. En même temps l'humidité absolue monte de 4,5 g/kg d'air sec. Cette évolution n'est pas homogène et varie fortement suivant la position en X ou en Z.

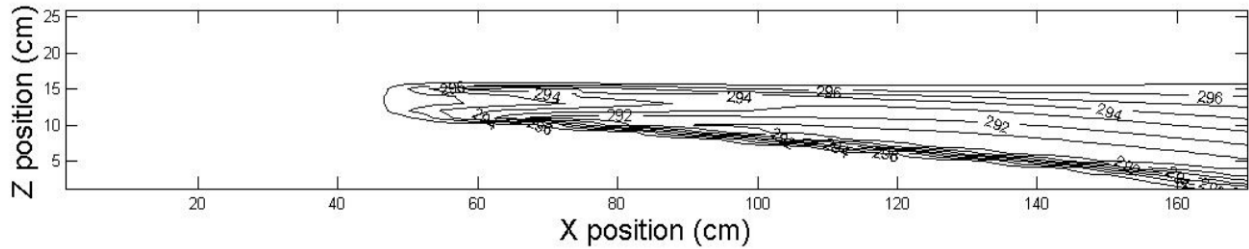


Figure 4. Contours de température de l'air (K) dans le plan central transverse du tunnel. Cas d'une monodispersion avec un diamètre initial de $50 \mu\text{m}$. L'air entre à 298 K et 30% d'humidité relative.

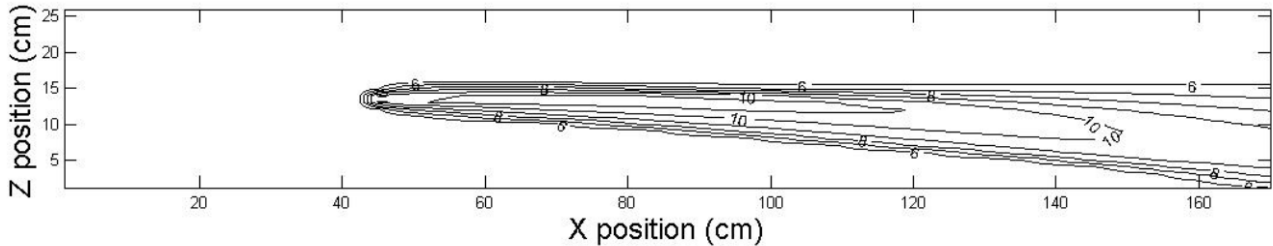


Figure 5. Humidité absolue dans l'air ($\text{g}/\text{kg}_{\text{air sec}}$) dans le plan central transverse du tunnel. Cas d'une monodispersion avec un diamètre initial de $50 \mu\text{m}$. L'air entre à 298 K et 30% d'humidité relative.

Les mêmes contours sont donnés pour un air entrant à 60% d'humidité relative. Le gradient d'humidité, moteur de l'évaporation, est plus faible, donc l'évaporation est moins rapide. Les tendances sur les figures 6 et 7 sont les mêmes que dans le cas précédent mais la baisse maximale de température est maintenant de 4 K et le gain en humidité n'est maintenant plus que d'environ $3 \text{ g}/\text{kg}$ d'air sec. L'humidité absolue maximale est alors de $13,5 \text{ g}/\text{kg}$ d'air sec. Cela provient du fait qu'à 60% d'humidité en entrée, l'air contient initialement plus d'eau.

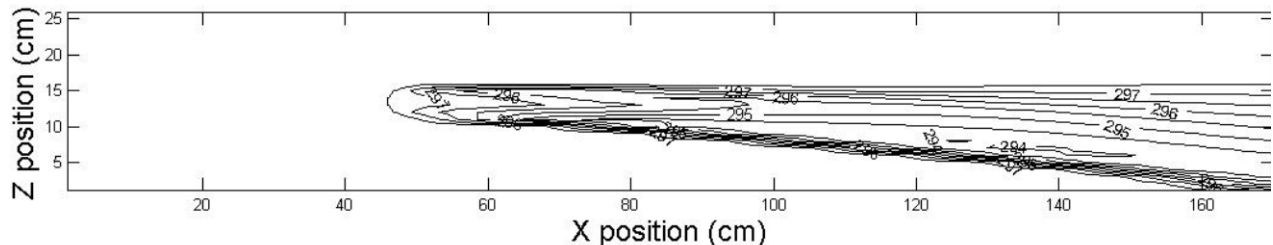


Figure 6. Contours de la température de l'air. Même légende que pour la figure 4 avec l'air entrant à 298 K et une humidité relative de 60%.

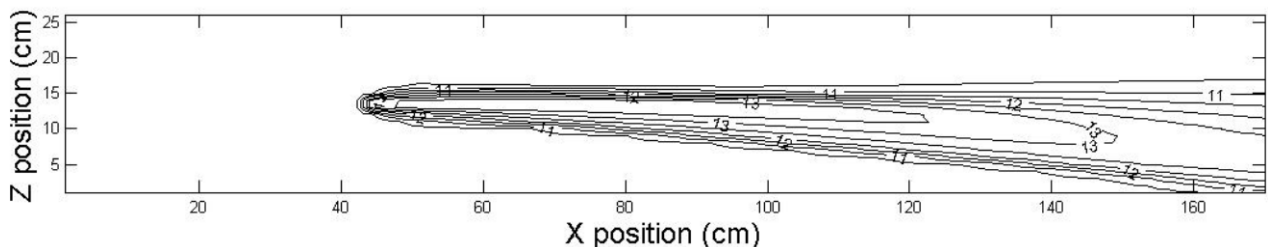


Figure 7. Contours de l'humidité absolue de l'air. Même légende que pour la figure 5 avec l'air entrant à 298 K et une humidité relative de 60%.

