

Analyse du confort thermique dans une cavité ventilée selon la position de l'ouverture de sortie.

Analysis of thermal comfort in a ventilated cavity according to the position of the outlet opening.

Yamina HARNANE^{1,2*}, Sihem BOUZID^{1,3}, Sonia BERKANE⁴, Abdelhafid BRIMA^{2,4}

¹Département de Génie Mécanique Faculté des Sciences et Sciences Appliquées, Université Larbi Ben M'Hidi - Algérie.

²Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Université Mohamed Khider Biskra - Algérie.

³Laboratoire Conception et Modélisation Avancée des Systèmes Mécaniques et Thermo-Fluide, Université Larbi Ben M'Hidi - Algérie.

⁴Département de Mécanique, Faculté de Technologie Université Batna 2 - Algérie

*(auteur correspondant : harnane_y@yahoo.fr)

Résumé – Dans cet article nous avons évalué les performances du confort thermique à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée. Nous avons analysé numériquement la dynamique et la thermique de l'écoulement à l'aide du logiciel CFD « Fluent 14.0 ». Selon la disposition de l'ouverture de sortie de l'air, quatre configurations sont considérées, l'entrée étant fixe et disposée en bas de la paroi gauche. Les résultats obtenus pour l'efficacité de la ventilation sont donnés en termes de température moyenne à l'intérieur de la cavité, de distribution de température ε_T et la température effective de tirage EDT.

Mots-clés : Convection mixte ; Confort thermique ; Simulation numérique ; Rafraîchissement ; Efficacité de ventilation.

Abstract – In this paper, we evaluated the performance of thermal comfort performance inside a ventilated square cavity. We have numerically analyzed the dynamics and thermics of the flow using CFD software “Fluent 14.0”. Depending on the location of air outlet opening, four configurations are considered, with the inlet being fixed and located at the bottom of the left wall. The results obtained for the ventilation efficiency are given in terms of the average temperature inside the cavity, the temperature distribution ε_T and the effective draft temperature EDT.

Keywords: Mixed convection; Thermal comfort; Numerical simulation; Cooling; Ventilation efficiency.

Nomenclature

EDT température effective de tirage, °C

H hauteur, m

Gr_H nombre de Grashof $Gr_H = \frac{(g \cdot \beta \cdot \phi \cdot H^4)}{\lambda \nu^2}$

L largeur, m

l épaisseur du mur, m

T température, K

T_x température locale de l'air, °C

T_m température moyenne, °C

v volume de la cavité, m³

V_x vitesse locale de l'air, m.s⁻¹

Symboles grecs

ε_T efficacité thermique

Indices et exposants

en entrée

s sortie

m moyenne

mg mur gauche

1. Introduction

Un bâtiment confortable et performant énergétiquement est bien étanche à l'air, bien isolé thermiquement et bien ventilé hygiéniquement. L'être humain passe entre 80% et 90% de son temps dans un espace intérieur clos et y respire de l'air intérieur bien souvent plus pollué que l'air extérieur. La ventilation permet de renouveler l'air vicié par de l'air frais et sain [1], elle permet aussi le refroidissement de la masse interne des bâtiments et participe au confort thermique du corps en lui prélevant de la chaleur par convection et évaporation de sueur. On peut trouver dans la littérature de nombreux travaux plus ou moins récents dans lesquels plusieurs modèles expérimentaux et simulations numériques ont été réalisés dans le but d'évaluer les performances des cavités ventilées et leurs atouts dans le rafraîchissement [2–4]. Dans ces cavités les mouvements d'air sont souvent provoqués par l'action combinée des gradients de pression induits par le vent et /ou par le tirage thermique. Le taux de ventilation naturelle est généralement élevé lorsqu'il y a un gradient de température important entre l'intérieur et l'extérieur et / ou lorsqu'il souffle fortement [3-4]. Une condition reste à satisfaire cependant ; les ouvertures doivent se faire de sorte que l'air qui circule ne soit pas gêné dans sa progression [5]. La maîtrise de la dynamique et la thermique de l'écoulement dans les cavités ventilées est difficile à cause de l'interventions des différents paramètres dynamiques et physiques. Dans cet article nous présentons la modélisation via un code CFD de la ventilation mixte dans ce genre de configuration. Nous étudions en particulier les performances de la ventilation et cherchons à caractériser l'incidence de l'emplacement de la bouche d'extraction sur le confort thermique.

