

AMELIORATION DE L'EFFICACITE DES EMETTEURS DE CHALEUR DANS LES LOCAUX D'HABITATION, NOUVELLE CONCEPTION ECONOMIQUE DU SYSTEME DE VENTILATION DU RADIATEUR A TUBES AVEC UN ECOULEMENT CROISE

Abdeldjouad TOUAHRIA*, Cherif BOUGRIOU

Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels, Département de Génie Mécanique,
Faculté de Technologie, Université de Batna 2, rue A. Boukhrouf, 05000, Batna, Algérie.

*E-mail : touahriaabdeldjouad@gmail.com

RÉSUMÉ

Dans ce présent travail une étude a été effectuée, pour améliorer l'efficacité des émetteurs de chaleur (radiateurs) lors du renouvellement d'air des locaux d'habitation. Un nouveau système économique du système de ventilation de radiateur est proposé. Il se base sur l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur par convection, et la récupération de la chaleur de l'air chaud vicié sortant du local. On a remarqué par une combinaison du système de ventilation du radiateur avec une PAC, que l'air neuf froid diminue le COP de la PAC, et augmente la consommation de l'installation en énergie, et rend l'installation de chauffage coûteuse. À cet effet, une autre technique est proposée, qui consiste à placer un échangeur thermique au niveau d'une ouverture dans le mur derrière le radiateur, qui va récupérer la chaleur de l'air chaud vicié par l'air neuf froid filtré ramené de l'extérieur à basse température (renouvellement d'air). L'air préchauffé est soufflé perpendiculairement vers le radiateur menu des tubes elliptiques, qui assurent un échange thermique maximal. A cet effet-là, le radiateur cède toute sa chaleur calorifique dans le local à chauffer sans augmenter la consommation de la chaudière. La quantité de chaleur gagnée est très importante dans notre nouveau système, et l'eau à la sortie du radiateur peut pratiquement atteindre une température similaire à l'air du local, cela rend l'installation économique et performante. Pour assurer l'écoulement correct de l'air ramené de l'extérieur et transitant à l'intérieur du tube interne de l'échangeur, nous avons proposé une prolongation du tube externe de l'échangeur (air vicié) pour jouer le rôle d'une cheminée qui aspire l'air de l'intérieur du local et le rejette vers l'extérieur, ceci est assuré par la différence de densité entre les deux fluides.

Mots Clés : ventilation- radiateur, échangeur de chaleur, chauffage économique, tube elliptique, COP, PAC.

NOMENCLATURE

Symboles :

A : Surface d'échange thermique du radiateur (m²).
C_p : Capacité spécifique thermique (J/kg.K).
h: Hauteur du radiateur (m)
Kt : Coefficient global du transfert de chaleur entre l'eau circulant dans le radiateur et l'air ambiant du local (W/m².K).
L : Longueur (m)
p : Pression (Pa)
T: Température (K, °C)

Lettres grecques :

α: Coefficient d'échange thermique par convection (W/m².K)
λ: conductivité thermique(W/m.K)
μ : Viscosité dynamique du fluide (Kg/m.s).
δ : Épaisseur de la paroi du radiateur (m)

Indices / Exposants :

r:Radiateur
w:Mur
in : Interne

V : Vitesse d'écoulement du fluide (m/s)

