

Simulation numérique des différentes positions des bouches de soufflage et de reprise dans un local conditionné

Naïma Fezzioui¹, Nacima Tadj¹, Boujamaa Rafed¹, Belkacem Draoui¹

¹Laboratoire d'Energétique en Zones Arides ENERGARID, Université de Béchar

naifez@yahoo.fr, tadjnacima@gmail.com, www.r.k.boudjama@hotmail.fr, bdraoui@yahoo.com

Résumé : L'écoulement dans une pièce de bâtiment conditionné est principalement généré par le jet créé par l'entrée de l'air dans la pièce. Hors de cette zone, les vitesses du fluide sont faibles, mais les transferts de chaleur sont primordiaux. Dans notre travail, on s'intéresse à la caractérisation de l'écoulement d'air pour différents positionnements des bouches de soufflage et de reprise dans un local conditionné pour une température et une vitesse de soufflage fixes. Notre but est de faire sortir le point fort ainsi que les points faibles de chaque cas afin d'arriver à des configurations qui assure un bon brassage de l'air sans perturber le confort des occupants. La simulation en régime turbulent est réalisée à l'aide du logiciel CFX.13 pour le cas de refroidissement. Les résultats sont présentés sous formes des isothermes et des lignes de courant. L'étude est effectuée pour les données climatiques de ville de Béchar en retenant les conditions de confort retenus pour cette région.

Mots clés :

Local conditionné ; CFD-CFX13 ; bouche de soufflage ; zone d'occupation ; confort thermique ; modèle κ - ϵ

1. Introduction

L'homme occupe aujourd'hui la majeure partie de son temps, près de 90% en moyenne selon l'observatoire de la qualité d'air intérieur dans des espaces clos, tels que les logements, les lieux de travail, les écoles, ou encore les transports. Les diverses recherches conduites sur le milieu ambiant ont montré l'importance d'un bon climat intérieur sur la santé des personnes et leur productivité. Le conditionnement de l'air est la méthode active la plus utilisée au monde pour refroidir les bâtiments. Toutefois, ces installations de climatisation sont la plupart surdimensionnées (transposer une méthode de calcul d'une région à l'autre), entraînant ainsi une surconsommation électrique dans le domaine du conditionnement d'air des bâtiments. L'écoulement dans une pièce de bâtiment conditionné est principalement généré par le jet créé par l'entrée de l'air dans la pièce. Hors de cette zone, les vitesses du fluide sont faibles, mais les transferts de chaleur sont primordiaux car c'est en général la zone d'occupation de la pièce. La manière dont l'air introduit dans une enceinte circule et atteint la zone occupée dépend : de la forme de l'unité terminale de diffusion (bouche de soufflage), des courants de convection créés par les apports internes et externes et de la situation de ces unités par rapport aux différentes parois (murs-sol-plafond) ; ainsi le confort des occupants dépend d'une sélection technique pertinente aux contraintes suivantes : hauteur sous plafond (HSP) et positionnement, taux de brassage, ΔT au soufflage.

Plusieurs recherches [1], [2], [3] et [4] ont été entreprises sur le comportement de l'air dans une enceinte conditionnée pour différentes conditions aux limites expérimentalement et numériquement. Certains ont examiné les bouches de soufflage suivant l'angle de jet d'air [5], [6] et suivant les types des diffuseurs [7], [8] et [9].

Dans notre travail, on s'intéresse à la caractérisation de l'écoulement d'air pour différents positionnements des bouches de soufflage et de reprise dans un local conditionné pour une température et une vitesse de soufflage fixes. Notre but est de faire sortir les points forts ainsi que les points faibles de chaque cas afin d'arriver à des configurations qui assure un bon brassage de l'air sans perturber le confort des occupants.

2. Formulation du problème

2.1 Description des configurations étudiées

Les différentes configurations étudiées sont schématisées sur la figure 1, choisies selon la disponibilité des diffuseurs dans le marché. Il s'agit de bouches de soufflage de forme carrée de dimension $0.3 \times 0.3 \text{ m}^2$ placées dans un bureau de dimension $4 \times 3 \times 3 \text{ m}^3$. Pour un bon balayage de l'air dans le local, des bouches de reprise de même dimension ont été placées suivant différentes positions Figure 1.

