

Simulation numérique de dépôts de particules dans un échangeur par approche Euler – Lagrange

Souria HAMIDOUCHE^{1*}, Rémi GAUTIER¹, Kousseila ATSAID¹, Rafik OUCHENE², Serge RUSSEIL¹

¹IMT Nord Europe, Institut Mines-Télécom, Université de Lille, CERI Energie Environnement, F-59000 Lille, France

²ELISA Aerospace, F-02100, Saint Quentin

* (auteur correspondant : souria.hamidouche@imt-nord-europe.fr)

Résumé

Le dépôt de particules solides est investigué dans un échangeur à tubes elliptiques et ailettes planes continues par l'approche Euler-Lagrange. La déposition des particules est calculée grâce à l'implémentation de modèles issus de la littérature qui prennent en compte la vitesse critique et l'angle de dépôt d'une particule. Les effets de la variation du nombre de Reynolds, du modèle stochastique et de la taille des particules sur la déposition ont été investigués, de même que l'influence de différents paramètres géométriques (espacement inter-ailettes et l'ellipticité des tubes). Enfin, l'effet du dépôt sur le transfert thermique est mis en évidence grâce au développement d'un modèle simplifié 1D.

Nomenclature

b petit rayon de l'ellipse (m)	
d_p diamètre particule (m)	$V_{p,d}$ volume des particules déposées (m ³)
F_p pas entre deux ailettes, mm	F_g force de gravité (N)
τ_p^+ temps de relaxation adimensionné	F_B force d'Archimède (N)
ρ_f densité du fluide (kgm ⁻³)	F_p force de gradient de pression (N)
ρ_p densité de la particule (kgm ⁻³)	F_{LS} force portance (N)
μ viscosité dynamique (Pa.s)	F_d force de trainée (N)
λ conductivité thermique du fluide (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	F_{TH} force thermophorétique (N)
λ_p conductivité thermique de la particules, W.m ⁻¹ .K ⁻¹	u_r^* vitesse de cisaillement
m_p masse de la particule (kg)	ϕ densité de flux de chaleur (W/m ²)
N nombre de particules	
S_m surface de maille m ²	
T_s température (K)	
V_p volume d'une particule (m ³)	
	Re nombre de Reynolds $Re = \frac{U_{in} 2b}{\nu}$

1. Introduction

Dans un contexte de transition énergétique, les objectifs nationaux¹ et internationaux² contraignent de trouver de nouvelles solutions et de repenser tout le cycle de vie des composants et systèmes énergétiques. L'optimisation des échanges thermiques dans ces composants s'appuie souvent sur le développement de surfaces d'échange à géométries complexes. Cependant, l'encrassement des échangeurs reste un problème récurrent et très coûteux, à la fois sur le plan économique (maintenance) et énergétique (efficacité à long

¹ Loi énergie-climat

² L'accord de Paris, 2015

terme) qui est très peu pris en compte. L'analyse des phénomènes d'encrassement peut être réalisée directement à partir des caractéristiques de l'écoulement (quadrants, scalaire passif) ou par une approche lagrangienne [1], [2], [3] qui permet de suivre les particules tout au long de leurs trajectoires. Par ailleurs, la littérature montre que cette approche est, parfois, simplifiée où seule la force de trainée est prise en compte dans l'équation du mouvement de la particule, cf [4]. En principe, le mouvement d'une particule est gouverné par plusieurs forces et paramètres géométriques. A titre d'exemple, l'intégration de l'effet thermophorétique est essentielle dans les études traitant les échangeurs de chaleur cf. [5], [6], [7]. Par ailleurs, il a été démontré expérimentalement [8] et numériquement [6], [2], [9] que la variation de plusieurs paramètres liés à la géométrie de l'échangeur, à la physique de l'écoulement (vitesse) ainsi qu'à la géométrie des particules ont une influence sur le taux de dépôt. Différents types d'interactions peuvent coexister entre le fluide et ces particules. Elgobash (1994) [10] a défini trois interactions principales : « one-way coupling » où les particules sont de petites tailles et n'ont aucun effet sur l'écoulement [cf. 5]; « two way coupling », où les particules modifient les caractéristiques de l'écoulement. Lorsque la fraction volumique est supérieure à 0.001, les interactions sont multiples (fluide-particule, particule-fluide et particule-particule), on parle alors du « four-way coupling ». Dans notre cas, on prend en compte l'interaction « two way coupling ». Dans l'étude du dépôt, la prise en compte des propriétés mécaniques des particules et des parois de dépôt s'avère être le meilleur compromis et permet de définir une vitesse critique de dépôt et de rebond [11] et l'angle critique de dépôt [12]. Dans notre étude, on a considéré ces deux critères pour estimer le dépôt dans l'échangeur. Par ailleurs, l'effet du dépôt sur le transfert thermique est mis en évidence grâce au développement d'un modèle simplifié 1D.

