

Simulations CFD pour l'amélioration des bains thérapeutiques

Auteurs : Badreddine BENZAIZ¹, Abdeslam DRAOUI¹, Karim.LIMAM²

Adresse des auteurs : ¹*Equipe de Recherche en Transferts Thermiques et Energétique (UAE/E14FST) – Université Abdelmalek Essaâdi FST de Tanger*

²*Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement (LaSIE)-Université de la Rochelle*

Email des auteurs : badro.benzaiz@gmail.com

Résumé : Le secteur du bâtiment présente des enjeux énergétiques importants et nécessite en même temps un niveau de qualité environnementale intérieure en constante augmentation. Concernant les bains thérapeutiques et les piscines en milieux confinés, les transferts thermoaérauliques mais également hydriques sont couplés et la qualité de la ventilation devient un point primordial. Ce travail de nature numérique est consacré à l'étude, via des simulations CFD tridimensionnelles, de la relation entre l'évaporation de l'eau et le mouvement de l'air. Ainsi, nous cherchons à déterminer le débit massique d'évaporation de l'eau pour le dimensionnement du système de ventilation dans les bains thérapeutiques, ce qui devrait permettre de maintenir la température de confort thermique ainsi que le taux d'humidité souhaitée pour assurer une bonne qualité de l'air à l'intérieur de ce type de salle.

Mots clés : milieu non ouvert, transferts aéraulique et hydrique, débit massique, évaporation d'eau, modélisation, simulations CFD, systèmes de ventilation.

1. Introduction :

Prédire le taux d'évaporation à l'interface air-eau et la distribution de l'humidité relative à l'intérieur des bains thérapeutiques et des piscines, fait l'objet d'un certain nombre de travaux de recherche depuis plusieurs années [1] - [5]. En effet, soulignons que d'une part, le flux de chaleur associé à l'évaporation joue un rôle important dans la planification de la consommation énergétique des installations des piscines, et que d'autre part le taux d'évaporation permet de prévoir les pertes de masse liquide dans les bassins. En 1918 une corrélation empirique a été proposée par [3], reliant le taux d'évaporation avec la différence de pression de vapeur et avec la vitesse de l'air. Cette corrélation est toujours recommandée par [6] comme formule utile pour les piscines publiques occupées ayant une activité normale. Depuis, de nombreuses corrélations empiriques concernant l'évaporation (en milieu ventilé ou non, et pour différentes plages de températures d'eau et d'air), ont été proposées, allant parfois jusqu'à prendre en compte l'occupation et l'activité des personnes [6]-[17]. Le principal inconvénient est que leur applicabilité est généralement limitée à la gamme de paramètres étudiée dans une expérience donnée, rendant ces approches beaucoup trop spécifiques. Ces corrélations empiriques sont souvent utilisées dans les simulations CFD afin de préciser la condition limite pour le flux de masse à l'interface air-eau. A titre d'exemple soulignons que [18] et [19] ont utilisé des codes commerciaux de type CFD pour résoudre les équations de Navier-Stokes en régime turbulent, faisant usage de corrélations empiriques pour spécifier le flux de masse à l'interface, et où le taux d'évaporation n'est pas calculé directement contrairement à ce qui est proposé dans [20] par exemple. Donc l'objectif de ce travail est d'étudier différentes stratégies de ventilation, en considérant pour des piscines inoccupées, la corrélation issue de [5] avec une température de 26°C pour l'eau et une température de 28°C pour l'air, ce qui est un bon point de départ pour le dimensionnement des systèmes de ventilation d'après [18]. Cette démarche devrait nous permettre de trouver le système le plus approprié pour la qualité intérieure de l'ambiance et pour atteindre un optimal énergétique.

2. L'évaporation :

Dans une description très succincte, le processus de transfert de chaleur et de masse par évaporation d'une surface d'eau libre se déroule selon deux mécanismes: le transfert de chaleur et de masse dû au mouvement moléculaire (diffusion) et le transfert de chaleur et de masse dû au mouvement brut du fluide sur la surface de l'eau (advection). La formule que nous avons adoptée est celle décrite par [5] pour des piscines inoccupées:

$$E = \frac{1}{3600} C \rho_W (\rho_a - \rho_W)^{\frac{1}{3}} (W_W - W_a) \quad (1)$$

C est une constante définie comme suit :

C= 35, pour $(\rho_a - \rho_W) > 0.02$

C= 40, pour $(\rho_a - \rho_W) < 0.02$

3. Equations du problème :

Nous travaillons dans un domaine confiné et ventilé, où les écoulements de l'air sont turbulents. La procédure de calcul, adoptée pour l'évaluation des flux de turbulence est basée sur la solution des équations de la mécanique des fluides.

