

---

---

Soumis le : 13 Avril 2015

Forme révisée acceptée le : 15 Mai.2015

Email de l'auteur correspondant :

[bouhamidi\\_07@yahoo.fr](mailto:bouhamidi_07@yahoo.fr)

---

---

---

---

**Nature & Technology**

---

---

## Etude numérique de l'influence de la géométrie sur l'écoulement des jets tourbillonnaires

<sup>a\*</sup>Y. BOUHAMIDI, <sup>a</sup>A. KHELIL, <sup>a</sup>S. NECHAD, <sup>a</sup>L. LOUKARFI<sup>a</sup>, <sup>a</sup>A. BENNIA

<sup>a</sup>Laboratoire de Contrôles, Essais, Mesures et Simulations Mécaniques, Université de chlef, chlef, Algerie

---

### RÉSUMÉ

L'objectif de cette étude est de développer une simulation numérique d'un écoulement issu d'un diffuseur tourbillonnaire. Une évaluation détaillée de ses résultats, confrontés à d'autres études numériques et expérimentales en régime turbulent a été effectuée pour un jet tourbillonnaire en mode libre. Le modèle de turbulence k-ε standard et le modèle de turbulence R.S.M ont été utilisés dans cette étude. Plusieurs paramètres d'écoulements sont testés telles que la géométrie, le nombre et l'angle d'inclinaison des ailettes implantés dans le diffuseur liés à la notion du nombre de tourbillonnement. La confrontation des résultats numériques obtenus avec ceux disponibles dans la littérature a été présentée. La plupart de ces comparaisons sont en bon accord avec les données expérimentales. En comparant l'évolution de la température axiale et radiale, la configuration de jet ayant une inclinaison de 60° et un diffuseur comportant 11 ailettes représente une meilleure stabilité de température et large épanouissement dans la direction radiale avec une importante décroissance dans la direction axiale.

**Mots Clés :** Jet libre tourbillonnaire, Ailettes, Rendement optimal, CFD, Homogénéisation thermique

### Abstract

The objective of this study is to develop a numerical simulation of a flow from a vortex diffuser. A detailed evaluation of the results face other numerical and experimental studies in the turbulent regime was made for a free turbulent jet. The standard model of turbulence k-ε and RSM turbulence model were used in this study. Several flow parameters are tested such that the geometry, the number and the angle of inclination of the fins located in the diffuser related to the concept of the number of swirl. The comparison of numerical results with those available in the literature was presented. Most of these comparisons are in good agreement with the experimental data. Comparing the evolution of axial and radial temperature, spray pattern having an inclination of 60° and a diffuser with fins 11 is a better temperature stability and broad development in the radial direction with a significant decrease in the axial direction.

**Keywords:** swirling free jets, vanes, optimal yield, CFD, heat Homogenization

---

### 1. Introduction

Les jets turbulents sont parmi les écoulements les plus étudiés à la fois en raison de leur présence fréquente dans la nature et de leur utilisation dans des nombreuses applications industrielles. Les jets turbulents sont d'un

important intérêt pratique dans la technologie des systèmes de climatisation, de refroidissement et de séchage. Le jet tourbillonnaire reste moins connu et très complexe, il se différencie du jet turbulent homogène par

l'existence de la composante de vitesse tangentielle  $W$ . l'application de la composante de la vitesse tangentielle ( $W$ ), donne à l'écoulement une composante de rotation, (voir figure 2) présentée par un nombre adimensionnelle ( $S$ ) qui est défini par le rapport du flux tangentiél sur le flux axial :

$$S = G_{\theta} / R G_x = \int_{R_n}^{R_h} U W r^2 dr / \int_{R_n}^{R_h} R_n U^2 r dr \quad (1)$$

Où  $G_{\theta}$  est le flux de quantité de mouvement tangentielle,  $G_x$  le flux de quantité de mouvement axiale, et  $R$  est un rayon caractéristique.  $R_n$  et  $R_h$  sont les rayons du support central et l'orifice d'entrée, respectivement. Il est important de noter ici que si les vitesses axiales et tangentielles sont supposés être uniforme et l'aube sont très minces, le nombre de turbulence peut être exprimée comme suit :

$$S = \frac{2}{3} \left[ \left( 1 - \left( R_h / R_n \right)^3 \right) / \left( 1 - \left( R_h / R_n \right)^2 \right) \right] \tan \alpha \quad (2)$$

Les détails de cette expression sont dans la référence [1].