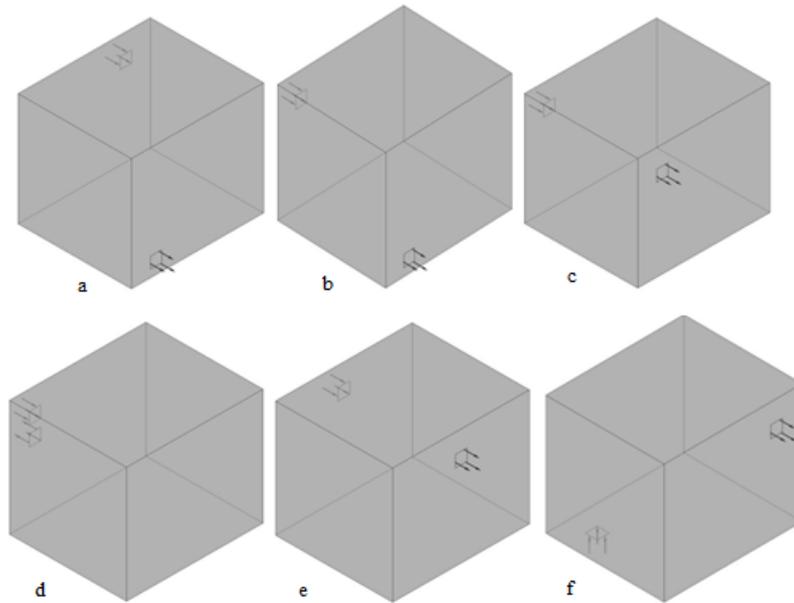


Figure1 : Les configurations étudiées

La modélisation mathématique est fondée sur les lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie. Le modèle de turbulence qui a été employé dans cette étude est le modèle κ - ϵ avec des coefficients dits standard qui a prouvé son efficacité pour les configurations des cavités rectangulaires comme pour d'autres configurations [10] [11] .

Les simulations numériques sont réalisées à l'aide du logiciel commercial CFX13 . Le fluide considéré est de l'air ($Pr = 0,71$), supposé newtonien et incompressible. Ses propriétés physiques sont constantes, sauf dans le terme de gravité où l'hypothèse de Boussinesq est adoptée, elle se justifie par les faibles écarts de température envisagés. Le transfert de chaleur par rayonnement ainsi que la dissipation de la chaleur par frottement visqueux sont négligés.

2.2 Conditions aux limites

Pour la résolution des équations régissant le phénomène étudié, nous avons choisi les conditions aux limites suivantes:

- Les parois sont adiabatiques $\Delta T=0$;
- Température de sol= 38°C , la température de toit= 21°C ;
- La température de soufflage = 26°C ;
- La vitesse de soufflage = 0.3m/s

On adopte les conditions de non glissement sur toutes les parois du local ($U=V=0$).

2.3 Maillage utilisé

Le maillage sélectionné était choisi après une étude minutieuse de la qualité du maillage avec un angle minimal de chaque éléments > 30 et un déterminant > 0.25 . Le Déterminant, plus correctement définie comme déterminant relative, est le rapport du plus petit déterminant de la matrice Jacobian divisé par le plus grand déterminant de la matrice Jacobin. Dans cette option, le déterminant à chaque coin du hexahedron est trouvé. Une valeur de déterminant égale 1 indiquerait un élément de maillage parfaitement régulier, 0 indiquerait un élément dégénéré en un ou plusieurs bords, et les valeurs négatives indiqueraient les éléments inversés.

Le maillage retenu est de forme `hexadronsmesh`, il suit étroitement le relief des parois. Ces mailles cartésiennes sont irrégulières, ce qui permet d'augmenter la densité du maillage et de préciser les calculs aux endroits où les gradients de vitesse et de température sont importants, comme c'est le cas le long des parois. On a utilisé un maillage formé d'une grille de 306360 éléments et 320250 nœuds figure si-dessous.

