

## OPTIMISATION DES ECHANGES THERMIQUES EN CONVECTION FORCEE AU NIVEAU D'UN ECHANGEUR A AILETTE

M. Guemmadi, R. Aggoun & A. Gahmousse

Département de génie mécanique, Laboratoire Numérisé de Turbomachines  
Université Cheikh Larbi Tébessi, route de Constantine, 12000 Tébessa.

### RESUME

Les échanges thermiques, en convection forcée, d'un condenseur faisant partie d'un climatiseur, en position verticale ont été modélisés numériquement par un programme écrit sous Matlab. La simulation et les traitements des échanges sont réalisés en optimisant le coefficient d'échange ainsi que la puissance échangée par mètre linéaire de condenseur. Les résultats obtenus permettent un dimensionnement optimal des systèmes pouvant être utilisés dans différentes conditions de fonctionnement.

Mots clés : échanges thermiques – convection forcée – modélisation numérique

### INTRODUCTION

Le but de ce travail consiste à optimiser l'échange de chaleur thermique par convection forcée en régime laminaire au niveau d'un condenseur faisant partie d'un climatiseur. Pour ce faire il faut optimiser le coefficient d'échange moyen ainsi que le flux de chaleur échangé.

Le calcul du coefficient d'échange moyen exige la connaissance de la distribution de la température, nous obligeant à utiliser l'équation d'énergie dans laquelle apparaît la vitesse du fluide en écoulement. Par conséquent nous écrivons les équations de Navier-Stokes, ainsi que les équations de continuité et d'état.

Pour l'optimisation de l'échange thermique on va chercher l'espacement optimal entre deux ailettes consécutives correspondant à leurs dimensions et à la vitesse du ventilateur.

### CONVECTION FORCEE

#### Equations différentielles régissant l'échange de chaleur par convection forcée

Le condenseur à ailettes faisant l'objet de notre calcul fait partie d'une installation de machine frigorifique. La machine est un climatiseur, fonctionnent avec du R22, en régime stationnaire, dans les conditions suivantes :

$T_o = 40 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $T_p = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Le condenseur comporte des ailettes rectangulaire et verticale, de largeur  $l$  et de longueur  $L$  (figure1).

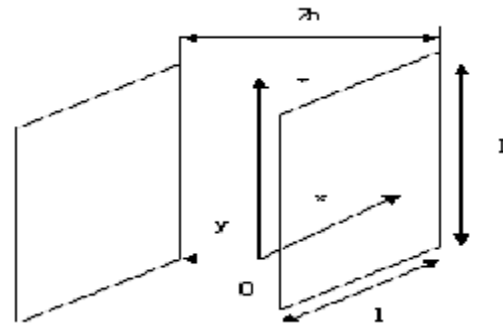


Fig .1 Ailettes du condenseur en position verticale  
 $2d$  : distance entre deux ailettes adjacentes

Les plaques sont supposées isothermes et d'efficacité égale à l'unité. Le tube cylindrique dans lequel circule le Fréon n'est pas pris en compte dans le modèle.

Les équations générales de la convection forcée pour un fluide à viscosité constante, sont [4] :

- l'équation de la conservation de la quantité de mouvement pour un fluide visqueux :

$$\rho \mathbf{v} \cdot \text{grad } \mathbf{v} = -\text{grad } p + \rho \mathbf{g} + \mu \Delta \mathbf{v}$$

où  $\mathbf{v}$  est la vitesse du fluide, de composantes  $u$  et

$v$ ;  $\text{grad } \mathbf{v}$  est le tenseur défini par la fonction vectorielle  $\mathbf{v}$ .

$\mathbf{g}$  : l'accélération de la pesanteur .

$\mu$  : la viscosité dynamique.

$\rho$  : la masse volumique.

$P$  : la pression du fluide.

- l'équation de la conservation de la matière est:

$$\text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0$$

- l'équation de la conservation de l'énergie pour un fluide en mouvement :

$$\overline{v \cdot \text{grad} T} = a \Delta T$$

où  $a$  est la diffusivité thermique.

On suppose que l'air se comporte comme un gaz parfait .