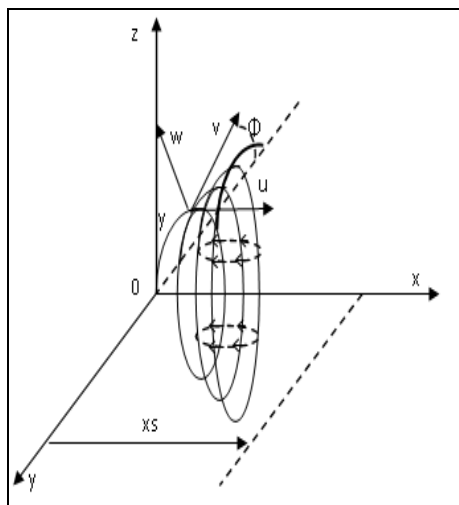


Figure 1 Représentation des composantes d'un jet tourbillonnaire [2].

Les études montrent que les lois qui régissent les mouvements d'air réels sont très complexes, c'est donc l'intérêt de l'étude des jets tourbillonnaires comme outil de base pour comprendre le phénomène des mouvements d'air en mode libre. Les objectifs du contrôle d'un écoulement turbulent diffèrent suivant l'application industrielle envisagée. On peut ainsi contrôler un jet turbulent pour améliorer le mélange à la sortie d'un diffuseur [3, 4 et 5], mais aussi pour le diriger et modifier son orientation (lorsqu'il est question de transferts de chaleur importants, pour l'éloigner des zones critiques), c'est-à-dire des échanges de toute nature entre les diverses

parties de l'écoulement. La diffusion turbulente entraîne une homogénéisation très rapide des milieux. Les jets tourbillonnaires sont particulièrement intéressants dans la mesure où ils incorporent les caractéristiques de l'écoulement rotatif [6, 7]. La nature du système du soufflage, la disposition, le nombre de jets, l'inclinaison des ailettes, la température de l'air soufflé sont des paramètres nécessaires pour parvenir à la maîtrise de jet en tourbillonnement [7]. La compréhension des effets de turbulence, en particulier sur le taux d'entraînement de l'air et sur la stratification de la température très importante pour l'efficacité du processus de conditionnement d'air. Cependant, à notre connaissance, ces effets sont été à peine étudiés, et par conséquent l'effet de la géométrie du diffuseur tourbillonnaire devient intéressant à étudier. Felli et al. [8] ont étudié expérimentalement la dynamique d'un jet tourbillonnaire impactant généré par des ailettes inclinées. Ils ont observé que la paroi des ailettes modifie la forme du jet tourbillonnaire provoquant son épanouissement vers l'extérieur et génèrent une zone de recirculation autour du support d'ailettes dans lequel le tourbillonnement se déroule avant de se décomposer contre la surface d'ailette. L'effet de différents paramètres sur le développement de l'écoulement derrière les ailettes d'un générateur de jet tourbillonnement en trois dimensions a été largement étudié numériquement par le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard [9]. Ils ont obtenu un bon accord avec les résultats expérimentaux. Thundil K. R. et al. [10] ont étudié numériquement des dispositifs pour générer un tourbillonnement à la fois faible et fort. Ils ont constaté que le diffuseur avec 8 d'ailettes inclinées par un angle de  $45^\circ$  produit une grande zone de recirculation. Ils ont noté que pour un tourbillonnement faible, le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard est suffisant, alors que pour les forts tourbillonnements le modèle de turbulence RSM est le plus approprié. Ahmadvand et al. [11] ont étudié expérimentalement et numériquement l'influence de l'inclinaison des ailettes sur l'augmentation de transfert de chaleur et l'écoulement du fluide turbulent Ces auteurs ont confirmé que l'utilisation des ailettes conduit à un transfert de chaleur plus élevé par rapport à ceux obtenus à partir de tubes lisses, Giorges et al. [12] ont mené une étude systématique numérique pour les injections à jet unique et multiple dans un écoulement principal en utilisant le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard qui est disponible dans le code FLUENT. Wang et al. [13] ont étudié l'écoulement d'un fluide et les 6 caractéristiques de mélange d'un jet en trois dimensions, la turbulence confinée des jets opposés dans un mélangeur en ligne, et ce, en utilisant le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard. Ils ont obtenu un bon accord avec les résultats expérimentaux. Kucukgokoglanl et al. [14] ont présenté la performance des trois différents modèles de turbulence pour la prédiction des écoulements tourbillonnaires d'un four à deux brûleurs en contre rotation. Les modèles numériques utilisés sont le  $k-\epsilon$  standard, le modèle  $k-\epsilon$  (RNG) et le modèle  $k-\epsilon$  utilisé. Il convient de noter que le