2. Configurations géométriques

Les configurations étudiées sont des cavités de mêmes dimensions de hauteur $H = 2.5 \text{ m}$ et de largeur $L = 2.5 \text{ m}$, équipées d'une ouverture d'entrée d'air de hauteur $H_{en} = 0.1 \text{ m}$, située en bas de la paroi gauche et d'une sortie de hauteur $H_s = 0.25 \text{ m}$ située à des endroits différents selon le cas (figure 1). Une telle configuration est souvent rencontrée dans les systèmes de ventilation des bâtiments [6-7]. Pour mieux gérer les apports de chaleur et à cause des effets positifs de l'inertie thermique sur les conditions intérieures [8], la paroi gauche (chauffée) est prise d'épaisseur $l = 0.5 \text{ m}$.

3. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont les mêmes dans tous les cas d'études afin de pouvoir comparer les paramètres du confort thermique et de choisir la configuration optimale selon ces paramètres. Toutes les parois sont considérées adiabatiques sauf la paroi gauche constitué d'un matériau en brique de caractéristiques thermo-physiques ($\lambda_{mg} = 0.9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$, $\rho_{mg} = 2500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $C_{pmg} = 1426 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ et $\alpha_{mg} = 2.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) [9] qui est exposée à une densité de flux de chaleur $Q = 200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ donnant un nombre de Grashof $Gr_H = 4 \times 10^{13}$. A l'entrée la vitesse de l'air est imposée $V_{en} = 0.57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ avec $T_{en} = 300 \text{ K}$, $k_{en} = 3.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ et $\varepsilon_{en} = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ en restant dans la limite de la convection mixte. La condition de sortie sous fluent est de type « pressure-outlet » : $P_{sortie} = 0$ [10]. Cette condition résulte du théorème de Bernoulli (Local). Le débit de renouvellement d'air est donné par : $q_v = 3600 \int \vec{V} \cdot \vec{n} \cdot dS_{entrée} = 205,2 \text{ m}^3/\text{h}$ ce qui donne un taux de renouvellement très important pour le rafraîchissement ($\eta = q_v/\text{volume} = 54,72 \text{ [vol/h]}$)

4. Notions du confort thermique

Le confort des ambiances intérieures est difficile à quantifier. Il dépend de la sensation du corps humain, il peut être thermique, acoustique ou hygrométrique. Le confort thermique est régi par la température, la vitesse de l'air, l'humidité relative et la température moyenne. Il dépend de plusieurs indices physiques (pour simplifier la description de l'environnement thermique et des contraintes imposées par un environnement).

4.1. Température effective de tirage

La température effective de tirage (EDT) est l'un des premiers indices thermiques. Créé par Rydberg et Norback [11] puis modifié par Koestel et Tuve [12], il combine la température et la vitesse de l'air. Les valeurs de température effective de tirage comprises entre -1.7 et 1.1 ($-1.7 < EDT < 1.1$) caractérisent le confort thermique tandis que les valeurs EDT en dehors de cette plage représentent la zone d'inconfort thermique. Selon Koestel et Tuve [12], la température effective de tirage est définie comme :

$$EDT = (T_x - T_m) - 8(V_x - 0.15) \quad (1)$$

4.2. Efficacité de la distribution de la température ε_T

Pour mieux quantifier le confort thermique d'un volume ventilé, Awbi [13] a défini l'indice d'efficacité d'un scénario de ventilation ε_T . Cet indice est le rapport de la différence des températures entre l'air extrait T_s et l'air insufflé T_{en} par la différence entre la température moyenne de l'air intérieur T_m et la température de l'air insufflé. L'indice ε_T permet d'apprécier la capacité d'un système de ventilation à éliminer de la chaleur présente dans un domaine ventilé. Il est donné par la relation suivante :

$$\varepsilon_T = \frac{T_s - T_{en}}{T_m - T_{en}} \quad (2)$$

Où T_m est la température moyenne calculée à l'intérieur de la cavité par [10] :

$$T_m = \frac{1}{v} \int T dv. \quad (3)$$

Si $\varepsilon_T > 1$, on dit que la ventilation assure une évacuation efficace de la chaleur et si $\varepsilon_T < 1$, la ventilation n'évacue pas suffisamment la chaleur qui demeure à l'intérieur.