### Conditions aux limites

◆ Sur la paroi des ailettes , située en  $y = d$  , on a également ,  $u(x, y = d) = v(x, y = d) = 0$ .  
Les ailettes sont supposées être isothermes et l'on a  $T(x, y = d) = T_p$ .

◆ Les conditions aux limites pour  $x = 0$  sont :  
 $u(x = 0, y) = U_0$  ,  $v(x = 0, y) = 0$  ;  $T(x = 0, y) = T_0$  .

On considère seulement la moitié du canal d'écoulement de l'air par suite de la symétrie du phénomène . La coordonnée  $y = 0$  est située au milieu de l'intervalle entre les deux ailettes et l'on a en  $y = 0$ , par suite de la symétrie des distributions des vitesses et des températures :

$$\left[ \frac{\partial u}{\partial y} \right]_{y=0} = \left[ \frac{\partial v}{\partial y} \right]_{y=0} = \left[ \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} = 0$$

### Résolution numérique

La résolution du système d'équations régissant l'échange de chaleur par convection forcée est effectuée par la méthode des différences finies (schéma implicite [5] [6]) , avec un maillage rectangulaire .

Les équations de la convection forcée sont résolues pour un portant sur les variables  $x$  ,  $y$ . Les études numériques , en régime stationnaire , ont été effectuées avec les données suivantes :

$$L=0.41\text{m} , l=0.07\text{m} , e=0.02 \cdot 10^{-3}\text{m} , \lambda=0.0283\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1} , Pr=0.698, \nu=1.96 \cdot 10^{-5}\text{m}^2\text{s}^{-1} , T_p=50^\circ\text{C} , T_0=40^\circ\text{C}$$

### Vitesse de l'air entre les plaques

Les figures (2) , (3) et (4) représentent les variations de la composante  $u$  de la vitesse de l'air entre les plaques en fonction de  $y$  pour différentes valeurs de l'écartement entre les ailettes .

Pour une distance entre les plaques ;  $2d = 2\text{mm}$  ; on obtient une faible vitesse à la sortie du « canal » délimité par les plaques verticales , en partie inférieure de celles-ci .

L'accroissement de l'espacement permet d'augmenter la vitesse de l'air à la sortie . Pour  $2d = 4\text{mm}$  , on obtient  $u = 1.8\text{ms}^{-1}$  et pour  $2d = 6\text{mm}$  , on obtient  $u \cong 2\text{ms}^{-1}$  .

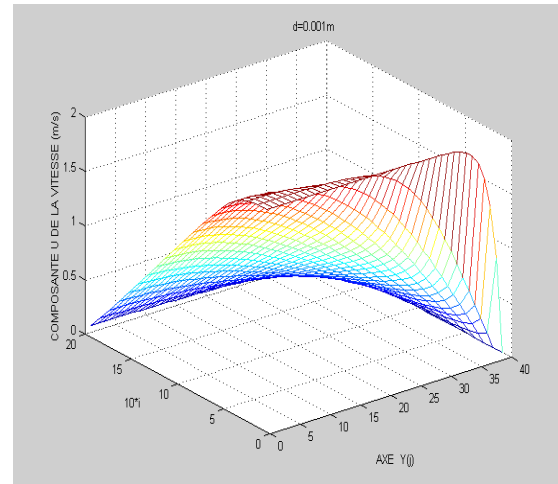


fig.2 Composante  $u$  de la vitesse de l'air  
 $u_0 = 2\text{ms}^{-1}$  ,  $L=0.41\text{m}$  ,  $l=0.07\text{m}$  ,  $d=0.001\text{m}$   
 $dx=5 \cdot 10^{-6}$  ,  $dy=3.5 \cdot 10^{-4}$