out: Exerne

1. INTRODUCTION

Les études montrent que les systèmes de chauffage à basse température créent un climat interne plus stable et uniforme, avec des vitesses d'air faibles et des températures basses [1-2]. Avec ces systèmes à basse température, le climat interne est supposé meilleur pour la santé humaine que celle fournie par les systèmes de chauffage à haute température [3-4]. Récemment, les chercheurs ont proposés la ventilation, comme le seul important facteur pour réduire les problèmes des endroits fermés comme l'allergie ou l'asthme [5]. Ce qui nécessite un système de ventilation en parallèle du système de chauffage dans les périodes hivernales. *MYHREN et al. (2009)*, ont proposé la ventilation du radiateur comme une solution pratique de ce problème, où l'air des locaux d'habitations doit être renouvelé périodiquement, cela pour des conditions d'hygiène. Ainsi que l'air de renouvellement est utilisé aussi pour ventiler le radiateur de chauffage (une combinaison entre la ventilation et le chauffage). Alors, dans le système de la ventilation du radiateur, l'air neuf froid ramené de l'extérieur vers le local à chauffer pénètre par l'intermédiaire d'une ouverture sous forme d'un canal au niveau du mur extérieur juste derrière le radiateur. Il est soufflé directement vers le radiateur où il subit un réchauffement, avant de le laisser s'écouler dans le local à chauffer. La différence de la température entre l'air ramené et le radiateur est très importante que dans les autres systèmes de chauffage ce qui fait augmenter le coefficient d'échange thermique par convection, ceci rend le radiateur dans le système de la ventilation du radiateur plus efficace que le radiateur ayant la même puissance dans les systèmes traditionnels [4-5]. Dans le cas de la ventilation du radiateur, les seules travaux connus relatives à ce sujet ont été effectués par *MYHREN et HOLMBERG*. [3-6-7-8-9-10-11-12].

3. MODELE MATHEMATIQUE

Dans cette étude le processus de transfert de chaleur est assuré principalement par convection thermique. Un ensemble d'hypothèses est retenu afin de simplifier la modélisation mathématique du problème. Les équations qui régissent l'écoulement en régime permanent, où l'air est considéré comme un fluide Newtonien, incompressible (ou isochore), et obéit à la loi des gaz parfaits, et la masse volumique est considérée constante, elles peuvent être données sous la forme conservative suivante :

$$\text{-Equation de continuité:} \quad \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\text{-Equation de conservation du mouvement:} \quad \rho(\vec{V}\nabla\vec{V}) = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{V} \quad (2)$$

$$\text{-Equation d'énergie:} \quad \rho C_p (\vec{V}\nabla T) = \lambda_f \Delta T \quad (3)$$

Ce système est souvent trop compliqué à résoudre, et nécessite une résolution à l'aide d'un code de calcul (champ) *CFD*, où nous avons opté pour le code commercial « *Fluent* ». Dans la pièce, la transmission de la chaleur par les corps de chauffe (radiateur) peut s'effectuer par convection et/ou par rayonnement. La convection est naturelle (libre) et l'échange de chaleur est responsable du mouvement. Le flux de chaleur transmis par convection au niveau de la surface extérieure du radiateur vers l'air ambiant est :

$$P = Q_{cv,r} = K_i A \Delta T_m \quad (4)$$

$$\text{Où:} \quad 1/K_i = 1/\alpha_{in} + \delta/\lambda_r + 1/\alpha_{out} \quad \text{et} \quad \Delta T_m = (T_{in} - T_{out}) / \ln [(T_{in} - T_{air}) / (T_{out} - T_{air})]$$

La plupart des corps de chauffe émettent la chaleur par convection et par rayonnement. Les radiateurs, en revanche, associent les deux modes de transmission, bien que la convection reste en général plus importante [13]. Et le bilan énergétique total gagné par l'air en se basant sur le flux de chaleur produit par le corps de chauffe, s'écrit :

$$Q_{air} = K_i A \Delta T_m = m C_p (T_{in} - T_{out}) - \lambda_w A (T_{w1} - T_{w2}) / L_w \quad (5)$$

C'est le coefficient d'échange thermique par convection externe entre la surface externe du radiateur et l'air ambiant : α_{out} qui peut exprimer ce phénomène bien que ce dernier peut s'écrire comme :

$$\alpha_{out} = \alpha_{Ray} + \alpha_{Cv} \quad (6)$$

Cette dernière proportion dépend des caractéristiques thermo-physiques de l'écoulement (régime d'écoulement, type de la convection ...), et des paramètres physiques de l'eau circulant à l'intérieur du radiateur, ainsi que de la géométrie du corps de chauffe. Le coefficient d'échange thermique par convection peut s'écrire comme :