modèle k-ε standard et le modèle RNG sont bien établis dans la prédiction des modèles de turbulence isothermes des écoulements tourbillonnaires, qui ont été comparés avec succès aux résultats expérimentaux. Yongson et al. [15] ont analysé le système de climatisation pour une chambre simple en utilisant code CFD. Ils ont étudié plusieurs paramètres comme la température et la vitesse pour déterminer la meilleure position pour le souffleur du conditionnement de l'air et aussi la zone qui est appropriée pour le confort de l'occupant. Selon leurs résultats numériques, ces auteurs affirment que le modèle RSM peut avoir une solution indépendante du maillage par rapport au modèle de turbulence k-ε standard. Bien que la simulation utilisant le modèle de turbulence RSM prenne plus de temps par rapport à celle du modèle k-ε, l'indépendance de la solution du maillage est plus importante.

**2. DESCRIPTION DU PROBLEME**

L'installation réalisée est composée d'un châssis sur lequel est fixée une plaque carrée en plexiglas comportant à sa partie supérieure un appareil de soufflage d'air chaud (Sèche-cheveux de type TEFAL-1500) dirigés vers le bas, et à sa partie inférieure sont placés différents types de diffuseurs selon la configuration étudiée. Les températures de l'écoulement sont mesurées grâce à des sondes thermiques (de type CG-78) supportées par des tiges facilement guidées verticalement et horizontalement pour balayer le maximum d'espace, ce qui a permis de prendre les mesures de températures axiales et radiales. Chaque sonde est reliée à un thermomètre digital de type CG-867. La température maximale à l'origine de soufflage est relevée pour chaque type de configuration. La température ambiante est relevée lors des mesures de température de l'écoulement dans les différents points du jet. Le générateur de tourbillonnement est constitué de : (a), conduite cylindrique de diamètre extérieur D = 56 mm, diamètre intérieur d = 22 mm et de hauteur H = 22 mm, (b) support de 14 ailettes de hauteur H = 22 mm, (c) ailette, de épaisseur e = 1.7 mm et inclinaison de α = 60° voir Figure2.

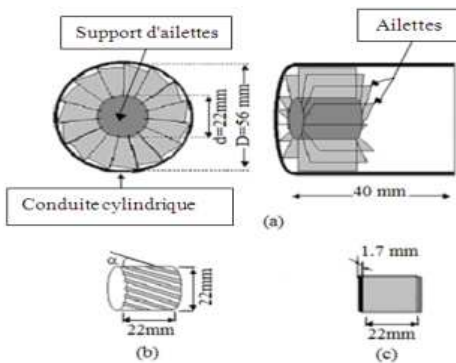


Figure 2 : Installation expérimentale et générateur de tourbillonnement [3,4 ,5 et 6].

**3. MODELES DE TURBULENCE**

Pour un écoulement stationnaire, tridimensionnel, incompressible et turbulent d'un fluide ayant des propriétés physiques constantes, les équations gouvernantes sont l'équation de conservation de la masse et les équations de quantité de mouvement, lesquelles sont comme suit:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3}$$

$$\rho \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \tag{4}$$

où  $U_i$  désigne la vitesse moyenne,  $u'_i$  est la composante fluctuante correspondante,  $-\overline{\rho u'_i u'_j}$  sont les tensions (contraintes) de Reynolds qui nécessitent d'être modélisées afin d'assurer la fermeture des équations. Il convient de noter qu'ici, les variations de température sont négligeables et le nombre de Mach est faible (< 0.3). Ici, seul le modèle RSM a été utilisé. Il est maintenant bien connu que dans les écoulements turbulents où les effets de non-équilibre sont importants, l'hypothèse de Boussinesq n'est plus valide et les résultats des modèles basés sur cette hypothèse peuvent s'avérer inexacts. Aussi, les modèles des contraintes de Reynolds ont montré des performances prédictives supérieures par rapport aux modèles qualifiés d'isotropes (basés sur une telle hypothèse). Par conséquent, les modèles anisotropes tels que les modèles à contraintes de Reynolds (RSM) deviennent nécessaires pour une prédiction fine des flux turbulents. Dans ces modèles, les tensions de Reynolds sont gouvernées par une équation de transport qui peut être formulée comme suit:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Convection}} - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left( \mu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right)}_{\text{Molecular Diffusion}} = \underbrace{D_{T,ij}}_{\text{Turbulent Diffusion}} + \underbrace{P_{ij}}_{\text{production}} + \underbrace{\phi_{ij}}_{\text{Pressure Strain}} + \underbrace{\epsilon_{ij}}_{\text{Dissipation}} + \underbrace{F_{ij}}_{\text{Production by System Rotation}} \quad (5)$$

