



HAL
open science

Etude de l'influence de l'amplitude d'onde sur le transfert thermique et les pertes de charge dans un tube ondulé

M. Z. Dar Ramdane, M. Hamel, Zine Dellil, Abbès Azzi

► To cite this version:

M. Z. Dar Ramdane, M. Hamel, Zine Dellil, Abbès Azzi. Etude de l'influence de l'amplitude d'onde sur le transfert thermique et les pertes de charge dans un tube ondulé. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00166308

HAL Id: hal-00166308

<https://hal.science/hal-00166308v1>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE L'AMPLITUDE D'ONDE SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET LES PERTES DE CHARGE DANS UN TUBE ONDULÉ

M.Z. DAR RAMDANE, M. HAMEL, Z. DELLIL et A. AZZI.

Laboratoire de Mécanique Appliquée, Faculté de Génie Mécanique
Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, ALGÉRIE
darramdane77@yahoo.fr, hamel_moh78@yahoo.fr, zine.dellil@yahoo.fr,
azzi@algeriecom.com.

Résumé : Dans ce travail on présente une étude numérique des caractéristiques dynamiques et thermiques d'un écoulement turbulent de convection forcée le long d'un tube à paroi ondulée. L'analyse de l'écoulement turbulent et la prévision des échanges thermiques pour plusieurs tubes de différentes amplitudes d'ondulation sont effectuées en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle de turbulence $k-\omega SST$ implémentés dans le code de calcul ANSYS CFX 10.0. En effet l'ondulation de la paroi contribue à la destruction de la couche limite thermique, principal obstacle au transfert de chaleur. Cette amélioration est accompagnée par une augmentation des pertes de charges, et nécessite par conséquent plus de puissance de pompage. En comparant avec un tube cylindrique lisse, le tube ondulé a permis d'avoir une augmentation de 1,31 % jusqu'à 18,04 % dans le nombre de Nusselt.

Mots clés : Tube à paroi ondulée, amplitude, transfert de chaleur, ANSYS CFX 10.0.

1. INTRODUCTION

La technique d'augmentation du transfert de chaleur par des parois ondulées est une caractéristique très importante dans la conception des échangeurs de chaleurs compacts tel que le montre les nombreuses recherches empiriques et les études numériques rapportées par la littérature. Le processus physique d'augmentation du transfert de chaleur vient du fait que la forme ondulée de la surface détruit la couche limite formée et permet le remplacement continu du fluide près de la paroi solide. Par conséquent, le meilleur des solutions est de produire le minimum de perte de charge pour un maximum du transfert de chaleur.

Le présent travail traite le problème du transfert thermique d'un écoulement turbulent dans des tubes ondulés en tenant compte de l'impact de l'amplitude de l'ondulation sur le transfert de chaleur et les pertes de charges. L'analyse de l'écoulement turbulent et la prévision des échanges thermiques est effectuées sur plusieurs tubes de différente amplitude en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle de turbulence $k-\omega SST$ (Shear Stress Transport) implémentés dans le code de calcul ANSYS CFX 10.0.

2. GEOMETRIE ET MAILLAGE

La conduite cylindrique à paroi ondulée présentée à la figure 1 a un diamètre $d=0,1m$ et se compose de 10 ondulations, chaque ondulation à une forme sinusoïdale; la longueur d'onde est $\lambda = 1d$. Les ondulations sont précédées et suivies d'une section plate à l'entrée et à la sortie

de longueur de $10d$ et $3d$ pour l'ajustement et le rétablissement de l'écoulement. L'amplitude de l'ondulation amp est variée de $0,01d$ jusqu'à la valeur de $0,07d$. Pour tracer la ligne sinusoïdale on utilise l'équation suivante :

$$y(x) = amp * \sin\left(\frac{2\pi}{H} * x\right) \quad (1)$$

Le logiciel ANSYS ICEM CFD 10.0 est utilisé pour générer la géométrie et le maillage de la conduite ondulée. Dans cette étude on utilise un maillage en "O" de type hexahedral avec un raffinement près des parois (fig. 2).