$$\alpha_{out} = Nu \cdot \lambda_{air} / h \quad (7)$$

Dans l'équation (7), le coefficient d'échange thermique par convection est en fonction du nombre adimensionnel de *Nusselt* (Nu), qui est donné par des corrélations expérimentales. Dans chacun des cas, l'écoulement parallèle à une surface plane ou circulaire, ou écoulement forcé autour d'un obstacle (laminaire ou turbulent), où la convection est naturelle, forcée ou mixte, le nombre de *Nusselt* est donné en fonction des nombres de *Rayleigh*, *Reynolds*...[14-15]. Concernant le Coefficient de Performance calorifique (*COP*), si on considère que (T_c) est la température du réservoir chaud ou source chaude et (T_f) est sûrement la température du réservoir froid ou source froide, on peut écrire, le *COP* comme étant :

$$COP = T_c / (T_c - T_f) \quad (8)$$

4. RESULTATS

1. Influence des différents paramètres sur le coefficient de transfert de chaleur (α_{con}).

La *Figure 1(a)*, montre que pour un flux de chaleur constant, le coefficient d'échange de chaleur par convection (α_{con}), augmente avec l'augmentation de la différence de température moyenne logarithmique, ce qui implique que (α_{con}), augmente avec la décroissance de la température d'air ramené de l'extérieur à l'intérieur du local pour tous les cas de type de régime d'alimentation d'eau chaude, et le coefficient d'échange (α_{con}), augmente avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}) (*Figure 1b*). La *Figure 2(a)*, montre que la chaleur qu'on doit fournir au local à chauffer qui est par conséquent égale à la puissance thermique du radiateur, augmente avec l'augmentation de la différence de température moyenne logarithmique c.à.d. avec la diminution de la température d'air ramené de l'extérieur, qui implique une consommation d'énergie de plus. Ce qui influe directement sur la performance de l'installation, ceci est bien clair (*Figure 2b*), et le *COP* diminue avec la diminution de la température de la source froide, et augmente avec la diminution de la température du retour de la source chaude dans tous les cas (par analogie entre une PAC et un système de chauffage).

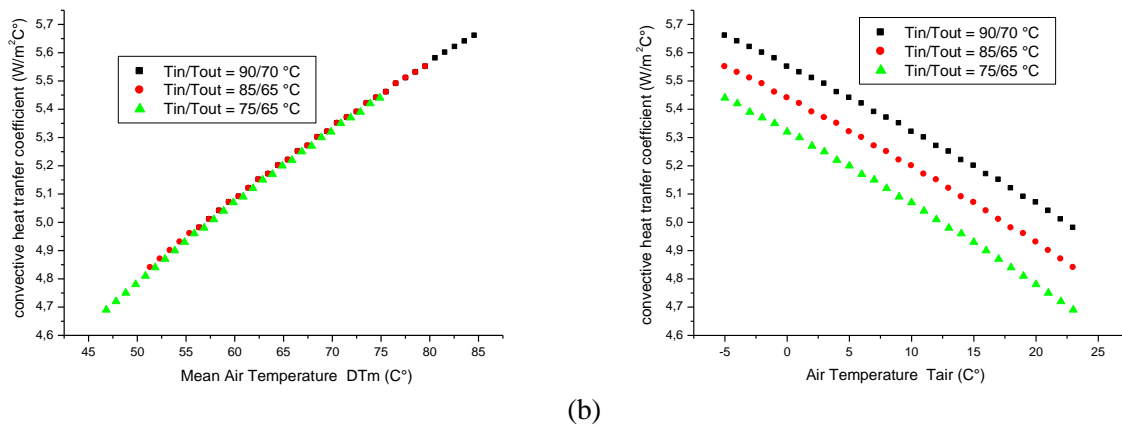
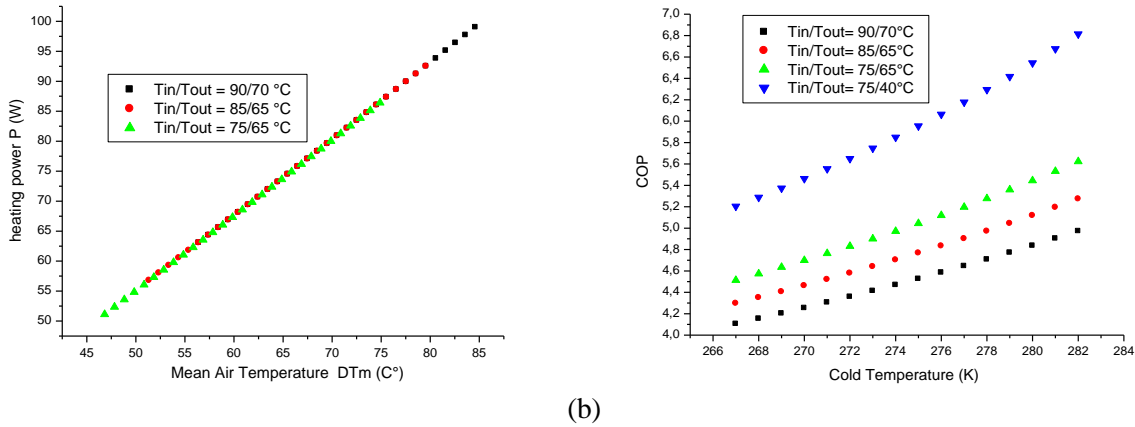


