

Influence de conditions extérieures périodiques de température et d'humidité sur la condensation de vapeur d'eau dans une enceinte partiellement close.

Jean BATINA^{1*}, René PEYROUS²

¹ Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP), Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA), BP 1155 – 64013 Pau, France.

² Ancien membre du Laboratoire d'Electronique des Gaz et des Plasmas, Université de Pau et des Pays de l'Adour - 64000 PAU, France.

* (auteur correspondant : jean.batina@univ-pau.fr)

Résumé – On cherche à déterminer les paramètres agissant sur la condensation de la vapeur d'eau présente dans l'air, dans un milieu partiellement clos dont le fond demeure sec. Ce milieu, soumis à des conditions atmosphériques extérieures (température et hygrométrie), présente des mouvements convectifs et des variations thermiques et hygrométriques conduisant en volume et/ou sur les parois, à cette condensation. On montre l'existence de conditions particulières conduisant à un maximum de quantité d'eau condensée qui dépend : 1) des dimensions de la structure, 2) du renouvellement de l'air et de son hygrométrie propre, 3) du déphasage entre température et hygrométrie.

Nomenclature

$\vec{V} = (u, v)$	champ de vitesses, $m.s^{-1}$	q_e	quantité d'eau entrant
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	q_s	quantité d'eau sortant
p	pression, Pa	<i>Symboles grecs</i>	
T	température, K	φ	déphasage entre T et HR, s
t	temps, s	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
c_p	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	μ	viscosité dynamique $Pa.s$
c	concentration	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
D	diffusivité massique, $m^2.s^{-1}$	η	pourcentage d'eau condensée
HR	Humidité Relative en %		
L_a	Chaleur latente, $J.kg^{-1}$		

1. Introduction

De nombreux travaux tant expérimentaux que plus fondamentaux ont montré la possibilité de condenser la vapeur d'eau contenue dans l'air en vue de sa récupération [1]. L'objectif de cette étude consiste à déterminer les paramètres les plus significatifs agissant sur les effets de condensation de vapeur d'eau présente dans l'air d'un milieu clos ou partiellement clos dont les dimensions conduisent à un volume d'environ $0,25 m^3$. Cette structure dont les parois sont constituées de marbre est soumise à des conditions atmosphériques extérieures (température et hygrométrie) qui génèrent dans cet espace, des mouvements convectifs et des variations thermiques. Celles-ci sont alors susceptibles de créer localement en volume et/ou sur les parois, la condensation de l'eau présente dans l'air initialement contenu dans le milieu, ou introduit par renouvellement.

Les conditions atmosphériques extérieures (température et hygrométrie) ont été assimilées de façon simplifiée à des variations de température journalières sinusoïdales (T) et les variations d'hygrométrie relative (HR) à des créneaux de même période. Ces deux

paramètres sont liés par un déphasage temporel φ (T/HR), exprimé en heures, que l'on a fait varier par pas de 3h, de 0 à 24h.

Les évolutions de température, d'hygrométrie et de quantité d'eau condensée qui en découlent, à l'intérieur du volume considéré, sont modélisées pour différents instants de la journée en fonction du déphasage et des dimensions de l'orifice pour les coupes transverses et longitudinales. Les dimensions du volume et la nature du matériau des parois (marbre) resteront inchangées, malgré l'importance de leur rôle.

L'étude, en fonction de φ , de l'influence de certains paramètres tels que la section de coupe et les dimensions du trou, sur le comportement dynamique et les effets de condensation, montre l'existence d'un optimum de condensation lié à ces paramètres. Une partie des résultats obtenus a déjà été présentée aux congrès SFT08 [2] et JITH 2009 [3].

2. Modélisation et équations

Dans un domaine parallélépipédique de dimensions internes : 0,47 m x 0,40 m x 1,76 m, nous considérerons la coupe transversale (0,47 m x 0,40 m) selon laquelle s'effectuent les mouvements convectifs. Les parois sont en marbre, d'épaisseur 0.1 m. L'orifice h , dont on peut faire varier les dimensions de 2 cm à 30 cm et par lequel s'effectue le renouvellement de l'air sous l'effet du seul gradient thermique extérieur – intérieur est situé du côté des parois contraintes en partie haute. La contrainte thermique est appliquée sur 2 faces extérieures adjacentes, les autres faces étant laissées adiabatiques (figure 1).