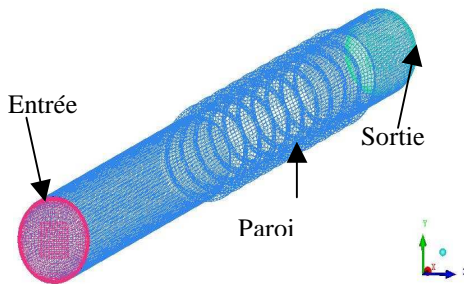


Figure 1 : La géométrie et le maillage de la conduite ondulée

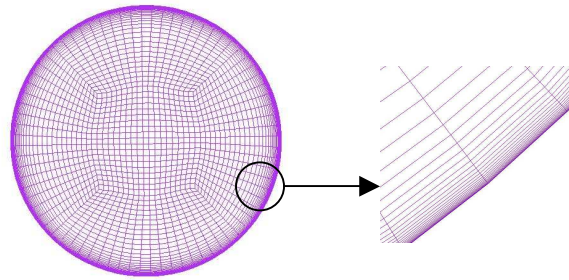


Figure 2 : Le maillage en "O" de type hexahédral de la surface d'entrée

3. MODÈLE DE TURBULENCE

Pour tous les problèmes de mécanique des fluides, en général, et particulièrement dans les conduites, les équations utilisées dérivent généralement des équations de conservations de la masse, de quantité de mouvement, d'énergie et l'équation d'état du fluide. Afin de prédire la distribution du champ des vitesses moyennes et de la température moyenne, il est nécessaire d'adopter des hypothèses pour trouver un moyen raisonnable pour modéliser les contraintes de Reynolds et les flux turbulents. L'une des méthodes de résolution statique des équations de Navier-Stokes en écoulement turbulent consiste à adopter l'hypothèse faite par Boussinesq (1877). Dans cette méthode, on fait une analogie entre les contraintes visqueuses τ_{ij} et le tenseur des tensions turbulentes apparentes (Tenseur de Reynolds $-\rho \overline{u_i u_j}$) en introduisant une viscosité turbulente μ_t qui sera donc calculée par le modèle à deux équations $k-\omega SST$.

Le modèle de turbulence $k-\omega SST$ [1] est basé sur le transport de la contrainte de cisaillement turbulent et donne des prévisions fortement précises du début et de la quantité de séparation de l'écoulement sous des gradients défavorables de pression. L'idée derrière le modèle SST est de combiner le modèle $k-\varepsilon$ [2] et le modèle $k-\omega$ [3] à l'aide de la fonction de mélanges $F1$ qui est égal à 1 près de la paroi et à zéro loin de cette dernière. Il active le modèle de Wilcox ($k-\omega$) dans la région près de la paroi et le modèle $k-\varepsilon$ pour le reste de l'écoulement.

4. SIMULATION NUMERIQUE

4.1. Définition du domaine de calcul

Le domaine de calcul est défini à l'aide du module CFX-Pre du code de calcul ANSYS CFX 10.0 ; tout d'abord, on définit le fluide qui est l'air; le régime est stationnaire, le modèle

de turbulence est celui de $k-\omega SST$. Les conditions aux limites à chaque surface du domaine de calcul pour toutes les simulations sont les suivantes :

- L'entrée : le régime de l'écoulement est subsonique, l'intensité de la turbulence =5 %, la vitesse de l'écoulement d'air à l'entrée est de 1 m s^{-1} , et la température de l'air est de 20°C .
- La sortie : le régime de l'écoulement est subsonique, et la pression statique moyenne est 0 Pa.
- Les parois : lisses, fixes et avec une température constante de 40°C .

La méthode numérique des volumes finis, est utilisée avec un schéma de convection de haute précision pour résoudre les équations moyennes de Reynolds. L'algorithme de résolution est détaillé dans la référence [4].