3.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (2)$$

3.2. Equations de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + \rho g_i \quad (3)$$

3.3. Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \rho U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\gamma \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \overline{u'_j T'} \right) + S_T \quad (4)$$

3.4. Modèle de turbulence k-ε :

$$\frac{D}{Dt} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{D}{Dt} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon \quad (6)$$

3.5. Modèle de transport des espèces :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho v Y_i) = -\nabla \cdot J_i + S_i \quad (7)$$

Les équations du problème sont discrétisées à l'aide de la méthode des volumes finis. Le solveur utilisé assure la correction de la pression au niveau des équations de quantité de mouvement afin que l'équation de continuité soit satisfaite. L'algorithme utilisé est le SIMPLE, et les discrétisations sont réalisées à l'aide d'un schéma décentré (upwind) au second ordre [21].

4. Résolution numérique :

Pour la géométrie choisie (figure 1), nous avons adopté un maillage structuré, serré près des parois et près de la zone de dégagement de la vapeur d'eau et avec 599362 mailles (figure 2).

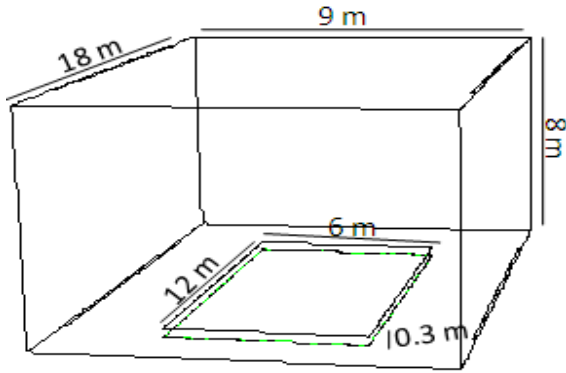


Figure 1: Géométrie

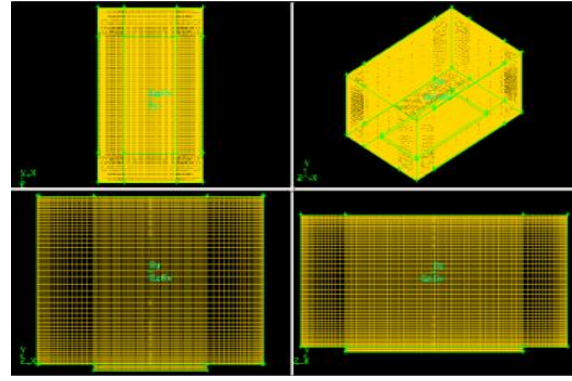


Figure 2: maillage

5. Conditions aux limites :

5.1. L'alimentation en air humide :

L'air injecté possède une température de 308 K et une humidité relative de 28%. Par conséquent, la fraction massique de la vapeur d'eau dans l'air humide (injecté) est de 0,00979. Les bouches de ventilation (soufflage) sont disposées sur toute la longueur longitudinale du bain (figure 3).

5.2. Conditions aux limites thermiques :

Les conditions aux limites thermiques sont présentées sur le tableau 1.

Tableau 1 : conditions aux limites thermiques

Parois	Conditions aux limites thermiques
Plafond	300 K
Droite	298 K
Gauche	295 K
Autres	Adiabatiques

5.3. Conditions aux limites à l'interface air-eau :

L'interface air-eau est très mince et peut être considérée comme étant en état de saturation. Ainsi, il peut être défini comme un terme source de masse pour décrire le taux du débit massique de la vapeur d'eau. L'épaisseur de la couche limite est supposée être de 5 mm (selon [18]).

$$\dot{m} = E_{shah} = 1,518^{-05} \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (8)$$

6. Résultats et discussions:

Les solutions de convergence sont obtenues par une précision du second ordre et les résultats des simulations sont présentés par les champs d'humidité relative dans le plan médian de la géométrie proposée. La valeur moyenne d'humidité relative est alors intégrée à partir des profils d'humidité, tout au long de la ligne médiane.

6.1. Ventilation par jet horizontal :

La figure 3 montre les champs d'humidité pour quatre stratégies de ventilation différentes pour une vitesse de 1,5m/s à l'entrée et une hauteur de 0,1m pour les bouches de ventilation. Les champs d'humidité montrent que c'est la troisième configuration qui assure une grande circulation de l'air frais au sein de l'ambiance ventilée, ce qui garantit plus de rafraîchissement de l'air intérieur avec une évacuation plus importante de l'humidité ambiante.