Dans ces conditions, le système d'équations à résoudre comprend la conservation de la quantité de mouvement et de continuité (Navier – Stokes) ainsi que la conservation de l'énergie. Les formes vectorielles classiques de ces équations sont les suivantes :

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\vec{\nabla} p + \mu \vec{\nabla} \cdot (\nabla \vec{V} + \nabla' \vec{V}) + \rho \vec{g} \quad (1)$$

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2)$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T \right] = \lambda \Delta T + S \quad (3)$$

A ces équations de la dynamique et de la thermique, il faut ajouter l'équation de transport de la vapeur d'eau donnée par :

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla c = \vec{\nabla} \cdot (D \vec{\nabla} c) + S' \quad (4)$$

où $S = \rho L_a \frac{\partial c}{\partial t}$ représente le terme source thermique pour l'équation (3) et S' est le terme source massique, provenant de l'air extérieur, et qui traduit le bilan de la condensation - évaporation de la vapeur d'eau contenue à l'intérieur de l'enceinte pour l'équation (4).

Les équations d'état de l'air humide données par le diagramme de Mollier permettent de relier température sèche et humidité relative avec les autres variables caractéristiques de cet air : humidité absolue (ou spécifique) et température de rosée notamment.

On fait varier dans le temps les conditions thermiques et hygrométriques de l'air extérieur (conditions aux limites sur les parois contraintes), avec une période de 24h : variations sinusoïdales de température ($T=15 \pm 5^\circ\text{C}$), $+15^\circ\text{C}$ à 6h du matin, maximale à 12h et minimale à

24h et variations périodiques en créneau de l'hygrométrie relative : HR = 60% pendant 10h, centrée sur 12h, HR = 90% pendant 14h, centrée sur 0h (minuit) dans le cas du déphasage initial $\varphi = 0$ h [3]. La figure 2 montre le déphasage T/HR correspondant à $\varphi = 12$ h : HR = 90% est centré sur midi, et HR = 60% est centré sur minuit. Ces variations en créneaux nous ont permis de tester la stabilité du modèle numérique

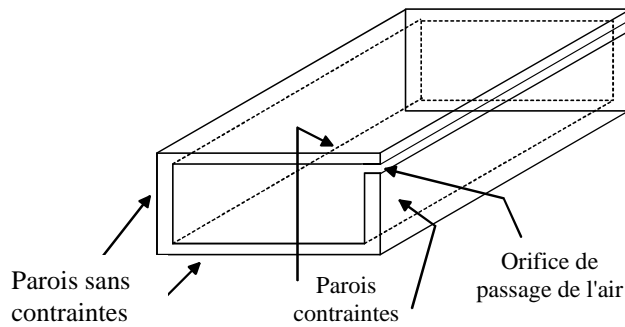


Figure 1 : Coupe transversale montrant les conditions aux limites.

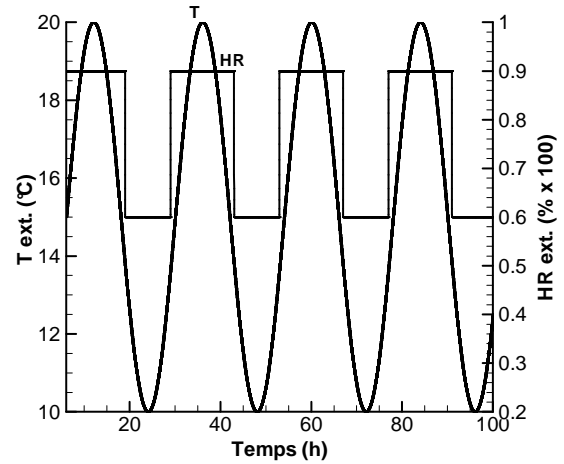


Figure 2 : Evolutions de la température et de l'humidité relative de l'air extérieur, déphasage $\varphi = 12$ h)

A l'instant $t=0$ (6h du matin), on suppose que le fluide, à l'intérieur du volume considéré, est au repos avec une humidité relative et une température moyennes uniformes.