4.2. Écoulement et transfert de chaleur dans la conduite ondulée

L'écoulement dans la conduite ondulée d'une amplitude $\text{amp}=0,07d$ est simulé numériquement avec les conditions aux limites citées au dessus; les résultats de la simulation montrent que l'écoulement est uniforme dans la partie lisse de la conduite mais à la première rencontre avec l'ondulation il commence à se perturber; le contour de la vitesse dans un plan de symétrie représenté dans la figure 3, montre que la vitesse a des valeurs minimales dans le creux de l'ondulation et des valeurs plus élevées au sommet, les ondulations constituent une succession de convergent - divergent où le sommet correspond au col, c'est pour cela que la vitesse est plus élevée dans cette région, loin des parois et au tour de l'axe de la conduite la vitesse prend sa valeur maximale qui diminue au fur et à mesure que le fluide passe par une ondulation; la figure 4 montre la recirculation tourbillonnaire dans le creux, c'est la cause la plus importante des pertes de charge dans la conduite. Les tourbillons existent dans chaque creux à cause du gradient favorable de la pression comme il apparaît clairement de la répartition du coefficient de pression sur la paroi montrée dans la figure 5.

La distribution du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt sont représentés dans la figures 5, leur allure est la même le long de la conduite; à la section d'entrée où la vitesse est imposée constante, les deux quantités prennent leur valeur maximale à cause de l'inexistence des couches limites dynamique et thermique, cette valeur diminue avec le développement des deux couches limites. Une périodicité du profil du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement est remarquée à partir de la 8^{ième} ondulation. Quant au coefficient de pression, on note que la périodicité est présente pour l'ensemble des ondulations.

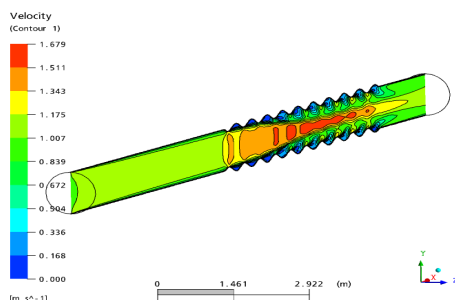


Figure 3 : Contour de vitesse dans le plan de symétrie

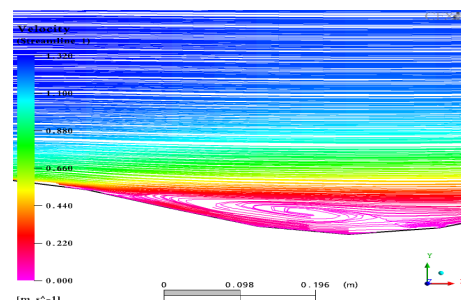


Figure 4 : Lignes de courants dans le creux de l'ondulation

4.3. Influence de l'amplitude de l'ondulation

Le calcul numérique est effectué pour différentes valeurs d'amplitude allant de 0,01d

jusqu'à la valeur de 0,07d afin d'étudier l'influence de la variation de l'amplitude de l'ondulation sur les pertes de charge et le transfert thermique.

Pour une seule ondulation (fig.7) le coefficient de frottement augmente au sommet et décroît au creux de cette dernière. L'augmentation de ce coefficient au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive pour les amplitudes de 0,01 à 0,05d et à partir de l'amplitude de 0,07d il y a une augmentation brusque de ce coefficient due à la diminution de la section de passage. Au creux de l'ondulation les valeurs du C_f se rapprochent.

Quant au coefficient de pression c'est l'effet inverse qui est observé, en effet, on assiste à une chute importante de ce coefficient au sommet pour l'amplitude de 0,07d et une augmentation au creux de l'ondulation pour les différentes valeurs d'amplitudes (fig. 5).

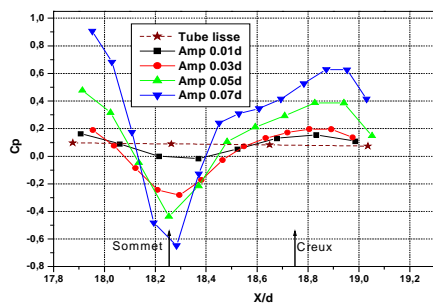


Figure 5 : Variation du coef. de pression dans le tube ondulé pour différentes amplitudes

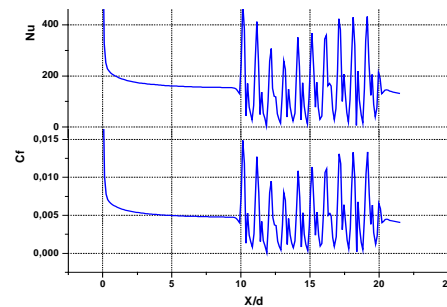


Figure 6 : Variation du nombre de Nusselt et du coef. de frottement dans le tube ondulée