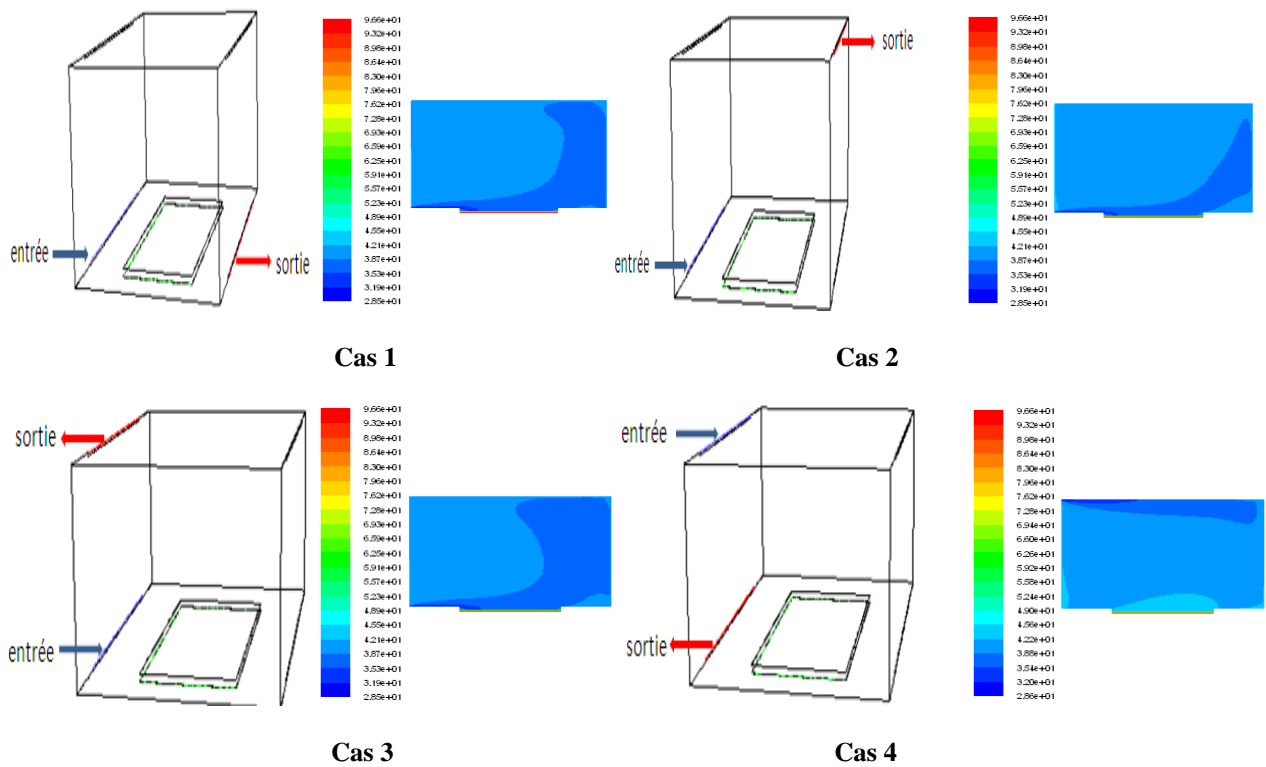


Figure 3 : Champs d'humidité relative pour quatre stratégies de ventilation

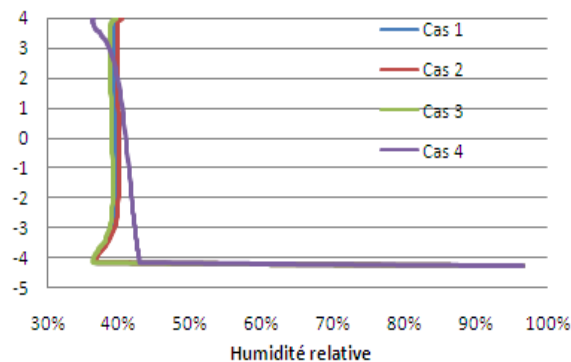


Figure 4 : Profil de l'humidité relative sur la ligne médiane

La figure 4 montre les profils d'humidité relative sur la ligne médiane de la cavité. La distribution de l'humidité pour les trois premiers cas, où l'entrée de l'air est située en bas de la paroi froide, varie très peu sur une certaine hauteur à l'intérieur de la cavité jusqu'à atteindre son minimal sur la hauteur de la bouche (entrée de l'air frais). Le phénomène inverse est observé pour le quatrième cas, pour lequel, l'entrée de l'air est située en haut de la cavité.