Où les différents termes (de gauche à droite) représentent, respectivement, la convection, la diffusion, la production, la contrainte-pression, dissipation visqueuse et la production supplémentaire des contraintes. Notez que les termes de convection et de production sont exacts, tandis que les termes restants doivent être modélisés [16]. Pour plus de détails, le lecteur pourra consulter, par exemple, les références [17, 18].

**4. TYPE DES CONDITIONS AUX LIMITES**

Les conditions aux limites du domaine de calcul sont présentées dans le tableau 1 et la figure 3

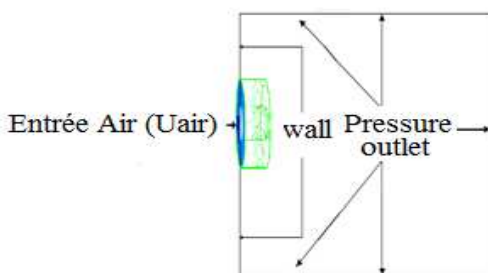


Figure 3 : Type des conditions aux limites utilisées

Tableau 1 :

Conditions de fonctionnements	Air
Diamètre hydraulique $D_{hydr}$ (m)	0.047
Intensité de turbulence à l'entrée (%)	4
Nombre de Reynolds (Re)	30000
Température à l'entrée (K)	363
Vitesse d'entrée (m/s)	6
Pression de sortie (Pa)	101325

**4.1 MAILLAGE**

La définition de la géométrie et la génération du maillage ont été réalisées à l'aide du mailleur «GAMBIT» [19], avec des mailles de forme tétraédrique à quatre (04) nœuds. Un raffinement des zones au voisinage de la sortie du diffuseur a été pris en compte pour capter les différents phénomènes qui peuvent intervenir dans ces zones, notamment les gradients de vitesse et de température (Figure 4). Des calculs sur différents maillage (Fig. 5), montre que la solution de la température axiale ne change

pas de manière significative. On peut donc conclure que la solution est indépendante du maillage. Dans cette étude, la température sans dimension  $Tr$ , les coordonnées  $r$ ,  $x$  sont normalisé dans la forme  $Tr=(T-T_a)/(T_0-T_a)$ ,  $r/D$  et  $x/D$  respectivement, avec  $T$  est la température du jet ,  $T_a$  est la température ambiante et  $T_0$  est la température maximale de l'air soufflé au niveau du diffuseur soufflage de  $x / D = 3, 5,7, 8$  et  $9$  respectivement sont présentés dans cette étude. Les modèles de  $k-\epsilon$  standard et contraintes de Reynolds (RSM) ont été utilisé pour la prédiction de l'écoulement turbulent. Les résultats des modèles numériques adoptés et les mesures expérimentales disponibles sont globalement satisfaisantes comme le montre la figure 6 et 7. Le long des coordonnées adimensionnelles radiales, les profils de température se déplacent à des valeurs élevées, diminues, et puis enfin approchent de ses valeurs asymptotiques qui se réfèrent à la température ambiante. Notons qu'avec le diffuseur à 11 ailettes l'écoulement d'écrit un grand épanouissement dans la direction radiale par rapport au diffuseur de 14 ailettes. Certaines différences par rapport aux données expérimentales ont été observées dans la zone proche de l'axe de  $x > 3D$ . Pour les stations  $x / D = 3, 5,7, \text{ et } 9$ , les deux modèles sous-estiment la valeur maximale sur l'axe. Notons que, les prédictions de température obtenues par le modèle des contraintes de Reynolds sont généralement en bon accord avec les données expérimentales dans la direction radiale. Les résultats numériques (Figure 6 et figure 7 ) montrent que la température axiale prédite par le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard et RSM sont en général en bon accord avec les données expérimentales [6] . Dans la direction axiale le diffuseur à 11 ailette un rapide stabilité de température par rapport au diffuseur de 14