FIGURE 1 : Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec : (a)- la différence de température moyenne logarithmique, (b)- la température de l'air. Cas d'un tube circulaire vertical de $h=0.6m$.

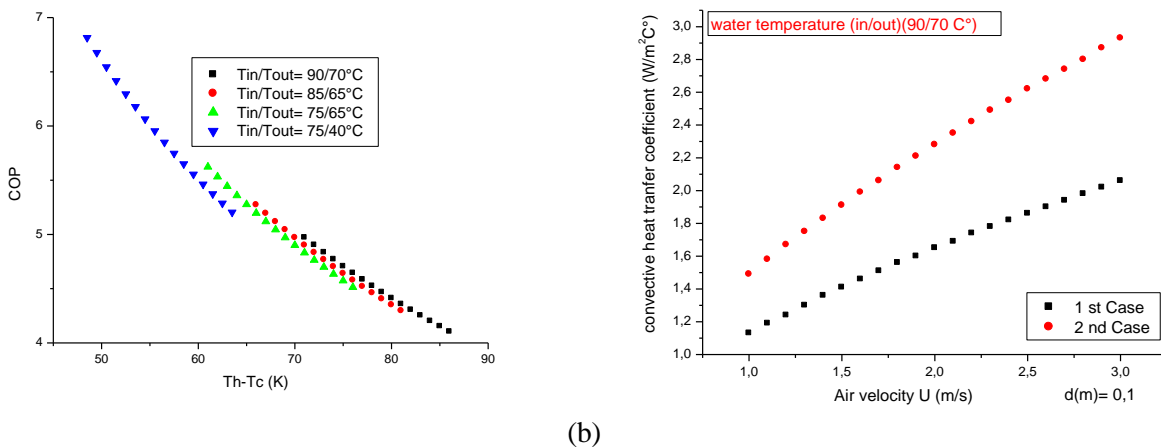
L'installation doit consommer plus d'énergie dans ce cas pour lutter contre la quantité de froid, causé par l'apport de l'air extérieur, ce qui augmente les dépenses de l'installation et rend le coût d'exploitation très élevé (Figure 3a). Aussi, l'installation doit avoir un COP très suffisant ou bien optimal si on peut avoir une température à la sortie du Radiateur (T_{out}) très basse que possible, pratiquement ça veut dire que le radiateur a tout cédé son énergie calorifique dans le local, ce qui augmente le rendement émissif de l'installation. Le rendement augmente si on peut diminuer la température à l'entrée du Radiateur ($T_{in} = 75^{\circ}\text{C}$ au lieu de $T_c = 85^{\circ}\text{C}$), en fixant la température à la sortie ($T_{out} = 65^{\circ}\text{C}$). Aussi, on observe que si on diminue la température de la sortie de la source chaude, le COP augmente. Le même résultat est obtenu si on peut diminuer la température à l'entrée et à la sortie du radiateur. Pratiquement ça veut dire, qu'on a économisé de l'énergie et du coût du combustible, ce qui rend l'installation économique. Comme nous voyons dans la Figure 3(a), les mêmes remarques précédentes sont vérifiées, on remarque en plus, que le coefficient de performance COP de la PAC, diminue avec l'augmentation de la différence de température entre la source chaude et la source froide ($T_h - T_c$), ça veut dire que pour avoir un COP élevé, on doit diminuer l'écart entre la température de la source chaude et la température de la source froide ($T_h - T_c$). Reste à savoir quel est le meilleur type d'écoulement d'air parallèle aux tubes, ou derrière le radiateur (écoulement croisé). La Figure 3(b), montre que (α_{con}), est plus élevé avec un écoulement croisé, qu'avec un écoulement parallèle au tube.