La modélisation des processus est bidimensionnelle, c'est-à-dire selon une coupe transversale et le maillage est de type structuré. Il est fortement raffiné dans le sillage de l'orifice et au voisinage des parois. Il comprend au total 5940 (66 par 90) mailles.

Les équations sont résolues par la méthode des volumes finis au moyen du code Aquilon[®] [4], avec un schéma en temps de Gear d'ordre 2, dont le pas de temps est fixé à 5 s. En partant de ces conditions initiales stables, on montre que le système atteint un régime stationnaire en 3 jours.

L'étude, en fonction de φ et de la hauteur h du trou, sur le comportement dynamique et les effets de condensation, montre l'existence d'un optimum de condensation lié à ces paramètres. Nous considérerons tout d'abord l'hypothèse simplificatrice d'un fond restant sec.

3. Résultats

Nous avons choisi de ne montrer que les résultats les plus significatifs dans une configuration figée : coupe large, trou de 8cm, pour un déphasage de 12h à divers instants.

Pour mieux quantifier les échanges hygrométriques entre l'extérieur et l'intérieur, nous définissons le pourcentage d'eau condensée par la relation (5), $q_e(t)$ et $q_s(t)$ représentant respectivement les quantités de vapeur d'eau entrante et sortante par l'orifice au temps t . On définit ainsi l'efficacité du processus de condensation en fonction du déphasage.

$$\eta = \frac{\int_{t_0}^{t_1} (q_e(t) - q_s(t)) dt}{\int_{t_0}^{t_1} q_e(t) dt} \quad (5)$$

La dynamique de la circulation interne à différentes heures montre le rôle prépondérant du « moteur thermique » (température extérieure appliquée sur les parois contraintes) (fig.3).