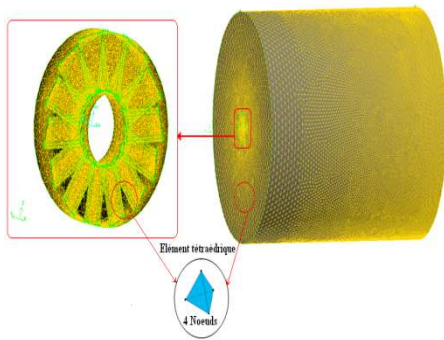


Figure 4 : domaine de maillage du calcul.

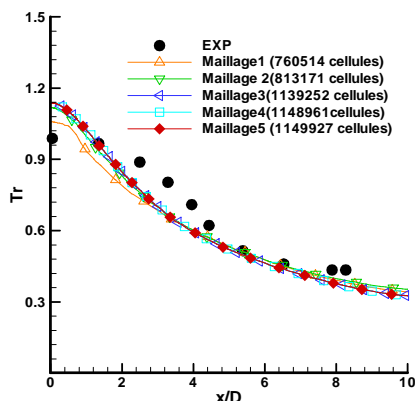


Figure 5 : indépendance de la solution du maillage

## 5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

### 5.1. Validation des résultats pour le diffuseur à 11 et 14 ailettes inclinés par 60°:

Les figures 6 et 7 présentent une comparaison des résultats numériques des diffuseurs de 11 et 14 ailettes avec les résultats expérimentaux [6]. Les températures adimensionnelles radiales à des distances du diffuseur des ailettes.

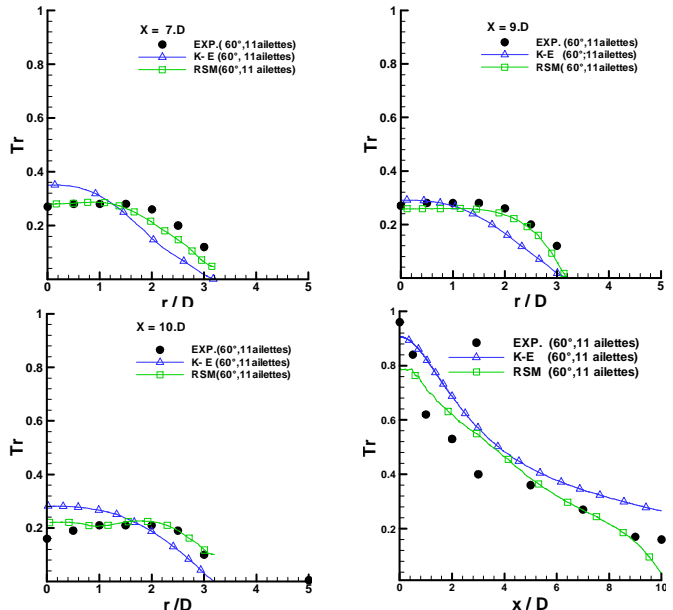
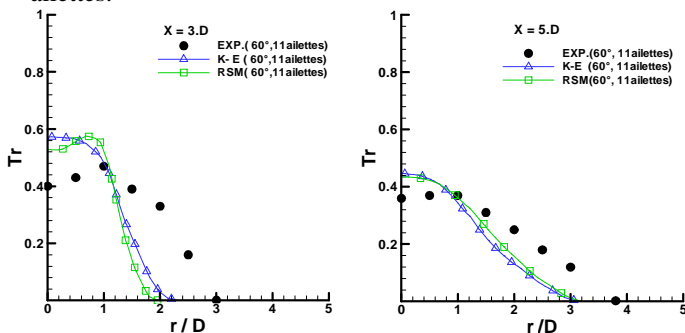


Figure 6 Comparaison des profils de températures adimensionnelles par le modèle de turbulence k-ε standard et RSM dans les directions radiale et axiale avec les résultats expérimentaux [6].

### 5.2. Distribution radiale des composantes de vitesse axiale (U), radiale (V) et tangentielle (W) à la station $x/D = 5$ .