2. Modèle numérique

2.1. Simulation URANS 3D

La modélisation de l'écoulement moyen, instationnaire, incompressible, a été effectuée par la méthode URANS 3D (Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes). Cette approche permet de résoudre les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie à l'aide du code commercial Star-CCM+ ® en utilisant la méthode des volumes finis. Le couplage vitesse-pression est basé sur l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Le domaine d'étude considéré est un échangeur de chaleur tubes et ailettes à quatre rangs de tubes elliptiques rangés d'une manière triangulaire (Figure 1). Cette géométrie est en lien avec une étude développée au sein de l'équipe par Toubiana et al [13], pour plus de détails sur les paramètres géométriques, le lecteur peut se référer à [13].

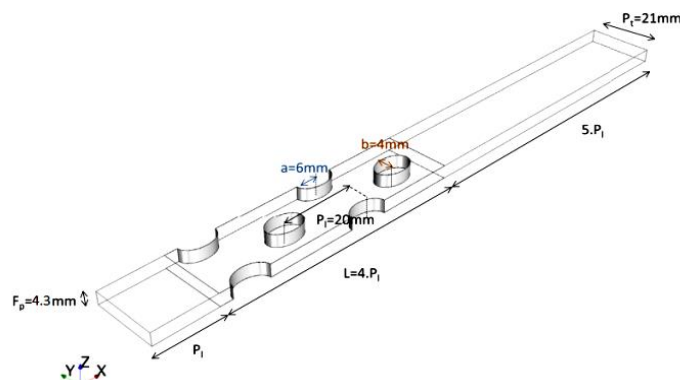


Figure 1: Domaine d'étude [13]. L'ellipticité des tubes est définie par $a/b=1,5$ où a et b sont respectivement les grands et petits rayons de l'ellipse.

Les conditions de périodicité sont imposées sur les parois latérales du domaine ainsi que sur les extensions amont et aval de l'échangeur de chaleur. Les propriétés thermo-physiques de l'air sont ($\rho_f = P/rT = 353,02 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$, $\lambda = 0,026 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $c_p = 1003,62 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$). Les conditions aux limites sont données dans le tableau ci-dessous :

$\mathbf{U}_{\text{inlet}}$	$\mathbf{I}_{\text{inlet}}$	$\mathbf{T}_{\text{inlet}}$	\mathbf{T}_p	$\mathbf{P}_{\text{oulet}}$
<i>m/s</i>	/	<i>K</i>	<i>K</i>	<i>Pa</i>
1, 2, 3 et 5	0,1	300	340	101310

Tableau 1 : Conditions aux limites. T_p : est la température des parois d'échange (tubes et ailettes)

L'approche URANS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) engendre des fluctuations instationnaires supplémentaires qui sont prises en compte dans l'estimation de l'énergie cinétique turbulente totale (TKE). La TKE totale est donc obtenue en faisant la somme de la TKE prédite par le modèle de turbulence noté « k » et de la nouvelle énergie cinétique caractérisée par les fluctuations instationnaires. Cette démarche est basée sur ce que l'on appelle la triple décomposition de Reynolds adoptée dans le cas particulier des approches URANS :

$$\text{TKE} = [k + \frac{1}{2} (\overline{u'u'} + \overline{v'v'} + \overline{w'w'})] \quad (1)$$