6.2. Etude de l'influence de la vitesse de soufflage :

La figure 5 montre la variation de l'humidité relative moyenne, intégrée le long de la ligne médiane de la cavité. L'évacuation de l'humidité relative augmente jusqu'à une vitesse de 1,5 m/s où elle devient partiellement constante avec l'augmentation de la vitesse.

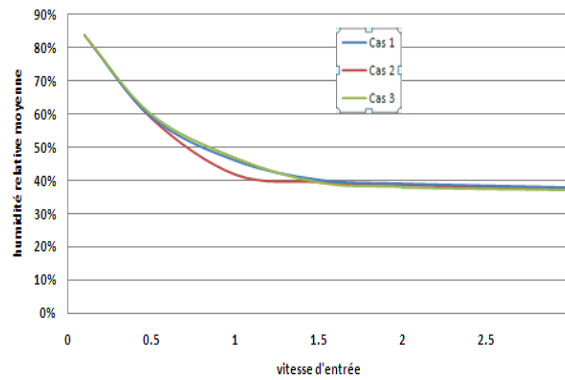


Figure 5 : Variation de l'humidité relative moyenne en fonction de la vitesse d'entrée

6.3. Etude de l'influence des dimensions des ouvertures :

Les figures 6 montrent la variation de l'humidité moyenne et la variation du taux de réduction de l'humidité moyenne pour quatre hauteurs différentes d'ouvertures d'entrée et de sortie (0,1m, 0,2m, 0,3 m et 0,4 m), pour une même vitesse d'entrée (1.5 m/s), ceci pour les trois configurations de ventilation. D'une manière générale, lorsqu'on augmente la hauteur des ouvertures, la réduction du taux d'humidité relative moyenne est clairement remarquée jusqu'à une hauteur de 0,4 m où elle devient relativement invariante.

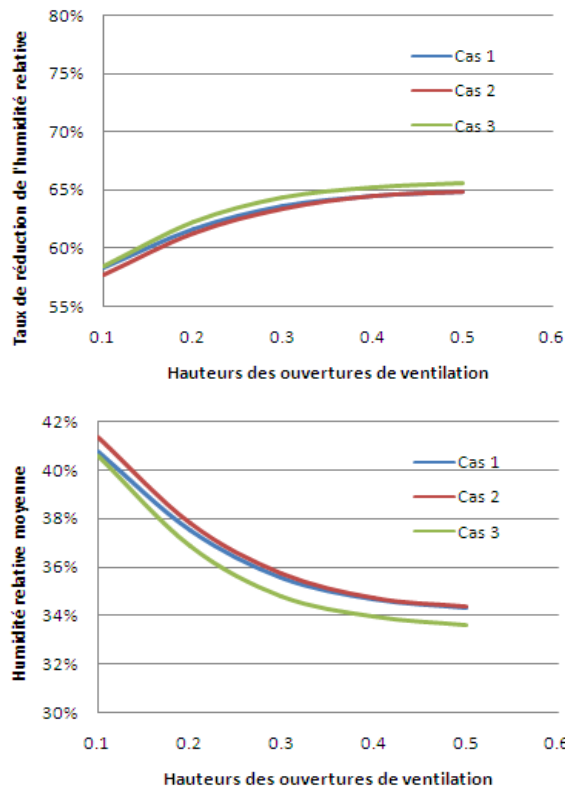


Figure 6 : Variation de l'humidité relative moyenne et du taux de réduction de l'humidité en fonction des dimensions des ouvertures

Conclusion :

Ces premiers travaux numériques concernant les transferts thermo-aérauliques dans les bains thérapeutiques nous ont permis de décrire l'interaction entre le mouvement de l'air et l'évaporation de l'eau. Une étude paramétrique sur l'emplacement des ouvertures de ventilation et sur la vitesse d'entrée ainsi que la surface des ouvertures a montré qu'à partir d'une vitesse spécifique optimale et une surface spécifique des ouvertures le taux de réduction de l'humidité est maximal. Sur la base de ces premiers résultats liés à plusieurs stratégies de ventilation, nous comptons évaluer l'influence d'autres modèles de turbulence ainsi que d'autres corrélations, sur

le calcul du taux d'évaporation. Ainsi des simulations numériques peuvent être menées pour calculer le taux d'évaporation directement sans faire usage à des corrélations empiriques.