La Figure.8 présente une comparaison des profils radiaux adimensionnels des composantes de vitesse axiale, radiale et tangentielle avec des résultats expérimentaux mesurés à la station  $x/D = 5$  [8]. Nous notons que le modèle k-ε sous-estime la valeur maximale des composantes de la vitesse à la station radiale  $r/d > 1$  de l'axe centrale. Quant au modèle des contraintes de Reynolds (RSM), il améliore considérablement la prédiction de cette quantité. Comme on peut le constater, les prédictions des profils de vitesse adimensionnelles dans la direction radiale en utilisant le modèle des contraintes de Reynolds sont généralement en bon accord avec les données expérimentales. Les deux modèles sous-estiment l'amplitude de la vitesse à la ligne centrale, en raison de la zone de recirculation interne, comme on peut le voir sur la figure 8. En dehors de cette zone, les modèles k-ε standard et les contraintes de Reynolds donnent un meilleur accord global avec les valeurs expérimentales sauf pour les vitesses tangentielles, nous remarquons que les résultats numériques sont beaucoup mieux précités avec le modèle des contraintes de Reynolds (RSM).

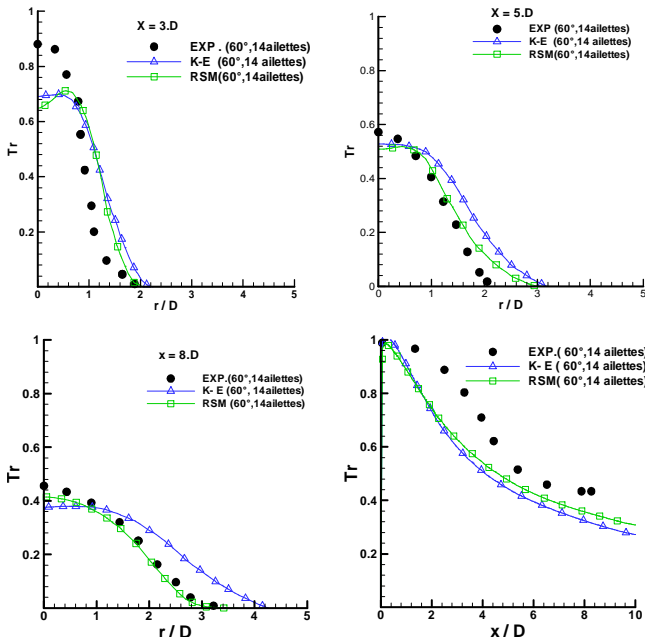


Figure 7 : Comparaison des profils de température réduite par le modèle de turbulence RSM et K-E dans les directions radiale (a) et axiale (b) avec les résultats expérimentaux [6] au niveau de station ( $x/D = 3, 5$  et  $8$ ).

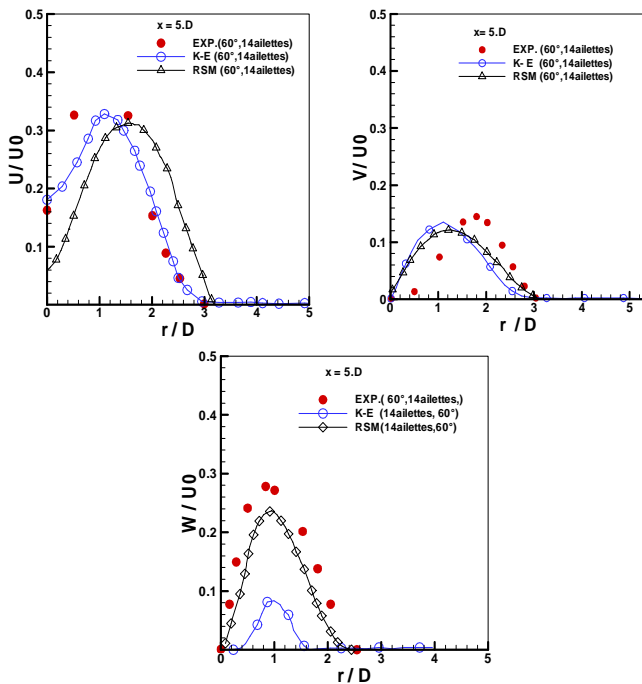


Figure 8 : Distribution radiale des composants axiale (U), radiale (V) et tangentielle (W) de la vitesse par le modèle k-ε standard et RSM avec les résultats expérimentaux [8] au niveau de la station  $x/D = 5$ .