2.2. Modèle lagrangien

Le suivi lagrangien de particules solides, sphériques, avec un faible ratio de masse volumique ($\rho_f / \rho_p < 1$) a été adopté. La résolution de l'équation fondamentale de la dynamique pour chaque particule tenant compte des différentes forces pouvant être mises en jeu, s'écrit comme suit :

$$m_p \frac{d\mathbf{v}_p}{dt} = \mathbf{F}_g + \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_P + \mathbf{F}_{LS} + \mathbf{F}_D + \mathbf{F}_{TH} \quad (2)$$

L'utilisation de la méthode URANS fournit uniquement les propriétés physiques moyennes du fluide porteur. Afin de calculer les trajectoires des particules, le modèle de dispersion stochastique EIM (Eddy Interaction Model) [14] a été utilisé. Ce modèle utilise un processus stochastique pour reconstruire la vitesse instantanée du fluide porteur le long de la trajectoire de la particule. Dans notre étude, une attention particulière est mise sur la fraction volumique ($\Phi_p = NV_p/V$) pour s'assurer du respect des conditions du « two way coupling ». La figure 2 présente Φ_p en fonction du temps de relaxation τ_p^+ (équation 3) adimensionnée pour chaque diamètre de particule étudiée. Le temps caractéristique d'une particule pour répondre aux sollicitations du fluide est donné par le temps de relaxation ($\tau_p = \rho_f d^2 / 18\mu_f$).

$$\tau_p^+ = \frac{\tau_p}{\tau_e} = \frac{\rho_f d_p^2 u_\tau^{*2}}{18\mu_f \nu_f} \quad (3)$$

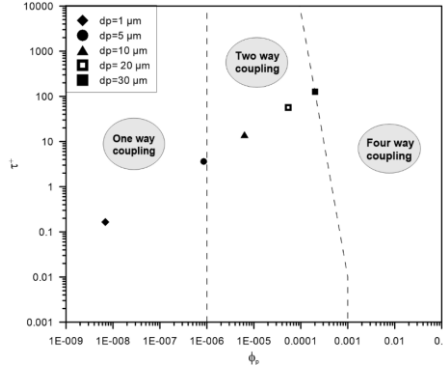


Figure 2 : Fraction volumique Φ_p de la phase dispersée en fonction du τ_p^+ [d'après 10].

Comme mentionné dans l'introduction, les conditions aux limites de dépôt sont définies par une vitesse critique [11] et un angle critique de dépôt [12]. Ces deux critères ont été implémentés dans le code de calcul Star-CCM+. L'objectif est également d'intégrer l'effet de cette couche dépôt sur le transfert thermique à travers la méthode développée dans la section suivante.

2.3. Modèle 1D pour l'estimation de l'effet du dépôt sur le Nusselt

Pour estimer l'influence du dépôt sur le transfert thermique, on a développé un modèle basé sur la résolution de l'équation de conduction 1D. Dans un premier temps, l'épaisseur du dépôt « e_d » équivalente moyennée sur la surface de chaque maille pariétale est estimée en tenant compte de la fraction volumique des particules déposées ($e_d = V_{p,d}/S_m$). Ce modèle 1D permet de modifier le champ de température imposé en fonction du nombre de particules déposées sur chaque maille.

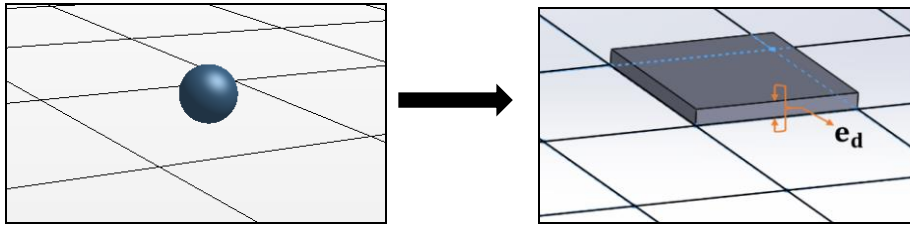


Figure 3: Dépôt de la particule sur une maille (gauche), épaisseur de dépôt équivalent (droite).

Dans cette configuration, la résolution de l'équation de conduction 1D revient à :

$$\phi = -\lambda_p \frac{dT}{dx} \approx -\lambda_p \frac{T_s - T_p}{e_d} \quad (4)$$

$$T_s = T_p - \frac{e_d}{\lambda_p} \phi = T_p - r_{th} \phi \quad (5)$$

T_s correspond donc à la température de surface d'échange de l'échangeur tenant compte de la résistance thermique imposée comme condition aux limites à chaque pas de temps.