5. Simulation numérique

Les simulations numériques sont réalisées pour une géométrie et un écoulement d'air bidimensionnels en régime stationnaire turbulent. Le modèle 2D a été créé en utilisant le logiciel commercial Fluent® [10]. Le fluide est newtonien et incompressible sous l'approximation de Boussinesq et le transfert par rayonnement est négligé. Afin de simuler l'écoulement dans la cavité ventilée, le modèle de turbulence « k- ε RNG » a été choisi en raison de sa fiabilité dans les écoulements avec recirculation [14]. Le modèle k- ε RNG est basé sur le

concept de viscosité dynamique turbulente, où la viscosité μ_t est exprimée en fonction de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ε : $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$. Les constantes relatives à ce modèle sont trouvées analytiquement en utilisant la théorie RNG. $C_\mu = 0.0845$, $C_{\varepsilon 1} = 1.42$, $C_{\varepsilon 2} = 1.68$, $\sigma_T = 0.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

La résolution des équations discrétisées est réalisée par l'algorithme « SIMPLEC » pour assurer le couplage pression-vitesse ; les termes de diffusion sont interpolés par un schéma spatial du second ordre et les termes de convection sont interpolés par le schéma « Upwind » du second ordre. Les propriétés thermo-physiques de l'air sont constantes à l'exception de la variation de la masse volumique du terme de flottabilité qui rend l'approximation de Boussinesq valable. La force de pesanteur est également prise en compte.

6. Résultats et discussion

6.1. Sensibilité au maillage

Nous avons réalisé plusieurs tests pour la configuration (entrée en bas – sortie en haut de la paroi droite) et cela pour la convection purement naturelle qui est physiquement très sensible au maillage et avec les mêmes conditions aux limites sauf à l'entrée où la condition est de type « pressure-inlet » qui résulte du théorème de Bernoulli (local) : $P_{entrée} = -\frac{1}{2}u_{entrée}^2$ et $Q = 347 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Le nombre de Grashof dans ce cas est de $Gr_H = 7 \times 10^{13}$. Nous avons créé trois grilles de maillage (100×107 ; 140×150 et 180×196) structurés, non uniformes et raffinés près des parois plus 90 cellules dans le mur solide suivant la direction x . En augmentant le nombre de cellules, nous remarquons que l'effet du maillage sur les champs thermique et dynamique devient négligeable, figure 2. A l'issue de ces résultats, nous avons retenu le maillage 140×150 pour toutes les simulations considérées avec une répartition judicieuse suivant la configuration.

6.2. Validation

Afin de tester le code CFD « Fluent 14.0 », nous avons pris une configuration de l'étude numérique de L. Koufi & al. [7]. Les deux configurations sont similaires en dimensions et en conditions aux limites. La simulation numérique a reproduit la structure globale monocellulaire de l'écoulement de la convection mixte turbulente dans la cavité ventilée, figure 3.

6.3. Influence de la position des ouvertures

Pour étudier l'influence de la position des ouvertures, nous avons examiné les résultats en termes de T_m , ε_T et EDT.

6.3.1. Températures à l'intérieur de la cavité

Les températures moyennes T_m de l'air à l'intérieur de la cavité en fonction de l'emplacement de la sortie d'air pour chaque configuration étudiée sont montrées sur la figure 4. L'écart moyen des températures moyennes entre les cas d'étude n'est pas considérable et ne

dépasse pas 1°C. Cet indice est insuffisant pour juger l'effet de l'emplacement de sortie sur le confort thermique dans la cavité.