(a)

(b)

FIGURE 2 : (a)-Variation de la puissance thermique du radiateur avec la ΔT_{ML} , (b)-variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de la source froide.



(a)

(b)

FIGURE 3 : (a) Variation du COP d'une PAC en fonction de la différence ($T_h - T_c$). (b) : Variation du α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube circulaire vertical de $h=0.6$ m, pour un écoulement croisé 1^{er} cas, et un écoulement parallèle 2^{eme} cas.

2. Application du code de champ Fluent.

Dans cette partie, nous avons choisi le code de champs **Fluent** (commercialisé par **Fluent Incorporated, version 6.3**), ce dernier permet en effet de répondre à nos besoins de calcul [16]. Nous étudierons en **(2D)**, un radiateur ventilé perpendiculairement, constitué de trois (03) rangées de tubes parallèles en acier, les tubes sont disposés en ligne distants de $(2R \text{ mm})$ entre axe (pas longitudinal et transversal des tubes) dans un premier temps, avec une forme du tube circulaire (**C**), puis elliptique (**E**), où l'excentricité d'ellipses $e = 0,7$, puis $(3R \text{ mm})$ longitudinal, et $(2R \text{ mm})$ transversal pour les deux mêmes formes du tube. On remarque qu'une simplification est peut-être réalisée par une réduction de la géométrie totale du domaine de calcul, pour économiser le temps du calcul (**Figure 4A**). On obtient quatre formes de géométries, pour chaque forme de géométrie on fait varier le maillage par cotés : **B** et **L**, (voir la **Figure 4B**), pour chercher la stabilité des résultats. La création de la géométrie ainsi que le maillage se font sous le progiciel «**Gambit**», des cellules quadrilatérales ont été choisies par rapport aux cellules de forme triangulaire, pour éviter les instabilités numériques de maillage. [17].