3. Sensibilité au maillage et validation des résultats

Plusieurs modèles de turbulence ont été testés, le modèle de turbulence *URANS k- ω -SST* présente des résultats plus proches de ceux de la LES (Large-Eddy Simulation) de référence en termes d'échange thermique et d'énergie cinétique turbulente. Deux maillages ont été testés, un maillage polyédrique non-structuré et hexaédrique structuré pour un nombre de Reynolds 1500 (Figure 4).

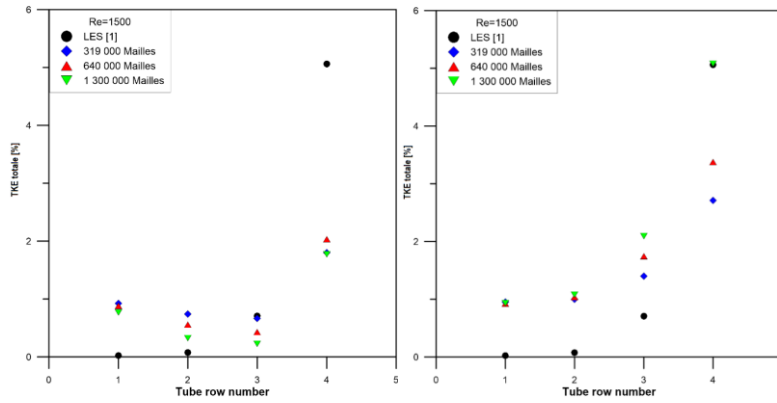


Figure 4: Influence du maillage sur les résultats de la TKE totale pour un $Re=1500$ (maillage polyédrique non-structuré à gauche et hexaédrique structuré à droite). le pas de temps (t) = 2.10^{-5} , 2.10^{-5} , et 7.10^{-5} pour le maillage 1, 2 et 3 respectivement

Ces résultats montrent que la transition laminaire/turbulent en fonction du rang de tube est globalement mieux prédite par le maillage hexaédrique. Les niveaux de l'énergie cinétique turbulente totale restent surestimés pour les premiers rangs de tube mais un bon niveau est obtenu sur le dernier rang de tube pour un maillage composé de plus de 1.3 millions de mailles. Une comparaison qualitative des topologies de transferts de chaleur sur les surfaces d'échange (non montrée ici) indiquent une également meilleure prédiction par le maillage structuré par rapport au maillage non structuré.

4. Résultats et analyse

Dans toutes les simulations présentées dans cette communication, le nombre total de particules injectées est de 2 205 000 sur une durée de 0,5 s. Pour atteindre ce nombre d'injection, 441 particules de diamètre de $5 \mu\text{m}$ ont été injectées dans le domaine à chaque pas de temps. Dans un premier temps, l'effet du modèle de dispersion (EIM) a été étudié pour un nombre de Reynolds de 1500. La Figure 5 rapporte l'évolution du taux de dépôt de particules, ainsi que de la distribution des particules déposées dans l'échangeur avec et sans le modèle EIM (La Figure 5-a).