6.3.2. Efficacité de la distribution de la température ϵ_T

La figure 5 montre l'évolution de l'efficacité ϵ_T pour chaque configuration. L'efficacité $\epsilon_T > 1$ pour toutes les configurations, la ventilation assure une évacuation efficace de la chaleur. La configuration 4 fournit la meilleure efficacité cela peut être expliqué du fait que l'air extrait provient d'un écoulement le long de la paroi gauche (chaude) et que, par conséquent la température de l'air extrait est élevée et l'efficacité de ventilation également (T_s élevée). La configuration 3 semble meilleure que les configurations 1 et 2 qui ont presque le même indice ϵ_T et cela à cause de l'emplacement des ouvertures de sortie qui sont très proches.

6.3.3. La température effective de tirage (EDT)

Afin de prévoir numériquement les zones de confort thermique, on a calculé l'indice EDT. D'après la formule (2), on voit que les effets de seulement deux paramètres de l'air, à savoir la température et la vitesse, qui ont été utilisées pour former cet indice. L'EDT montre une grande sensibilité de la température et de la vitesse de l'air sur la zone de confort thermique. L'indice EDT supérieur à +1.1 indique une zone d'inconfort chaud et lorsque EDT est inférieur à -1.7 on parle d'une zone d'inconfort froid. La figure 6 montre la zone de confort ainsi que le champ thermique pour chaque configuration en fonction de l'emplacement de la sortie. Dans toutes les configurations étudiées, on remarque une zone d'inconfort froid créée près de l'entrée qui s'étend le long du plancher (paroi basse de la cavité). La zone de confort dans la configuration 1 ne dépasse pas 1.25 m d'élévation. En outre, en raison de l'effet de jet d'entrée, une zone d'inconfort chaud est créée à partir de $y=1.25$ m. Dans la configuration 2, la zone de confort thermique s'étend jusqu'à 1.75 m d'élévation. Une zone d'inconfort chaud est créée en haut de la cavité et s'étend jusqu'à la sortie. La zone de confort thermique EDT pour le cas de la configuration 3 couvre jusqu'à presque 2 m d'altitude ($\approx 2/3$ de la cavité). Dans la configuration 4, la zone de confort thermique couvre presque toute la cavité sauf la zone du coin haut gauche à proximité de la sortie, où règne l'air chaud et la zone près du mur gauche. L'effet du jet d'entrée sur la zone d'inconfort thermique à proximité de l'entrée est très prononcé et s'étend de l'entrée à l'extrémité de la pièce le long du plancher. Ce cas illustre que tout le corps, à l'exception de la région des jambes, se trouve à l'intérieur de la zone de confort.