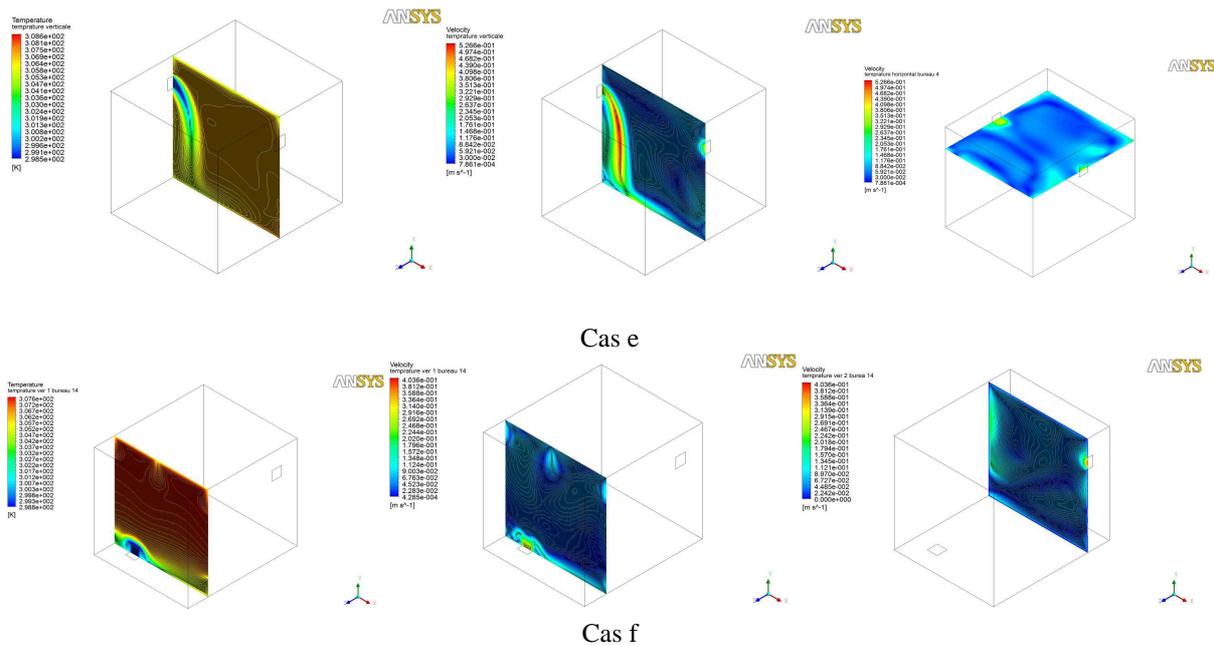


Figure 3 : Contours de température et champs de vitesse pour chaque cas

Les figures présentent les isothermes de l'écoulement et les champs de vitesse à différentes distances du soufflage pour les différentes configurations simulées. L'écoulement est caractérisé par la zone de jet qui en est l'élément moteur.

On remarque que les températures les plus basses sont localisées le long du jet d'air dans des espaces étroits au voisinage de la bouche de soufflage, et qui sont largement influencées par la valeur de la vitesse de soufflage. Près de la paroi chaude, les gradients de la température sont faibles. On remarque aussi l'absence de la stratification thermique dans le local pour tous les cas étudiés. L'écoulement de l'air soufflé induit d'une part une moindre diminution de la température sur l'axe vertical du jet et une sur vitesse plus prononcée, la vitesse du jet est progressivement augmentée (voir les figures champs de vitesse). D'autre part, un mouvement tourbillonnaire est observé, l'écoulement est gouverné par la présence de certains nombres de vortex qui se diffèrent d'un cas à un autre ; dans le cas « a » on distingue la nécessaire de quatre vortex le plus grand occupe presque le centre du local en voisinage de la grande vaine de jet d'air, il tourne dans le sens anti-horaire, les trois autres de différents tailles et occupe surtout les coins, tournent dans le sens horaire.