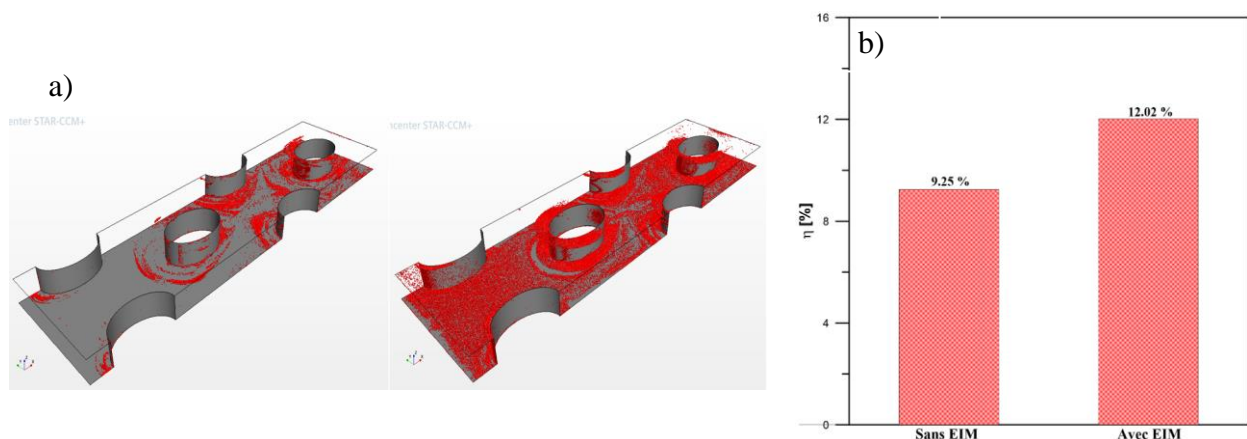


Figure 5 : a) Distribution des particules déposées (sans EIM à gauche, avec EIM à droite). Mise évidence en rouge des particules déposées. B) Taux de dépôt de particules (droite) où $\eta = \text{nb de particules déposées} / \text{nb de particules injectées} \times 100$

On constate que le modèle EIM influence considérablement le dépôt de particules. Cette influence est due au fait que le modèle EIM intègre les fluctuations de vitesse du fluide sur les particules et ici, le phénomène de turbophorèse s’amplifie et agit sur la vitesse de dispersion des particules en changeant leur trajectoire et favorisant ainsi leur accumulation en proche paroi.

4.1. Effet du nombre de Reynolds et du diamètre des particules injectées sur les caractéristiques de dépôt

La Figure 6-a montre le taux de dépôt η des particules en fonction du nombre de Reynolds (500, 1500, 2500, 3500, et 4500). Les résultats montrent que le taux de dépôt augmente avec l’augmentation du nombre de Reynolds jusqu’à une valeur critique ($Re=2500$) puis diminue au-delà de cette valeur critique. Ces résultats sont en bonne concordance avec les travaux de [8], [3]. Cette évolution est probablement due à l’augmentation du nombre de particules qui rentrent en collision avec les parois liées à l’augmentation des fluctuations de vitesses. Cependant, à partir d’un certain nombre de Reynolds ($Re=2500$ pour notre cas), la vitesse normale d’impact des particules avec la paroi devient plus importante que la vitesse critique de dépôt [11] donc les particules rebondissent au contact avec la paroi. Cela résulte d’une diminution du taux de dépôt à partir de $Re = 2500$. La Figure 6-b montre l’évolution du dépôt en fonction de la taille des particules. L’augmentation de la taille des particules engendre par conséquent une augmentation du poids et donc l’effet d’inertie. Les particules de petite taille $< 10\mu m$, ayant vitesse critique de dépôt faible, ont plus tendance à rebondir qu’à se déposer. De plus, l’effet de rebond contribue la diminution de taux de déposition pour des tailles de particules supérieures à $10\mu m$. Cette tendance a été observée également par [5].