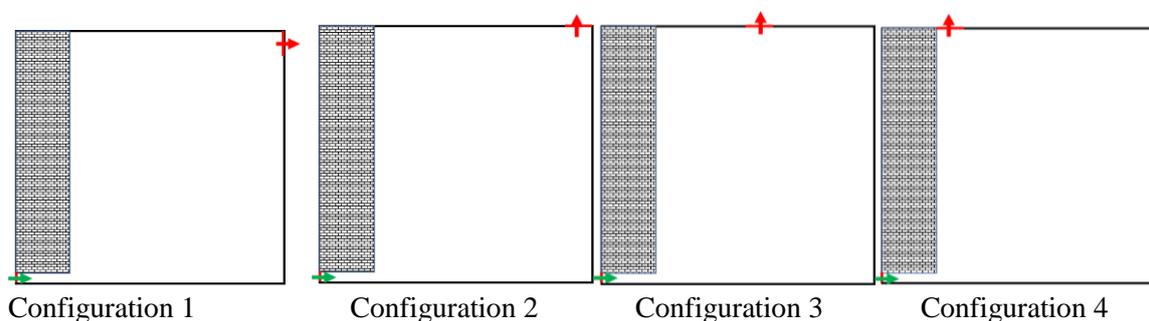


Figure 1 : Configurations géométriques

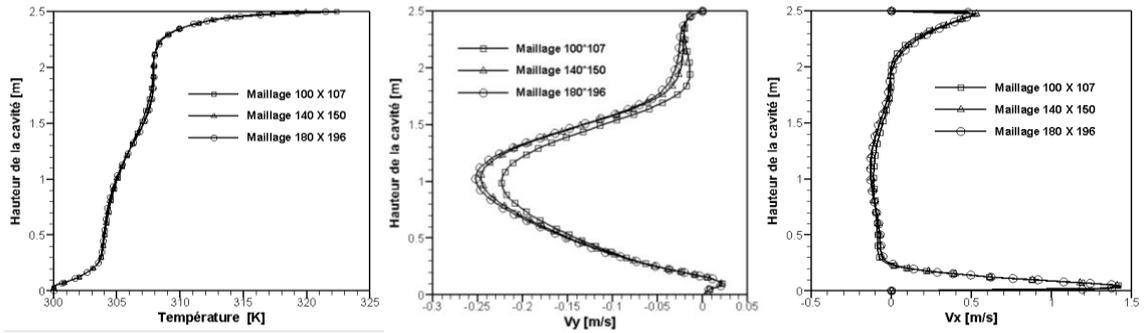


Figure 2 : Effet du maillage à mi-largeur de la cavité (à partir de la paroi gauche interne)

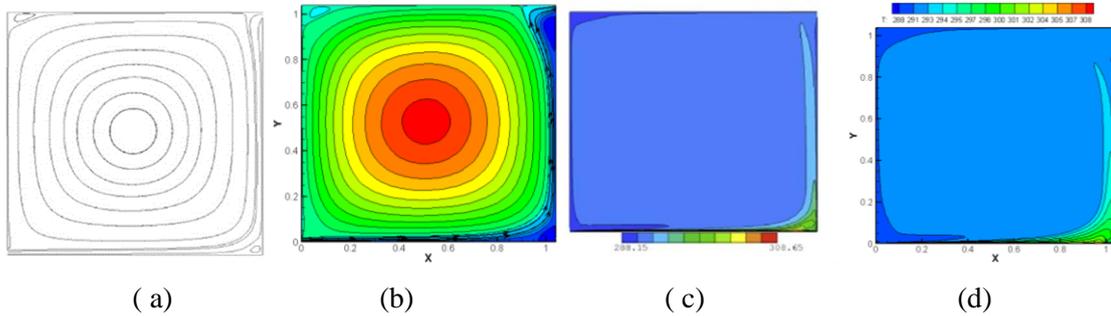


Figure 3 : Lignes de courant et isothermes à $Ra = 2.6 \times 10^9$. (a ; c) Etude numérique de L. Koufi & al. [7] ; (b ; d) nos résultats numériques.

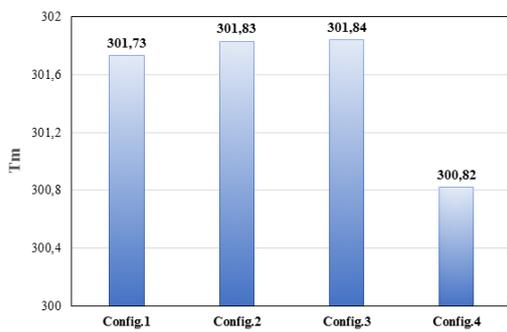


Figure 4 : Evolution des températures moyennes en fonction de l'emplacement des ouvertures de sortie