Dans le cas « b », les figures illustrent la présence de trois tourbillons, un au quasi centre du local de circulation anti-horaire et deux autres vortex aux coins de sens horaire. Ces vortex atteignent 7 circulations dans le cas « e », ce qui donne un refroidissement meilleur que dans les deux autres cas « a » et « b ».

Le jet froid adhère à la paroi à cause de l'expansion naturelle du jet avant de tomber à cause de la poussée d'Archimède. Dans le cas « d », et à une distance de 1m du mur contenant la bouche de soufflage on constate que la vitesse d'écoulement d'air est plus importantes que dans le reste de la pièce. Ceci s'explique par le mouvement de convection naturelle causé par la présence de la bouche de reprise à la proximité des bouches de soufflage. Tel qu'indiqué sur la figure, des vitesses de l'ordre de 40 cm/s ont été mesurées dans cette zone.

Dans le cas « e », où la buche de reprise est située sur le même axe dans le mur en face de celui contenant la bouche de soufflage, on constate la génération d'un grand vortex au milieu du local, ce dernier qui se déforme en dessus et en dessous en donnant naissance à deux autres circulations de sens inverse ce qui va certainement avoir une influence sur la distribution des vitesses d'écoulement et des températures dans la pièce.

En s'éloignant de la bouche de soufflage, l'écoulement s'estompe considérablement et les vitesses deviennent très faibles. Les vitesses sont de l'ordre de 10 cm/s.

Mentionnons que des vitesses d'écoulement inférieures à 10 cm/s n'ont pas d'influence significative sur les indices de confort thermique. D'après l'ASHRAE, le confort aéraulique optimal est atteint pour des vitesses inférieures à 0,5 m/s. Alors, dans ce cas de climatisation, le confort aéraulique est atteint malgré les différences des vitesses observées. Pour le cas du bureau « f », où l'air est souffler par le bas et repris par le coté droit en haut, on constate des températures plus basses au voisinage du sol et près de la paroi où est placé la bouche de soufflage. Une stratification des isothermes est bien relevé au niveau du plan de la bouche de soufflage ; les contours de températures s'étendent à se déformer en vu de la dispersion de l'air chaud dans la pièce. En plus nous observons la formation de cinq cellules, dont deux qui dominant l'écoulement qui se relie aux coins. Tandis

que dans l'autre plan de la bouche de reprise, nous remarquons une cellule au voisinage de la bouche de reprise, et cinq vortex qui tournent dans des sens différents.

Le cas « e » soufflage horizontal en haut et reprise en haut sur le mur opposé donne un meilleur refroidissement, il donne un bon balayage du local malgré la création des zones mortes qu'on a observé le long des cas étudiés et qui sont dû essentiellement à la valeur de la vitesse choisie de l'ordre de 0.3m/s .

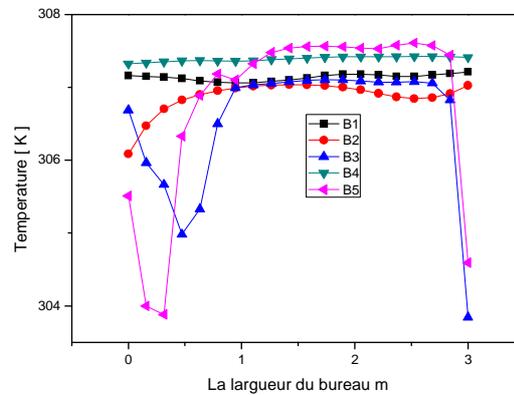


Figure 4 : Profil horizontal de la température à la mi-hauteur du local

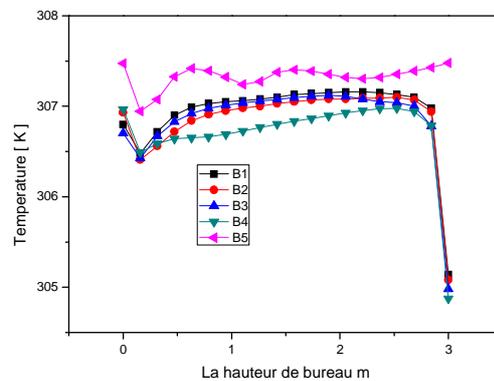


Figure 5 : Profil vertical de la température au centre du local

Le calcul des profils des températures verticales montre une augmentation très légère qui peut permettre la fiabilité du cas « e ». Les profils sont presque les mêmes et suivent la même allure.