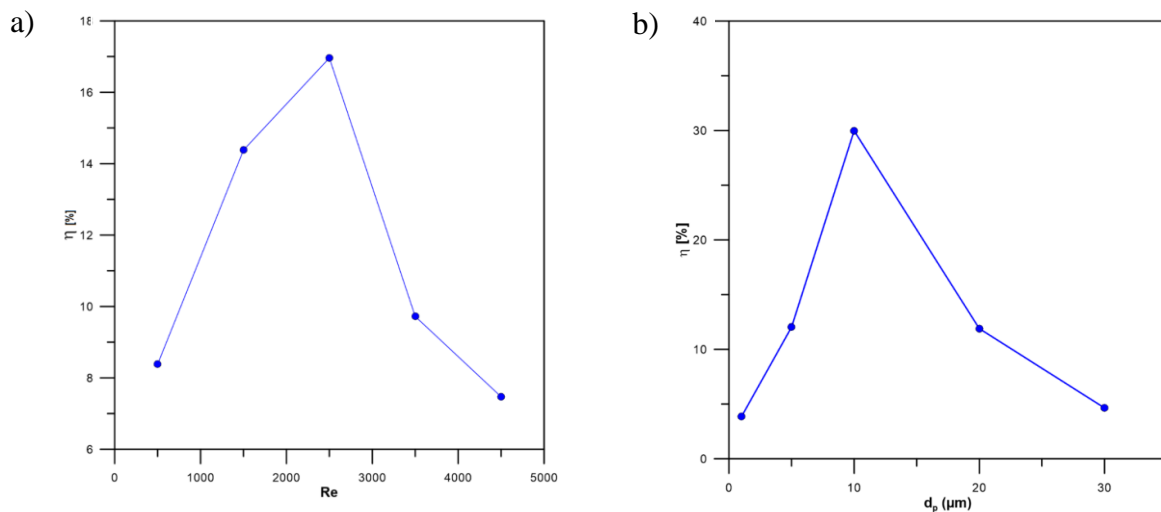


Figure 6 : a) Evolution du taux de dépôt en fonction du nombre de Reynolds. b) Evolution du taux de dépôt en fonction du diamètre des particules injectées ($Re=1500$).

4.2. Effet du dépôt sur le transfert thermique

Le modèle développé et implémenté dans le code de calcul (Equation 6), comme première approche, permet de suivre l’effet de dépôt des particules sur le transfert thermique. La Figure 7 montre que le nombre de Nusselt diminue au fur à mesure que la taille des particules augmente.

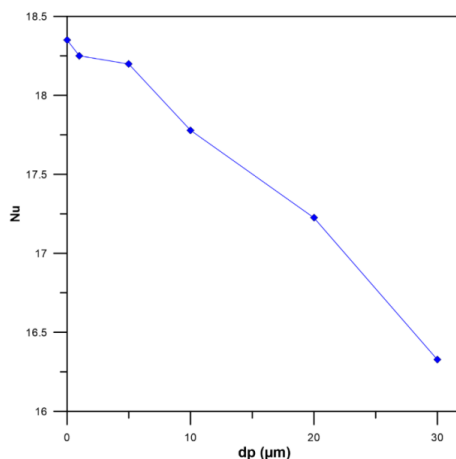


Figure 7 : Effet du dépôt sur le nombre de Nusselt global à $Re=1500$.

En effet, alors que le taux de déposition diminue pour des diamètres plus élevés ($>10\mu\text{m}$), la surface totale de dépôt est plus importante. Ceci explique cet effet sur le comportement du Nusselt global. Le modèle intégré dans le code du calcul permet de corriger la température de paroi induite par la résistance thermique. Cela engendre donc une résistance thermique supplémentaire importante due à la faible conductivité thermique des particules disposées en comparaison à celle des parois d'échange existantes.

4.3. Effet de l'espacement entre ailettes sur le dépôt

L'effet de la distance entre les deux ailettes F_p ($F_p = 4.3, 4.8, 5.3, 5.8 \text{ mm}$) et l'effet de l'ellipticité des tubes ($b = 3.5, 3.75, 4, 4.25 \text{ mm}$) sur le dépôt des particules dans l'échangeur de chaleur ont été étudiés. La figure 9 présente l'évolution du taux de dépôt η en fonction de l'espacement entre les deux ailettes de l'échangeur étudié pour un nombre de Reynolds de 1500.

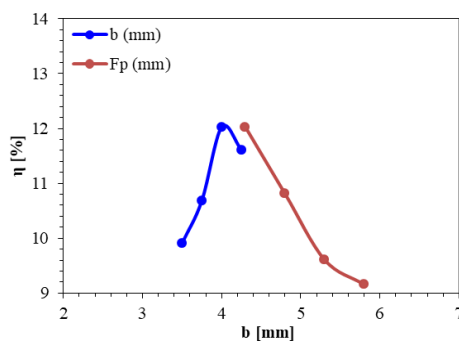


Figure 8 : Effet de l'espacement entre ailettes (F_p) et l'ellipticité des tubes (b) sur le taux de dépôt des particules ($Re=1500$), $d_p = 5 \mu\text{m}$.

La Figure 8 montre que le taux de dépôt des particules dans l'échangeur diminue linéairement avec l'augmentation de l'espacement entre les deux ailettes ([8], [15]). L'augmentation de l'espacement entre les ailettes de l'échangeur fait réduire le taux de dépôt de particules. Pour une augmentation de 1 mm, le taux de dépôt est passé de 12.02 à 9.6 %. A contrario, lorsqu'on diminue l'ellipticité des tubes le taux de dépôt augmente (au fur à mesure que le b augmente). Ensuite, il atteint un seuil critique. Au-delà, de ce seuil le taux de dépôt diminue.