### 5.3. Détermination du nombre d'ailettes optimal

#### 5.3.1. Température axiale

D'après la figure 9, la température axiale diminue à partir de l'origine de soufflage, le long de l'écoulement,

pour atteindre plus loin, la température ambiante (au-delà de  $x/D=8$ ). La température axiale diminue remarquablement avec l'augmentation du nombre d'ailettes. Par contre pour le cas de onze ailettes, la distribution décroît significativement et donne une rapide stabilité thermique que le diffuseur avec 14 et 17 ailettes

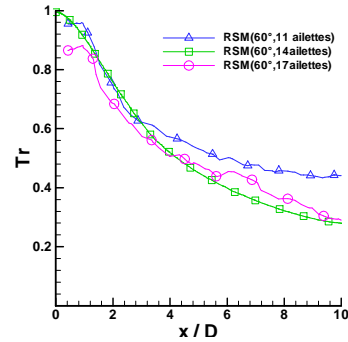


Figure 9 : Evolution des profils de températures axiales pour différents nombres d'ailettes (11,14 et 17) selon le modèle RSM.

#### 5.3.2. Température radiale

La figure 10 montre que au niveau des stations proches du diffuseur de soufflage, la diffusion radiale est presque la même pour les diffuseur au nombre d'ailettes 11, 14 et 17. Loin de ses stations, le nombre des ailettes joue un rôle important pour la distribution de la température radiale qui augmente remarquablement avec l'augmentation du nombre d'ailettes donc l'épanouissement de la température radiale est proportionnelle au nombre d'ailettes. Nous constatons que le nombre d'ailette (11) présente des résultats très intéressantes par rapport au nombre d'ailettes 14 et 17 ou l'épanouissement radiale du jet et la stabilisation thermique est satisfaisante par rapport aux deux configurations de diffuseur de 14 et 17 ailettes.

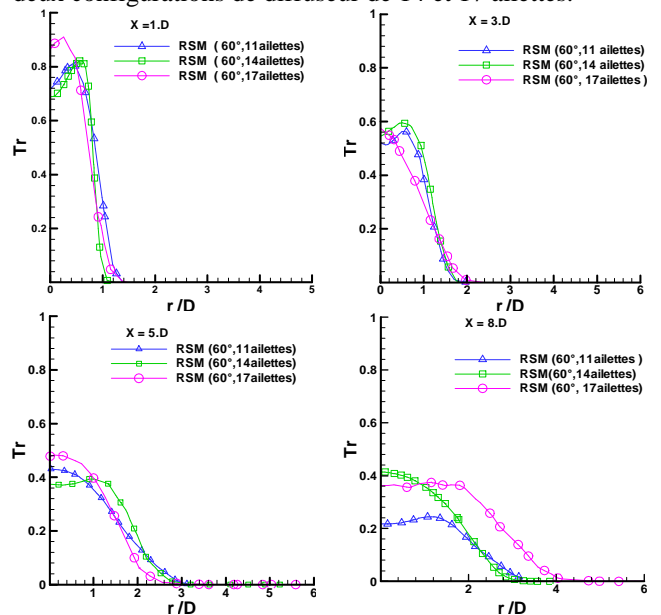


Figure 10 : Evolution des profils de températures radiales pour différents nombres d'ailettes (11, 14 et 17) selon (a) et (b) le modèle RSM.

## 6. CONCLUSION

L'optimisation des paramètres tels que la géométrie du diffuseur de soufflage d'air, le nombre d'ailettes, permettent d'améliorer la qualité d'homogénéisation thermique caractérisée par une grande zone de recirculation centrale, à l'intérieur de cette zone, les lignes de courants ce déplacent radialement pour élargir la distribution des températures moyenne suivant l'axe de jet tourbillonnaire. La température maximale est obtenue au niveau de la zone de recirculation centrale qui caractérise la zone de mélange. L'évolution du profil radial des températures, à une distance donnée de l'origine de soufflage, montre stabilité thermique plus rapide de cette température liée à un l'épanouissement plus important du jet. En comparant l'évolution de la température axiale et radiale, la configuration de jet ayant une inclinaison de  $60^\circ$  et un diffuseur comportant 11 ailettes représente une meilleure stabilité en température radiale avec une importante décroissance axiale. De toutes les configurations étudiées, cette dernière assure rapidement un maximum de stabilité de température radiale. Dans l'ensemble, les résultats obtenus avec le modèle de turbulence des Contraintes de Reynolds (RSM) sont en meilleur accord avec les données expérimentales [6] par rapport à ceux obtenus avec le modèle de turbulence k- $\epsilon$  standard. Le modèle RSM prend en compte les effets de courbures des lignes de courant et les changements rapides du taux de déformation d'une manière plus rigoureuse que le modèle k- $\epsilon$  standard.