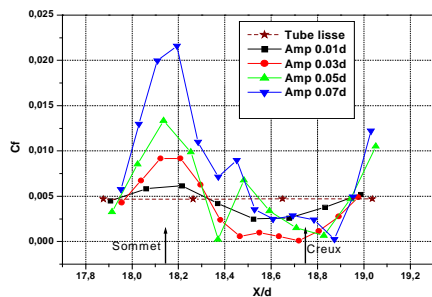


Figure 7 : Variation du coef. de frottement dans le tube ondulé pour différentes amplitudes

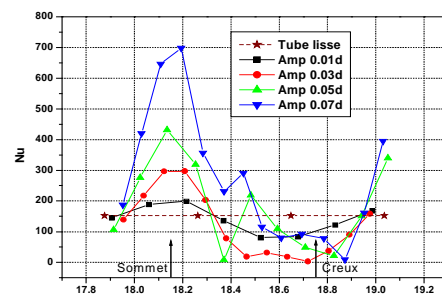


Figure 8 : Variation du nombre de Nusselt dans le tube ondulé pour différentes amplitudes

Concernant le nombre de Nusselt présenté dans la figure 8, il est clair qu'il suit la variation du C_f . L'augmentation de ce nombre au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive due à l'augmentation de la vitesse. Globalement, une augmentation de la valeur de l'amplitude s'accompagne avec une augmentation du nombre de Nusselt moyen et du coefficient de frottement (Tableau 1).

amplitude	Conduite lisse	0,01d	0,03d	0,05d	0,07d
Nu_{moy}	152,32	154,32	157,44	168,89	179,80
$C_{f,moy}$	$4,70 \cdot 10^{-3}$	$4,99 \cdot 10^{-3}$	$5,07 \cdot 10^{-3}$	$5,32 \cdot 10^{-3}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$

Tableau 1 : Valeurs moyennes de Nu et C_f pour différentes valeurs d'amplitude

Pour le tube ondulé l'augmentation du nombre de Nusselt est de 1,31 % jusqu'à 18,04 %

par rapport au tube lisse, par contre on remarque une augmentation de 6,17 % jusqu'à 43,61 % pour le coefficient de frottement.

CONCLUSION

Dans cette étude on a présenté les résultats obtenus pour les configurations géométriques à savoir tube lisse, tube ondulé avec une amplitudes d'ondulations qui varie de $0,01d$ jusqu'à $0,07d$. Suite aux résultats obtenus on note que du point de vue thermique la géométrie ondulée permet un bon échange de chaleur tout en tenant compte des pertes de charge occasionnées. Les résultats obtenus montrent que le tube ondulé favorise le transfert de chaleur par convection, mais il cause beaucoup de pertes de charges. Malgré les minimes pertes de charges dans le tube lisse se dernier n'est pas appréciable en ce qui concerne le transfert de chaleur.

Nomenclature

amp	amplitude de l'ondulation, m	x, y, z	coordonnées cartésiennes, m
C_f	coefficient de frottement,	Symboles grecs	
C_p	coefficient de pression,	ρ	masse volumique du fluide, kg/m^3
d	diamètre de tube, m	λ	longueur d'onde, m
Nu_d	nombre de Nusselt ($\bar{h}d/k$)	μ_t	viscosité dynamique turbulente, $Pa \cdot s$
Pr	nombre de Prandtl, ($\mu C_p/k$)	τ	contrainte de cisaillement, N/m^2
Re	nombre de Reynolds, (Ud/ν)	Exposant, Indices	
T	température du fluide, K	i, j, k	Indices matriciels
U	vitesse moyenne du fluide, m/s		

Références

- [1] F.R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA-Journal*, Volume 32, pp 8, 1994.
- [2] S. V. Patankar et D. B. Spalding, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Volume 15, pp 1778-1806, 1972.
- [3] D.C. Wilcox, Multiscale model for turbulent flows, *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1986.
- [4] Documentations CFX, Solver Theory, 2003.