5. Conclusion

L'influence du dépôt de particules sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes a été investigué. Un modèle de dépôt a été implémenté dans le code de calcul commercial Star-CCM+ et une approche a été développée afin d'estimer l'influence de dépôt de particules sur les échanges thermiques. L'effet de plusieurs paramètres numériques et physiques sur le dépôt de particules a été démontré, tels que le modèle stochastique EIM, le nombre de Reynolds, le diamètre des particules injectées, l'espacement inter ailettes et l'ellipticité des tubes. L'évolution du taux de dépôt, permettant de définir des valeurs critiques pour les différents paramètres physiques et géométriques étudiés : un nombre de Reynolds critique à 2500 et d_p à 10 μm . Enfin, le dépôt réduit l'efficacité des échanges thermiques dans l'échangeur de chaleur étudié, et cette réduction s'amplifie avec l'augmentation du diamètre des particules déposées.

Des études utilisant des simulations dites aux « grandes échelles » (LES) sont en cours de réalisation afin de s'affranchir des limitations des approches RANS/URANS. Des analyses complémentaires feront également l'objet de la prochaine étude pour compléter ces premiers résultats présentés dans cette communication, afin de déterminer plus finement les mécanismes mis en jeu dans le dépôt de particules dans les échangeurs de chaleur à géométries complexes.

Références

- [1] Y. Han, Y. Hu, F Qian , Effects of air temperature and humidity on particle deposition, *Chemical Engineering Research and Design*, 29 (2011), 2063-2069.
- [2] Z. Xu, A. Sun, Z. Han, X. Yu, Y. Zhang, Improvement of particle deposition model using random function method, *Building Environment*, 158 (2019), 192-204
- [3] Z. Xu, A. Sun, Z. Han, X. Yu, Y. Zhang, Simulation of particle deposition in a plate-fin heat exchanger using a particle deposition model with a random function method, *Powder Technology*, 355 (2019), 145-156.
- [4] F. Zhan, D. Zhuang, G. Ding, J. Tang, Numerical model of particle deposition on fin surface of heat exchanger, *international journal of refrigeration*, 72 (2016), 27–40.
- [5] H. Lu, T. Ma, L. Lu, Deposition characteristics of particles in inclined heat exchange channel with surface ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 161 (2020), 120289.
- [6] Z. Han, Z. Xu, X. Yu, A. Sun, Y. Li, Numerical simulation of ash particles deposition in rectangular heat exchange channe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 136 (2019), 767-776
- [7] Z. Han, Z. Xu, A. Sun, X. Yu, The deposition characteristics of micron particles in heat exchange pipelines, *Applied Thermal Engineering*, 158 (2019), 113732.
- [8] F. Zhan, D. Zhuang, G. Ding, P. Ju, J. Tang, Influence of wet-particle deposition on air-side heat transfer and pressure drop of fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124 (2018), 1230–1244
- [9] F. Wang, Y-L. He, S-Z. Tang, Z-X. Tong, Parameter study on the fouling characteristics of the H-type finned tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 112 (2017), 367-378.
- [10] S. Elghobashi On predicting particle-laden turbulent flows, *Applied Scientific Research*, 52 (1994), 309-329.
- [11] R. Brach, P. Dunn, A mathematical model of the impact and adhesion of Microspheres, *Aerosol Science and Technology*, 16:1 (1992), 51-64.
- [12] A. G. Konstandopoulos, Particle sticking/rebound criteria at oblique impact, *Aerosol Science*, 37 (2006), 292–305.
- [13] E. Toubiana, R.Gautier, D.Bougeard, S.Russeil, Large Eddy Simulation of transitional flows in an elliptical finned-tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences* 144 (2019), 158-172.
- [14] A. D. Gosman and E. Ioannides, Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors, *Journal Energy*, 7, (1983), 482-490.
- [15] F. Zhan, D. Zhuang, G. Ding, J. Tang, Numerical model of particle deposition on fin surface of heat exchanger, *international journal of refrigeration*, 72 (2016), 27–40.