Nomenclature

Symboles

$C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3$
 g_i accélération gravitationnelle dans la direction i
 m/s^2
 G_k Terme de flottabilité
 k Energie cinétique turbulente J/kg
 \dot{m} Débit massique kg/m^2s
 S_T Terme source W/m^3
 t Temps s
 T Température moyenne du fluide $^\circ C$
 T' Température de fluctuation $^\circ C$
 U_i Composante de la vitesse moyenne
 correspondant à la direction i m/s
 x_i Direction de coordonnées i m
 W Humidité spécifique de l'air kg d'eau / kg d'air

Symboles grecques

ρ Masse volumique de l'air kg/m^3
 μ Viscosité dynamique laminaire kg/ms
 Υ Coefficient de diffusion
 ε Taux de dissipation de l'énergie cinétique
 turbulente $J/kg.s$
 μ_t Viscosité turbulente kg/ms

Exposant, Indices

i, j Directions de l'espace
 a Lié à la température de l'air
 w Lié à la saturation et à la température de l'eau

Références

- [1] H. Hertz, Ueber die verdunstung der flüssigkeiten, insbesondere des quecksilbers, im luftleeren raume, (in German), *Ann. Phys.*, vol. 17, pp. 177-197, August 1882.
- [2] M. Knudsen, Die maximale verdampfungsgeschwindigkeit des quecksilbers, (in German), *Ann. NatPhys.*, vol. 47, pp. 697-708, August 1915.
- [3] W. H. Carrier, The temperature of evaporation, *ASHVE Trans.*, vol. 24, pp. 25-50, 1918.
- [4] G. W. Himus, J. W. Hinchly, The effect of a current of air on the rate of evaporation of water below the boiling point, *Chemistry and Industry*, vol. 22, pp. 840-845, August 1924.
- [5] M.M. Shah, Prediction of evaporation from occupied indoor swimming pools, *Energy & Buildings*, vol. 35, pp. 707-713, August 2003.
- [6] ASHRAE Handbook HVAC Applications, *ASHRAE*, Atlanta, GA, 1999, 17.
- [7] C. C. Smith, G. O. G. Lof, R. W. Jones, Rates of evaporation from swimming pools in active use, *ASHRAE Trans.* 104 (1A) 514-523, 1999.
- [8] Shah, M. M, Rate of evaporation from undisturbed water pools to swimmbad, *Electrowaerme Internationaal* 32 (A3), A115-A129, 2002.
- [9] Himus G. W. and J. W. Hinchley, The Effect of a Current of Air on the Rate of Evaporation of Water Below the Boiling Point, *Chemistry and Industry* August 22,840-845, 1924.
- [10] Leven K. C, Betrag zur Frage der Wasserverdunstung, *Wärme-und Kältetechnik* 44(11), 161-167, 1969.
- [11] Tang T. D., M. T. Pauken, S. M. Jeter, and S. I. Abdel-khalik, On the Use of Monolayers to Reduce Evaporation from Stationary Water Pools, *Journal of Heat Transfer* 115(1), 209-214, 1993.
- [12] C. E. Hyldgård, Water Evaporation in Swimming Baths, *Roomvent* 90, 1990.
- [13] Doering, Zur Auslegung von Luftungsanlagen für Hallenschwimmbäder, *HLH* 30(6), 211-216.
- [14] Box T, A Practical Treatise on Heat. 1876.
- [15] K. Biasin, W. Krumme, Die Wasserverdunstung in einem Innenschwimmbad, *Electrowaerme International* 32 (A3) A115-A129, 1974.
- [16] ASHRAE Handbook HVAC Applications, *ASHRAE*, Atlanta, 2003
- [17] VDI 2089, Blatt 3, Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern, *Freibäder*, 2000
- [18] Z. Li and P. Heiselberg, CFD Simulations for water evaporation and airflow movement in swimming baths indoor environmental engineering, *Aalborg University, Denmark, Report for the project "Optimization of ventilation system in swimming bath"*, April 2005.
- [19] S.J.K Bukhari and M.H.K. Siddiqui, Characteristics of air and water velocity fields during natural convection, *Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 415-425, March 2007.
- [20] Nikolay A. Vinnichenko, Direct computation of evaporation rate at the surface of swimming pool, *Recent Researches in Mechanics*, May 2011.
- [21] S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *ISBN 0-89116-522-3* (1980).