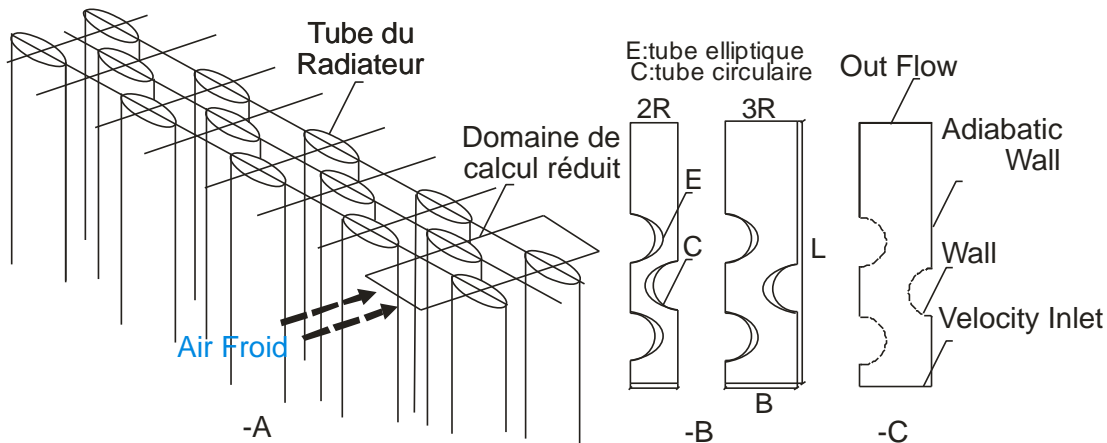
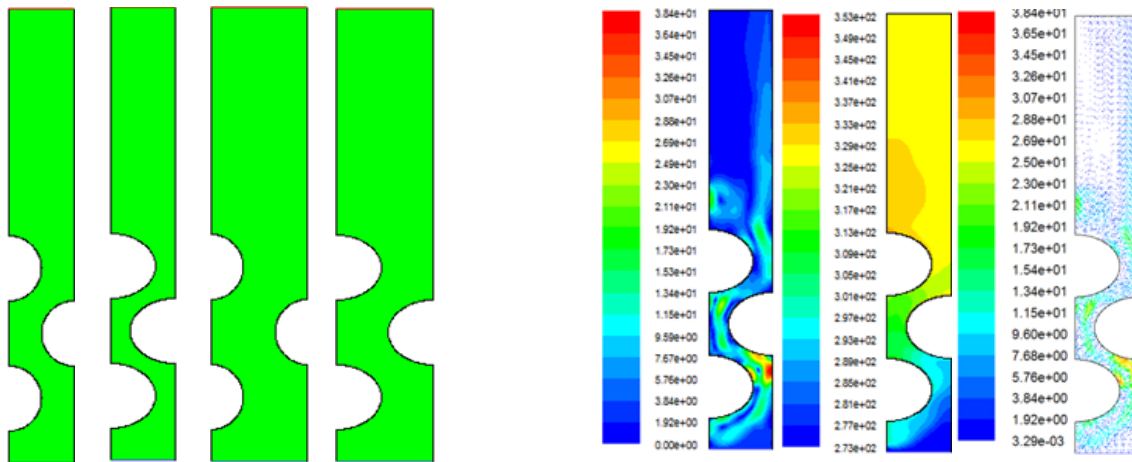


FIGURE4 : Domaine de calcul réduit (A). Formes des géométries (B) et conditions aux limites (C)

Le maillage est représenté dans la **Figure 5(a)**. L'étude de l'effet du maillage sur la solution consiste à comparer des résultats numériques en utilisant différents nombres de nœuds ; pour chercher la stabilité des résultats, où nous avons modifié la taille des mailles dans le maillage de la géométrie, allant de grossier vers suffisamment fin. Nous avons remarqué que le code de champs **Fluent avec le modèle RANS ($k-\epsilon$)** à maille grossière est en mesure d'apporter rapidement une estimation de l'écoulement, aussi bien concernant sa structure que son intensité. De plus, les résultats obtenus sont en très bon accord, aussi bien pour la grandeur de température que celle de la vitesse. On a remarqué que la grandeur de vitesse de l'écoulement moyen est plus sensible aux maillages que la grandeur de température, qui caractérise l'énergie. En se référant aux profils de température ; des solutions presque identiques sont obtenues avec tous les maillages, mais les valeurs maximales des températures obtenues dans tous les cas doivent être correspondre à des valeurs de vitesse plus proches aussi que possible, c'est pour cette raison qu'on a choisi les maillages suivants : $C1 \text{ M } 1 \times 1 \text{ e-4}$ pour la forme A, $E1 \text{ M } 1 \times 1 \text{ e-4}$ pour la forme B, $C2 \text{ M } 1 \times 1 \text{ e-4}$ pour la forme C, et $E2 \text{ M } 1 \times 3 \text{ e-4}$ pour la forme D. Par conséquent, ces maillages ont été utilisés pour les différentes simulations étudiées qui seront présentées dans la **Figure 5(b)**. A propos des conditions aux limites, une condition de type "velocity inlet" a été envisagée et la vitesse d'air à l'entrée est de $U_{in} = 2 \text{ m/s}$, à une température constante et uniforme de : $T_{in} = 273 \text{ K}$. La température de surface des murs extérieurs des tubes est constante et uniforme et maintenue à $T_p = 353 \text{ K}$. Alors que les autres parois du domaine de calcul sont supposées adiabatiques. A la sortie du domaine, une condition de type "outlet" a été envisagée. Les types de frontières entourant le domaine d'étude numérique sont présentés sur la **Figure 4C**. Les résultats obtenus sont représentés sur la **Figures 5(b)**. Concernant les Champs de vitesse ; contrairement aux écoulements dans les cavités, la vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur du domaine près de l'ouverture d'entrée d'air est élevée et diminue au fur et à