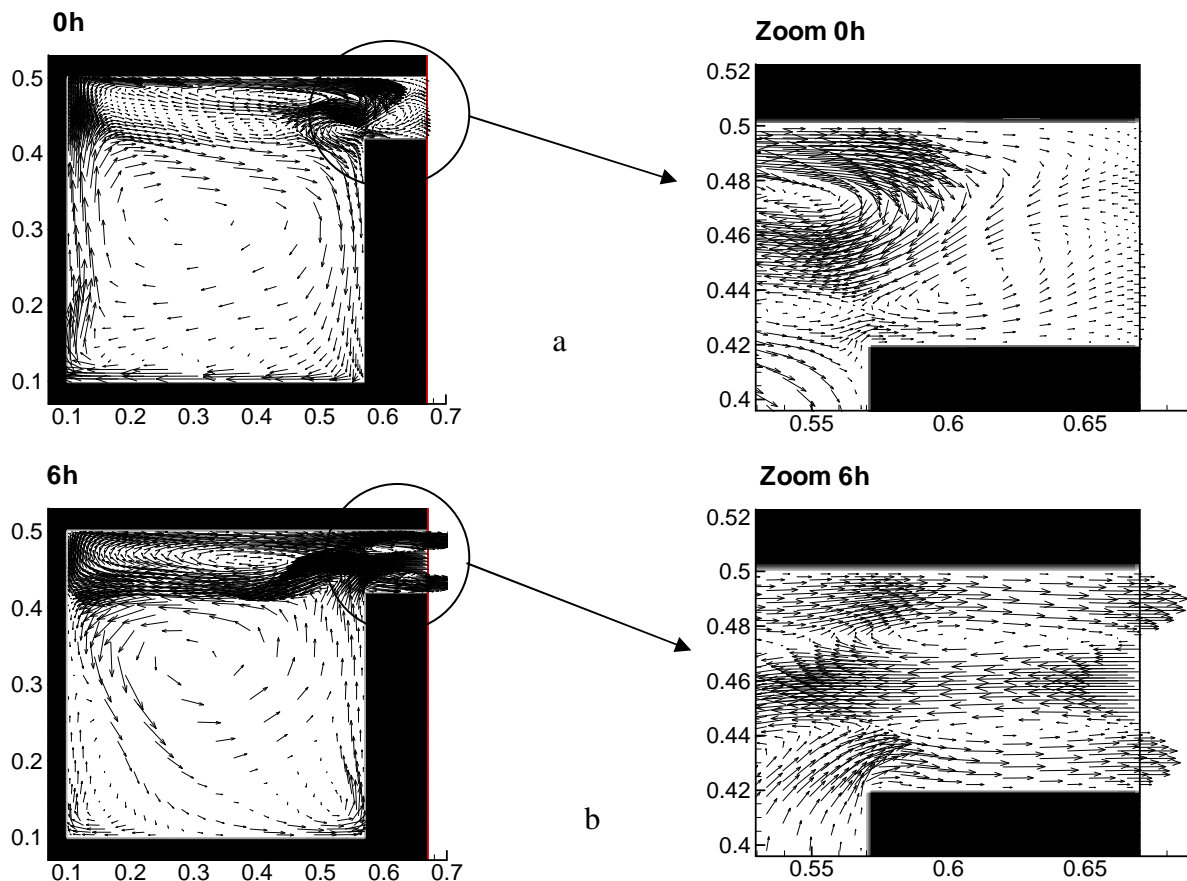


Fig. 3 : Exemple de circulation : a) 0h avec zoom sur l'entrée ; b) 6h avec zoom sur l'entrée

A 0h, le sens de circulation dans le corps du volume est horaire avec un effet tampon sur l'entrée (fig.3 a, zoom), et à 6h, ce sens s'inverse, avec une double circulation sur l'entrée (fig.3 b, zoom).

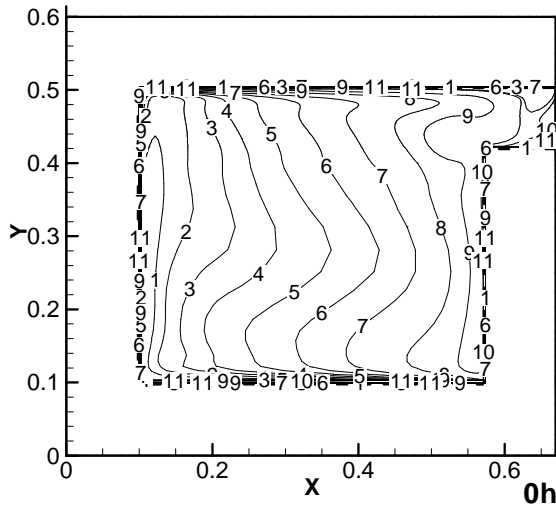
Les isothermes montrent des mouvements convectifs dus à des différences de température – par rapport à 15°C (valeur de référence) – relativement importants dans certains cas, avoisinant 5°C à 0h et 3°C à 12h, suffisants pour générer la condensation dans les conditions d'hygrométrie choisies. A 0h, le gradient thermique est maximum.

Le temps durant lequel HR intérieure > 90% est identique à celui où la contrainte hygrométrique extérieure est de 90%. Mais il peut y avoir aussi des durées au cours desquelles HR intérieure est < 60%, indiquant des périodes de « déshumidification » de l'air à l'intérieur du volume. Comme pour $\varphi = 0b$ [2,3], on note qu'en valeurs moyennes, les températures et hygrométries relatives intérieures suivent un comportement similaire à celui de l'air extérieur, avec un déphasage T/HR d'environ 2 heures dû aux parois de marbre.

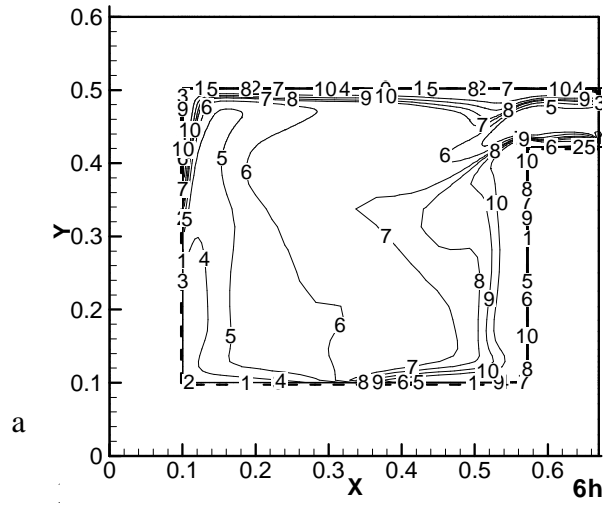
Concernant les iso-humidités relatives (variations spatio-temporelles, figures 4), on observe des périodes de déshumidification de l'air à l'intérieur du volume (figure 4 à 0h) et des périodes où la concentration de l'humidité est assez élevée au voisinage de l'orifice et des parois soumises aux contraintes (figure 4 à 6h, 12h et 18h). La répartition de l'hygrométrie en dehors de ces zones reste presque homogène. Il semble que, là aussi, le phénomène de diffusion de la vapeur d'eau au sein de la cavité ait une cinétique plus importante que celle de convection et participe plus activement à l'homogénéisation de l'humidité interne.