Conclusion

L'écoulement dans une pièce de bâtiment conditionné est principalement généré par le jet créé par l'entrée de l'air dans la pièce. Hors de cette zone, les vitesses du fluide sont faibles, mais les transferts de chaleur sont primordiaux car c'est en général la zone d'occupation de la pièce. Cependant les transferts de chaleur dépendent fortement de l'état de turbulence de l'écoulement principal : une fois de plus la zone de jet est l'élément moteur. Cette étude purement numérique nous a permis d'obtenir à l'aide du logiciel CFX13 de nombreux résultats ; à travers lesquels on a pu distinguer les positionnements des bouches de soufflage et de reprise les plus fiables dans le cas d'un bureau conditionné dans le contexte de la ville de Béchar. Le modèle de turbulence $\kappa\text{-}\epsilon$ est employé pour explorer les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'air à l'intérieur du local. Le nombre de Grashof est fixé à 10^9 . pour une vitesse de 3m/s et une température fixe de soufflage de 26°C et pour chaque cas étudié, les résultats numériques obtenus montrent un régime d'écoulement multicellulaires dont la taille et la forme de chaque cellule se diffère suivant la position des bouches de soufflage et de reprise dans le local. Le cas « e » est celui qui a donné un bon balayage avec moins de zones de perturbation.

Références

- [1] Y Sun, T F. Smith ; Air flow characteristics of a room with square cone diffusers; Building and Environment 40 (2005) 589–600
- [2] Q Chen, J Moser. Simulation of a multiple-nozzle diffuser. In: Proceedings of the 12th AIVC conference, vol. 2, Ottawa, Canada, 1991. p. 1–14.

- [3] S.C. Hu, Airflow characteristics in the outlet region of a vortex room air diffuser, *Building and Environment* 38 (2003) 553–561.
- [4] R. Bassiouny, N.S. Korah, Studying the features of air flow induced by a room ceiling-fan, *Energy and Buildings* 43 (2011) 1913–1918.
- [5] Y. Huoa, F. Haghghata,, J.S. Zhangb, C.Y; A systematic approach to describe the air terminal device in CFD simulation for room air distribution analysis; *Building and Environment* 35 (2000) 563±576
- [6] B.J.M. v.d.Giesen, S.H.A. Penders, M.G.L.C. Loomans, P.G.S. Rutten, J.L.M. Hensen; B.J.M. v.d.Giesen, S.H.A. Penders, M.G.L.C. Loomans*, P.G.S. Rutten, J.L.M. Hensen; *Environmental Modelling & Software* 26 (2011) 191e200
- [7] Yi Sun, T F. Smith ; Air flow characteristics of a room with square cone diffusers; *Building and Environment* 40 (2005) 589–600
- [8] P. Jacobs, E.C. van Oeffelen, B. Knoll, Diffuse ceiling ventilation, a new concept for healthy and productive classrooms, in: *Proceedings of Indoor Air, Copenhagen, Denmark, paper ID #3, 2008.*
- [9] C A Hviid, S Svendsen; Experimental study of perforated suspended ceilings as diffuse ventilation air Inlets ; *Energy and Buildings* 56 (2013) 160–168
- [10] M. A Cotton, J. D Jackson. (1990) Vertical Tube Air Flows in the Turbulent Mixed Convection Regime Calculated Using a Low-Reynolds-Number $k-\epsilon$ Model, *Int. J. Heat Mass Transfer* 33: 275-286.
- [11] E Papanicolaou, V Belessiotis. (2004) Transient Hydrodynamic Phenomena and Conjugate Heat Transfer During Cooling of Water in an Underground Thermal Storage Tank, *J. Heat Transfer* 126: 84-96.