### References

- [1] **Huang, Y.**, and **Yang, V.**, Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion, *Progress in Energy and Combustion Science*, 35, pp. 293-364, (2009).
- [2] **PRATTE, B.D.**, **KEFFER, J.R.**, The swirling turbulent jet, *Jl. of Engineering transactions of the J.S.M.E*, PP. 739-748(1972);
- [3] **Davis, M.R.**, Variable control of jet decay, *AIAA Journal*, 20, pp.606-609, (1982).
- [4] **Roudane, M.**, **Loukarfi, L.**, **Khelil, A.**, and **Hemis, M.**, Numerical investigation of thermal characteristics of confined rotating multi-jet, *Mechanics & Industry*, 14 , 04 , pp. 317-324, (2013).
- [5] **Khelil, A.**, **Naji, H.**, **Braikia, M.**, and **Loukarfi, L.**, Comparative investigation on heated swirling jets using experimental and numerical computations, *Heat Transfer Engineering*, 35,18, pp. 701-713,(2014).
- [6] **BRAIKIA, M.**, **LOUKARFI, L.**, **KHELIL, A.**, **NAJI, H.**, Improvement of thermal homogenization using multiple swirling jet, *Thermal Science*,16,1, pp. 239-250, (2012).
- [7] **BRANCI, N.**, Caractéristiques d'un multi jet tourbillonnaire à orifices déséquilibrés en position et en température, *Thèse d'ingénieur en mécanique*, Département Mécanique, Faculté de technologie, Université de Chlef, Algérie. (2009).
- [8] **FELLI, M.**, **FALCHI, M.**, **PEREIRA, F.G.A.**, Distance effect on the behavior of an impinging swirling jet by PIV and flow visualization, *Experiments in Fluids*, 48, pp.197-209. (2009).
- [9] **WANG, S. J.**, **MUJUMDAR, A.**, Flow and mixing characteristics of multiple and multi-set opposing jets, *Chemical Engineering and processing*, 46,pp.703-712,(2007).
- [10] **Thundil, K. R. R.**, **Ganesan, V.**, Study on the effect of various parameters on flow development behind vane swirlers, *International Journal of Thermal Sciences*, 47,pp.1204-1225, (2008).
- [11] **Ahmadvand, M.**, **Najafi, A.F.**, **Shahidinejad, S.**, An experimental study and CFD analysis towards heat transfer and fluid flow characteristic of decaying swirl pipe flow generated by axial vanes, *Meccanica*, 45,pp.111-129,(2010).
- [12] **Giorges, A.T.G.**, **Forney, L.J.**, **Wang, X.D.**, Numerical study of multi-jet mixing", *Chemical Engineering Research and Design*, 79, pp.515-521, (2001).
- [13] **Wang, S. J.**, **Mujumdar, A.**, Flow and mixing characteristics of multiple and multi-set opposing jets, *Chemical Engineering and processing*, 46, pp.703-712, (2007).
- [14] **Kucukgokoglan, S.**, **Aroussi, A.**, **Pickering, S. J.**, CFD simulations of two co-rotating burner flows, The 6<sup>th</sup> Asian symposium on visualization, 176, pp.1-6, (2001).
- [15] **Yongson, O.**, **Anjum, B.D.**, **Zainal, Z.A.**, **Aswatha Narayana, P.A.**, Airflow analysis in an air conditioning room, *Building and environment*,42,pp.1531-1537,(2007).
- [16] **El Drainy, Y.A.**, **Saqr, K.M.**, **Aly, H.S.**, and **Mohd Jaafar, M.N.**, CFD Analysis of incompressible turbulent swirling flow through zanker plate, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 3, 4, pp. 562-572, (2009).
- [17] **Fluent 6.3**, User's Guide, Fluent Inc., Lebanon, NH, 2009.
- [18] **Fadela, N.**, **Abbes, A.**, **Georgios, T.**, And **Bassam A.J.**, Reynolds Stress Transport Modeling of Film Cooling at the Leading Edge of a Symmetrical Turbine Blade Model, *Heat Transfer Engineering*, 29,11, pp.950-960, (2008).
- [19] **Gambit**, A CFD preprocessor, gambit 2.0 User's guide, Vol.2, Canterra, Lebanon, New, Hampshire, USA, (2002).