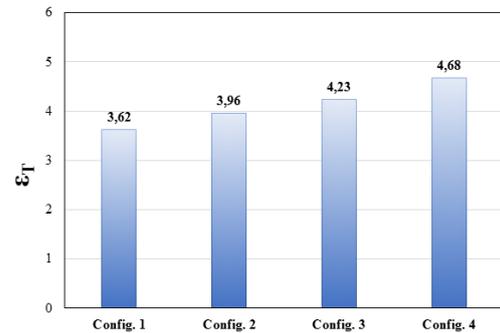
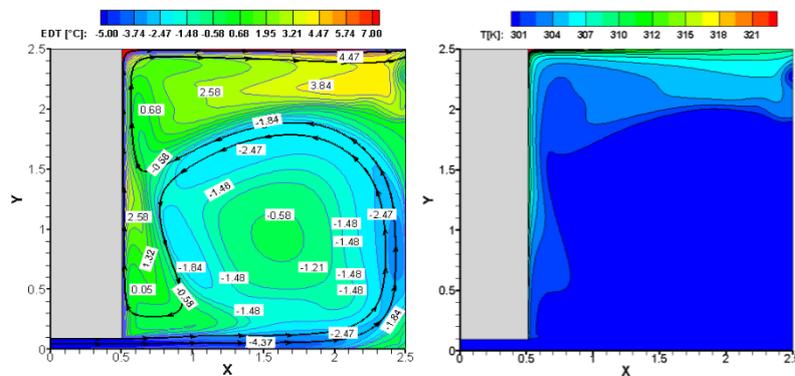
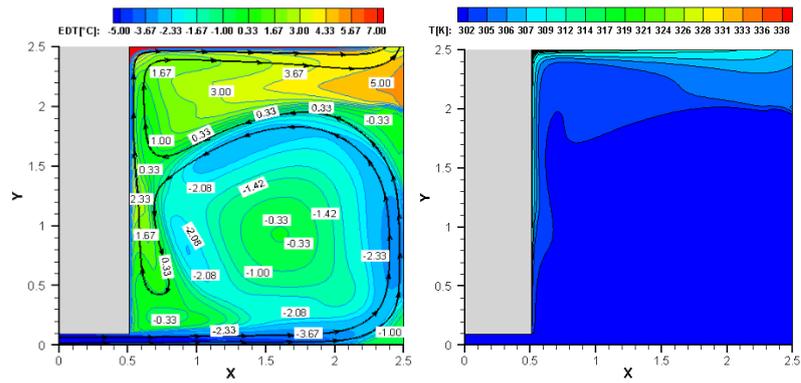


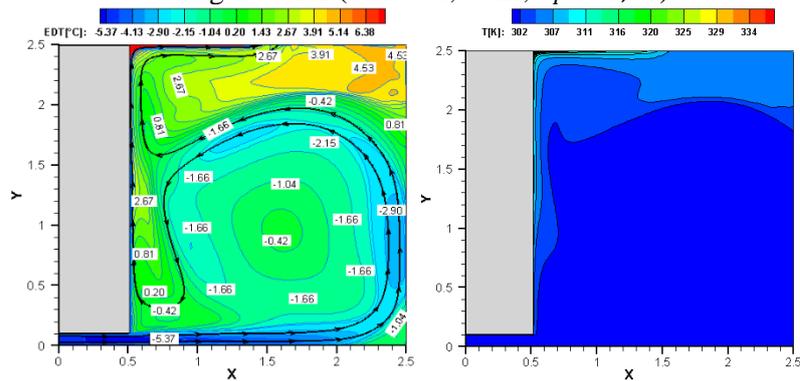
Figure 5 : Evolution de l'efficacité ϵ_T en fonction de l'emplacement des ouvertures de sortie



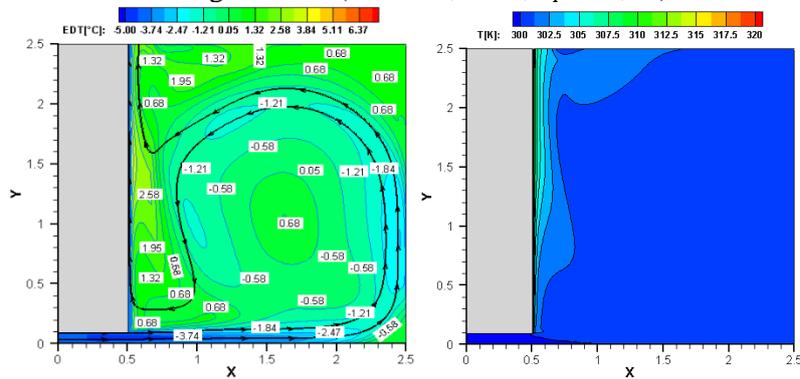
Configuration 1 ($T_m=301,73$ K ; $\epsilon_T = 3,62$)



Configuration 2 ($T_m=301,83$ K ; $\varepsilon_T = 3,96$)



Configuration 3 ($T_m=301,84$ K ; $\varepsilon_T = 4,23$)



Configuration 4 ($T_m=300,82$ K ; $\varepsilon_T = 4,68$)