mesure qu'on s'éloigne de cette dernière. La vitesse est minimale à l'entrée du domaine et atteint des valeurs maximales entre les tubes (ce phénomène est observé dans tous les résultats obtenus). On remarque un nombre très important de contours de vitesses proche des tubes ce qui signifie qu'ils existent plusieurs phénomènes autour de ce dernier surtout pour les formes C et D. à propos des vecteurs de vitesse; le jet d'air issu de l'entrée vient de percuter directement et perpendiculairement le premier tube en face, puisqu'on observe un écoulement parallèle en amont du tube, puis le jet éclate dans différentes directions de l'espace pour donner lieu à une circulation désordonnée à l'intérieur du domaine et une naissance d'un écoulement turbulente, et l'écoulement est décentré au milieu et non circulaire. En aval des tubes, on n'observe pas d'écoulement parallèle aux frontières, du moins pour les formes C et D. Et à la fin, l'écart de température important entre la température des parois des tubes et la température de l'air à l'entrée, fait apparaître plusieurs phénomènes ; c'est pour cela qu'on remarque, un nombre important de contours de température proche des tubes, ce qui signifie une grande variation de température, cette situation est observée dans tous les résultats obtenus. Un contour de couleur rouge correspond à une température élevée à la sortie du domaine signifie une grande variation de température à la sortie du domaine, cela est observé pour la *forme B*. D'où dans les autres cas (*les formes A, C et D*), les variations de température sont relativement faibles à la sortie (Figure 5). Donc, l'amplitude des variations de la température la plus élevée est celle constatée pour la *forme B*. Mais, globalement, nous constatons que toutes les simulations sous-estiment la recirculation.



(a) A: C1 M 1x1-B: E1 M 1x1- C: C2 M 1x1-D: E2 M 1x3 (b) Champ de vitesses -Champ de température-Vecteurs de vitesse

FIGURE 5 : (a)-Représentation des formes sous maillage en ($\times 10^{-4}$ m),(b)-Champs de vitesse et de température et vecteur de vitesse dans le cas de la *forme B*.

4. CONCLUSIONS

Dans cette étude, nous avons amélioré l'efficacité des émetteurs de chaleur (radiateurs) dans les locaux d'habitation, et nous avons proposé un nouveau système économique du système de ventilation du radiateur, qui se base sur l'augmentation de l'échange thermique au niveau du radiateur placé dans le local à chauffer. La ventilation du radiateur, où le corps de chauffe (radiateur) est ventilé par de l'air froid ramené de l'extérieur pour pouvoir absorber toute la chaleur d'eau chaude circulant dans le radiateur, est non économique, l'installation doit consommer plus d'énergie dans ce cas pour lutter contre la quantité de froid, causé par l'apport de l'air extérieur, ce qu'il augmente les dépenses de l'installation et rend le coût d'exploitation très élevé. A cet effet, nous avons proposé une autre technique, où on place un échangeur thermique au niveau de l'ouverture de ramener d'air frais au niveau du mur derrière le radiateur, qui va récupérer la chaleur de l'air chaud vicié et rejeté vers l'extérieur. Ce flux de chaleur récupéré avantage notre système par rapport aux autres systèmes de chauffage. L'installation de chauffage est plus économique et performante dans ce cas. Et pour assurer un échange thermique maximal

entre l'air ambiant et les parois externes des tubes du radiateur un écoulement croisé est assuré au lieu d'un écoulement parallèle, et des tubes de forme elliptique en arrangement quinconce remplacent les tubes de forme circulaire, dans le système traditionnel.