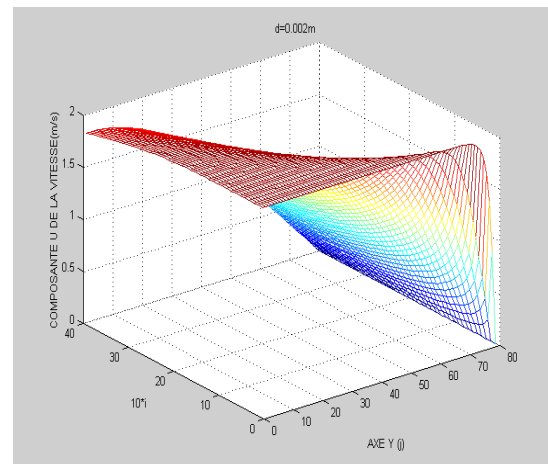


fig.3 Composante  $u$  de la vitesse de l'air  
 $u_0 = 2\text{ms}^{-1}$  ,  $L=0.41\text{m}$  ,  $l=0.07\text{m}$  ,  $d=0.002\text{m}$   
 $dx=5 \cdot 10^{-6}$  ,  $dy=3.5 \cdot 10^{-4}$

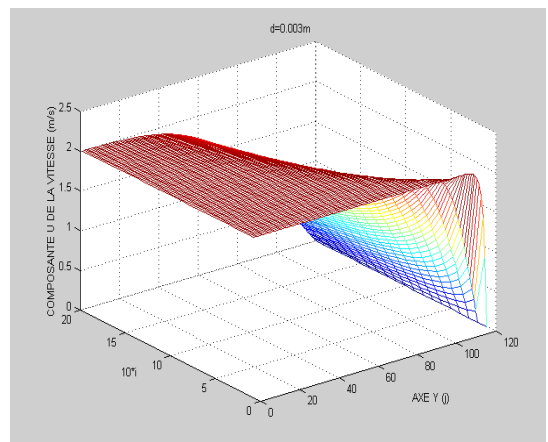


fig.4 Composante  $u$  de la vitesse de l'air  
 $u_0 = 2\text{ms}^{-1}$  ,  $L=0.41\text{m}$  ,  $l=0.07\text{m}$  ,  $d=0.003\text{m}$   
 $dx=5 \cdot 10^{-6}$  ,  $dy=3.5 \cdot 10^{-4}$

### Température de l'air entre les plaques

Les figures (5), (6) et (7) représentent les variations de la température de l'air entre les plaques en fonction de y pour différentes valeurs de l'écartement entre les ailettes. Pour une distance entre les plaques,  $2d = 2\text{mm}$ , ce qui permet de donner une chance à l'air de se réchauffer plus ( $T \approx 50^\circ\text{C}$  à la sortie).

L'accroissement de l'espacement permet d'augmenter la vitesse de l'air. Alors il ne se réchauffe pas de la même façon que dans le premier cas et sa température à la sortie diminue. On obtient  $T=44.7^\circ\text{C}$  pour  $2d = 4\text{mm}$ . Dans le troisième cas où  $2d = 6\text{mm}$ , la température de l'air devient plus faible que dans les deux cas précédents.

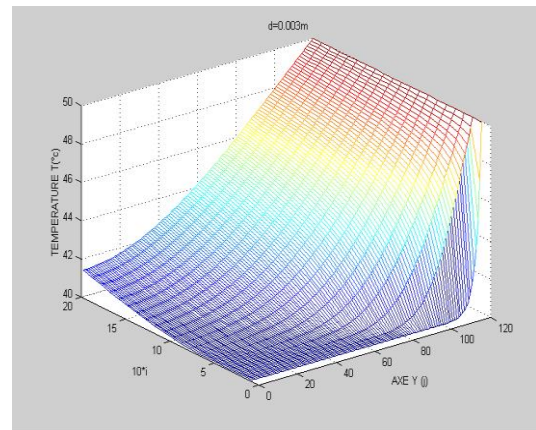


fig.7 Distribution de la température de l'air  $u_o=2\text{ ms}^{-1}$ ,  $L=0.41\text{ m}$ ,  $l=0.07\text{ m}$ ,  $d=0.001\text{ m}$   
 $dx=5.10^{-6}$ ,  $dy=3.5.10^{-4}$