Figure 6 : Distribution des zones de confort thermique pour chaque configuration

7. Conclusion

Dans cette étude numérique, nous avons évalué les performances de la ventilation par convection mixte en fonction de l'emplacement de l'ouverture de sortie. Pour les quatre configurations choisies, nous avons calculé la température moyenne, l'efficacité de la distribution de la température et la température efficace de tirage. On a conclu qu'en terme d'efficacité, les quatre configurations ont des performances similaires ($\varepsilon > 1$). La configuration 4 offre la meilleure efficacité qui est à son tour liée à la température moyenne T_m la plus faible. Les résultats montrent que l'emplacement de l'ouverture de sortie joue un rôle important sur la distribution de l'air frais dans la cavité. On remarque que lorsque l'ouverture de sortie se rapproche de la source de chaleur, elle fournit une meilleure efficacité.

En termes des zones de confort thermique, l'indice EDT a un effet significatif sur la taille de la zone de confort. Les configurations 3 et 4 ont montré une meilleure zone qui couvrent presque les 2/3 de la cavité et qui s'étendent au-delà de 2 m de hauteur. Ces cas illustrent que tout le corps, à l'exception des jambes (la région inférieure de la cavité), se trouve à l'intérieur de la zone de confort. Les simulations numériques réalisées nous ont permis d'identifier deux indices de confort thermique parmi plusieurs indicateurs. En perspective, une étude paramétrique sera intéressante avec un traitement d'autres indices de ventilation.

Références

- [1] O. A. Sppänen, W.J. Fisk, M. J. Mendell. "Association of ventilation rates and CO₂ concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings", *INDOOR AIR*, 4 (1999), 226-252. Madeleine, Thermodynamique des ombres radiatives, *Int. J. Fond. Therm*, 48 (2012), 1939-1945.
- [2] P. V. Nielsen, A. Restivo, J. H. Whitelaw. "Buoyancy-affected flows in ventilated rooms", *Numerical Heat Transfer*, (1979) 2, 115:127.
- [3] Y. Sakamoto, Y. Matsuo. "Numerical predictions of three-dimensional flow in a ventilated room using turbulence models", *Appl. Math. Modelling*, (1980) 4, 67-72.
- [4] P. V. Nielsen. "Specification of a two-dimensional test case", International Energy Agency, Annex 20 (1990).
- [5] J. L. Izard. "Architecture d'été, construire pour le confort d'été". Aix-en-Provence ; Ed EDISUD (1993).. Gerbier, *Interaction fluide structures sous champ thermique pulsé*, Lieu de publication du livre, Editions de la Liberté (2004).
- [6] D. Blay, S. Mergui, C. Niculae. "Confined turbulent mixed convection in the presence of horizontal buoyant wall jet, fundamentals of mixed convection," *Heat Transf. Div.*, vol. 213, pp. 65–72, 1992.
- [7] L. Koufi, Z. Younsi, Y. Cherif, H. Naji "Numerical investigation of turbulent mixed convection in an open cavity: Effect of inlet and outlet openings"; *International Journal of Thermal Sciences* 116 (2017), 103-117.
- [8] O. Sidler, directeur de la Sté ENERTECH "L'inertie thermique en climat méditerranéen, Confort et consommations d'énergie", Montpellier, (Colloque du 15-05-2003).
- [9] S. Ait Kadi "Performances thermiques du matériau terre pour un habitat durable des régions arides et semi-arides", Mémoire de Magistère, Spécialité Architecture ; Option : Architecture et développement durable, Université de Tizi Ouzou, Algérie (2012)
- [10] FLUENT User's Guide, Fluent Inc., Release 14.0, November 2011.
- [11] J. Rydberg J and P. Norback, "Air Distribution and Draft", *ASHRAE Transactions* (1949) 55:225.
- [12] A. Koestel and G. L. Tuve. "Performance and Evaluation of Room Air Distribution Systems", *ASHRAE Transactions*, (1955) 61:533.
- [13] H. B. Awbi. "Ventilation of buildings", Second Edition. Spon Press (2003).
- [14] J. Bredberg, On two-equation eddy-viscosity models. Internal Report 01/8, Department of thermos fluid dynamics. Chalmers university of technology, Göteborg, Sweden (2001).