Ces variations spatio-temporelles vont se traduire par des évolutions des quantités d'eau cumulées au cours du temps (taux d'eau condensée, c'est-à-dire rapport entre la quantité d'eau condensée et la quantité d'eau contenue dans l'air à l'instant initial dans le volume).

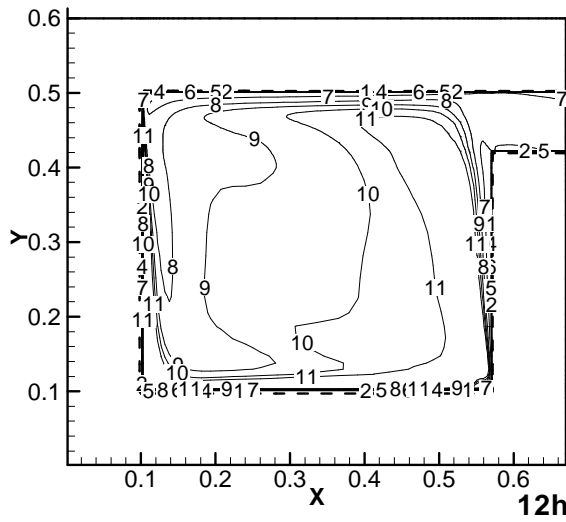
Level 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11
 HUMREL: 0.46 0.48 0.49 0.50 0.51 0.52 0.54 0.56 0.58 0.60 0.61



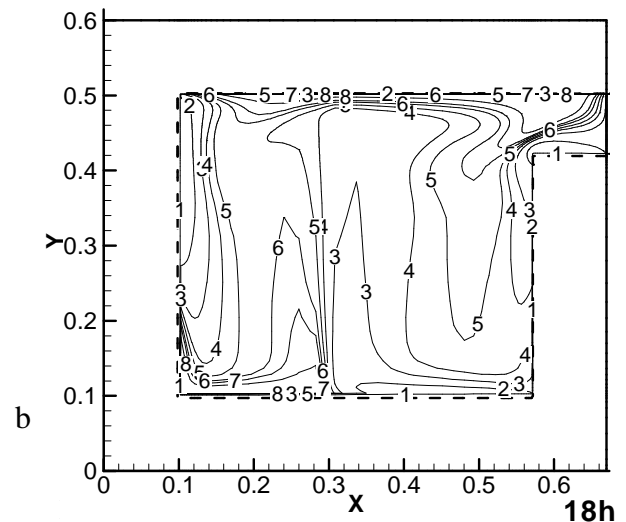
Level 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10
 HUMREL: 0.76 0.79 0.82 0.89 0.91 0.92 0.92 0.93 0.93 0.94



Level 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11
 HUMREL: 0.67 0.70 0.73 0.76 0.79 0.82 0.88 0.91 0.92 0.93 0.94



Level 1 2 3 4 5 6 7 8
 HUMREL: 0.842 0.896 0.906 0.910 0.913 0.915 0.917 0.920



Figures 4 : Evolutions des iso humidités relatives à l'intérieur du système à différents instants. a) 0h – 6h ; b) 12h – 18h.

Le phénomène de condensation qui n'est pas négligeable laisse apparaître un début de condensation à 7h, un maximum aux alentours de 12h et une fin du phénomène à 15h. Cette première phase de condensation correspond à un apport d'eau par renouvellement (échanges hygrométriques entre l'extérieur et l'intérieur de l'enceinte). Le niveau moyen de condensation (figure 5) se situe au dessus de 12% au bout du troisième jour, puis se stabilise. Par comparaison des résultats obtenus pour $\varphi = 0$ h [3], on peut voir que l'efficacité obtenue est 2 fois plus grande, ce qui montre l'importance du déphasage entre T et HR et les différentes possibilités offertes pour condenser. La quantité d'eau condensée, en fonction de ces paramètres (T et HR), les autres étant figés, passe par un maximum obtenu pour un déphasage compris entre 12h et 18h [3]. L'amplitude de ce phénomène est environ 10 fois plus grande que celle observée pour le déphasage $\varphi = 0$ h. En effet, dans ces conditions, la masse d'eau introduite est bien plus importante et rencontre des conditions internes de température plus favorables. On vérifie ainsi l'importance des échanges thermiques et surtout hygrométriques avec le milieu extérieur par rapport au phénomène purement convectif à l'intérieur de l'enceinte.