REFERENCES

- [1] Juusela (2003) [3] M.A. Juusela (Ed.), *Heating and Cooling with Focus on Increased Energy Efficiency and Improved Comfort*, Guidebook to IEA ECBCS Annex 37, Low Energy Systems for Heating and Cooling of Buildings, VTT Building and Transport, Espoo, ISBN 951-38-6489-8, 2003.
- [2] Eijndems (2000) [2] H.H.E.W. Eijndems, A.C. Boerstra, *Low Temperature Heating Systems: Impact on IAQ, Thermal Comfort and Energy Consumption*, Annex 37 Newsletter 1, 2000.
- [3] J.A. Myhren, S. Holmberg, *Design considerations with ventilation-radiators: comparisons to traditional two-panel radiators*, Energy and Buildings 41 (2009) 92–100.
- [4] Holmberg et al. (2004) [6] S. Holmberg, F. Molin, J.A. Myhren, *Space heating at low temperature difference between heating unit and ambient air*, in: 9th International Conference on Air Distributions in Room, Coimbra, Portugal, September, 2004, pp. 162–163 (book of abstracts).
- [5] Holmberg (1984) [4] S. Holmberg, “*Methods to increase heat transfer from radiators*” (in Swedish), Tekniska meddelanden 1984:3, KTH.
- [6] J.A. Myhren, S. Holmberg, *Comfort temperatures and operative temperatures in an office with different heating methods*, in: Proceedings of the Healthy Buildings, vol. 2: Indoor Climate, Portugal, June, (2006), pp. 47–52.
- [7] J.A. Myhren, S. Holmberg, *Energy savings and thermal comfort with ventilation-radiators - a dynamic heating and ventilation system*, in: Proceedings of Clima 07, Well-Being Indoors, Finland, 2007, p. 110.
- [8] J.A. Myhren, S. Holmberg, *Summer time cooling with ventilation-radiators*, in: Proceedings of IAQVEC: Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings, Japan, 2007, p. 236.
- [9] J.A. Myhren, S. Holmberg, *Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating*, Journal of Energy and Buildings 40/4 (2008) 524–536.
- [10] Jonn Are Myhren, Sture Holmberg, *Improving the thermal performance of ventilation radiators – The role of internal convection fins* Original Research Article. International Journal of Thermal Sciences, Volume 50, Issue 2, February 2011, Pages 115-123
- [11] A.A. Elmualim, H.B. Awbi, D. Fullford, L. Wetterstad, *Performance evaluation of a wall mounted convector for pre-heating naturally ventilated spaces*, International Journal of Ventilation 2 (3) (2003) 213.
- [12] E. Mundt, M. Gustavsson, P. Leksell, *Vent-convectore an experimental Study*, in: *Proceedings of Indoor Air,99*, the 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, UK, 1999, vol. 5.
- [11] M. Airaksinen, H. Jaärnström, K. Kovanen, H. Viitanen, K. Saarela, *Ventilation and building related symptoms*, in: *Proceedings of Clima 2007 Well Being Indoors*, Finland, June, 2007, p. 110 (abstracts).
- [13] J. Schietecat. *Le chauffage central dans les habitations*. Edition 1998, Centre Scientifique et Technique de la Construction (CSTC).
- [14] Churchill, S.W. and Ozoe, H. 1973. *Correlations for laminar forced convection with uniform heating inflow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube*, J. Heat Transfer, 18, 78.
- [15] Jakob, H., 1949. *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, London. Kays, W.M. and Crawford, M.E. 1993. *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- [16] Fluent, 2006, Fluent Incorporated., *Fluent 6.3.26 User's Guide*, 2006.
- [17] Hadziabdic, M. et Hanjalic K. 2008. *Vortical structures and heat transfer in a round impinging jet*. J. Fluid Mech. 596, 221-260.