Pour évaluer l'influence de la taille des gouttes. Une monodispersion de gouttes de $25 \mu\text{m}$ a été injectée dans le même écoulement que dans le premier cas. Les figures 8 et 9 représentent les contours de température et d'humidité obtenus.

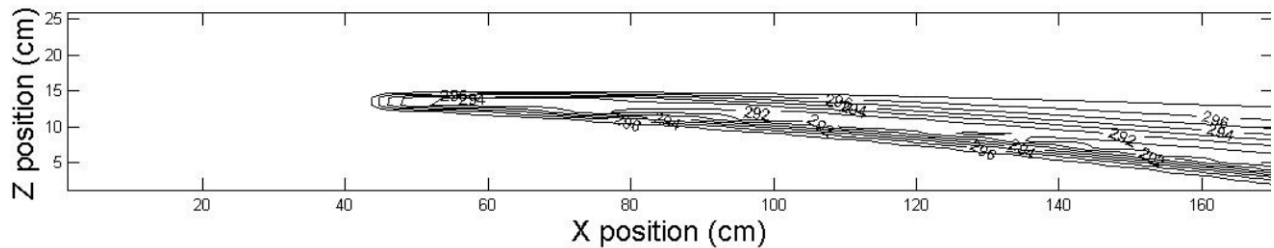


Figure 8. Idem à figure 4 avec des gouttes de $25\mu\text{m}$

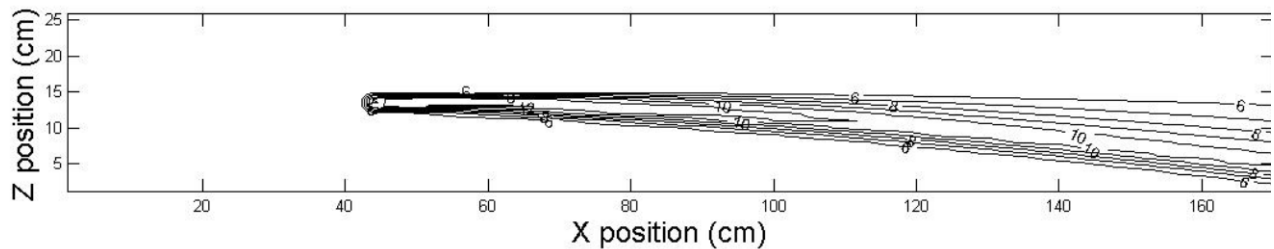


Figure 9. Idem à figure 5 avec des gouttes de $25\mu\text{m}$

Bien que la taille des gouttes soit plus petite, le refroidissement obtenu est plus faible. Cela provient du fait que la répartition spatiale des gouttes est très faible. Le cône formé est donc petit et la saturation y est rapidement atteinte. Cela ne permet pas d'obtenir une bonne évaporation du spray. L'outil numérique utilisé, est un bon moyen de trouver une solution à ce problème car il permet de tester les conditions d'injections des gouttes les plus appropriées pour obtenir une phase dispersée homogène (par exemple injection à contre-courant).

5. Conclusion

Des simulations numériques de la brumisation d'eau dans un écoulement d'air ont été réalisées et ont montré que la vaporisation des gouttes a une grande influence sur le refroidissement de l'air. Comme attendu, les variations des propriétés de l'air entrant dans le tunnel, et plus particulièrement l'humidité, ont montré leur influence sur les échanges gouttes-air. L'influence de la taille des gouttes a aussi été étudiée. Les petites gouttes devraient favoriser les échanges avec l'air mais leur inertie pénalise leur dispersion et des effets non linéaires sont observés. Effectivement les petites gouttes sont concentrées dans un faible volume où l'air est rapidement quasi saturé. La conséquence est une forte hétérogénéité de la température et de l'humidité dans le tunnel et donc une faible vaporisation de l'eau pulvérisée.

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*, 48(7) (2007), 1943-1951.
- [2] J. D. Sartor, C. E. Abbott, Prediction and measurement of the accelerated motion of water drops in air, *J. Appl. Meteor.* 14 (1975), 232-239.
- [3] S. Guella, S. Alexandrova, A. Saboni, Evaporation d'une gouttelette en chute libre dans l'air, *Int. J. of Thermal Sciences*, 47(7) (2008), 886-898.
- [4] Collin, P. Boulet, G. Parent, D. Lacroix, Numerical simulation of a water spray – Radiation attenuation related to spray dynamics, *Int. J. Thermal Sciences*, 46 (2007), 856-868.
- [5] B. Abramzon, W.A. Sirignano, Droplet vaporization model for spray combustion calculations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32 (9) (1989), 1605-1618.

Remerciements

Les auteurs remercient l'ADEME pour sa contribution financière dans cette recherche