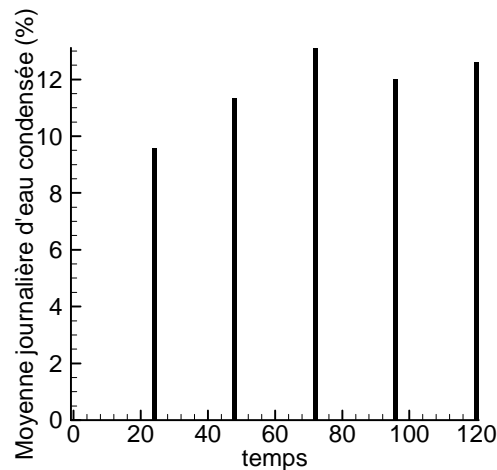


Figure 5 : Evolutions du taux journalier de condensation. Déphasage $\varphi = 12$ h.

4. Conclusion/Perspectives

Nous avons étudié l'influence sur les quantités d'eau condensées des paramètres tels que les conditions aux limites thermiques et hygrométriques, le déphasage température - hygrométrie, les dimensions de l'orifice. Les courbes précédentes ont permis de visualiser à tout instant le comportement dynamique massique et thermique de l'air à l'intérieur de l'enceinte. Par intégration numérique des variables dans l'espace, les phénomènes d'évaporation - condensation ont pu être visualisés et quantifiés. L'étude paramétrique actuelle montre une dépendance importante de la quantité d'eau condensée qui passe par un maximum en fonction des variations des paramètres étudiés dont les plus significatifs sont : le déphasage température – hygrométrie et le temps de résidence en fonction de la dimension du trou pour la seule coupe transversale.

Les simulations en cours montrent également l'existence de maxima dépendant des conditions fixées. L'étude systématique de l'influence de tous ces facteurs et les quelques résultats obtenus ouvre des perspectives prometteuses susceptibles d'améliorer le phénomène de condensation dans ce type de géométrie. A terme, les possibilités d'utilisation du modèle peuvent concerner les systèmes de récupération d'eau dans des lieux partiellement clos (caves d'affinage, champignonnières,...), afin d'en mieux contrôler le taux d'humidité et éventuellement proposer des voies d'améliorations [5].

Références

- [1] V.S. Nikolayev, D. Beysens, A. Gioda, I. Milimouk, E. Katiushin, J.-P. Morel. Water recovery from dew. *Journal of Hydrology* 182 (1996) 19-35.
- [2] J. Batina, R. Peyrous, J. Castaing-Lasvignottes, Condensation de vapeur d'eau en milieu partiellement clos soumis à des conditions périodiques de température et d'humidité : simulation et influence des conditions opératoires. *Congrès SFT 2008*, (Toulouse, 3-6 juin 2008), pp 345-350.
- [3] J. Batina, R. Peyrous, J. Castaing-Lasvignottes, 2009, Conditions opératoires optimales favorisant la condensation de vapeur d'eau en milieu partiellement clos soumis à des variations de température et d'humidité *Congrès JITH 2009*, (Djerba, Tunisie, 27-29 mars 2009), N°83, pp 345-350.
- [4] J.-P. Caltagirone and J. Breil Sur une méthode de projection vectorielle pour la résolution des équations de Navier-Stokes. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences - Séries IIB - Mechanics-Physics-Astronomy, Volume 327, Issue 11, (Octobre 1999), Pages 1179-1184*
- [5] D. Beysens, M. Muselli, V. Nikolayev, R. Narhe, I. Milimouk. Measurement and modelling of dew in inland, coastal and alpine areas. *Atmospheric Research* 73 (2005) 1- 22