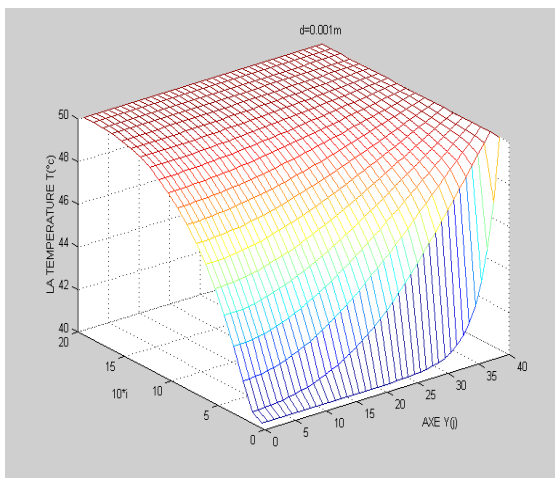


fig.5 Distribution de la température de l'air  $u_o=2\text{ ms}^{-1}$ ,  $L=0.41\text{ m}$ ,  $l=0.07\text{ m}$ ,  $d=0.001\text{ m}$   
 $dx=5.10^{-6}$ ,  $dy=3.5.10^{-4}$

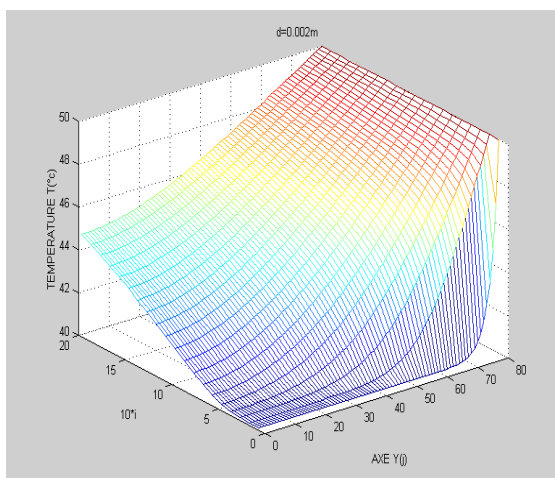


fig.6 Distribution de la température de l'air  $u_o=2\text{ ms}^{-1}$ ,  $L=0.41\text{ m}$ ,  $l=0.07\text{ m}$ ,  $d=0.002\text{ m}$   
 $dx=5.10^{-6}$ ,  $dy=3.5.10^{-4}$

### Coefficient d'échange thermique

L'expression du coefficient d'échange thermique est alors :

$$h(x) = \frac{\lambda_{air}}{(T_p - T_o)} \left. \frac{\partial T(x,y)}{\partial y} \right|_{y=d}$$

On calcule numériquement le coefficient d'échange moyen à partir de la formule suivante :

$$h_{moy} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \frac{\lambda}{T_p - T_o} \times \frac{T_p - T_{i,M-1}}{\Delta y}$$

On obtient les variables du coefficient d'échange h représentées sur la figure (8), où le coefficient augmente avec l'espacement entre les ailettes avant d'atteindre la valeur limite correspondant au cas d'une seule ailette  $h = 22.7\text{ Wm}^{-2}\text{ K}^{-1}$ .

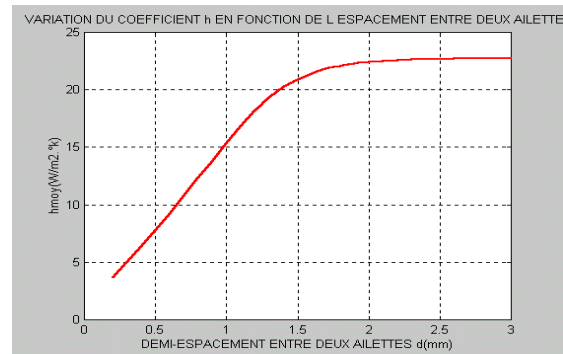


fig.8 Variation du coefficient d'échange h en fonction de l'intervalle  $2d$  entre deux ailettes

## Puissance échangée par mètre linéaire du condenseur

La puissance thermique  $\phi$  échangée par mètre linéaire du condenseur est donné par :

$$\begin{aligned} \phi &= h_{\text{moy}} \times S_{\text{aiT}} \\ \text{où } S_{\text{aiT}} &= S_{\text{ai}} \times 2 \times (N_{\text{ai}} - 1) \\ S_{\text{ai}} &= l \times L \\ N_{\text{ai}} &= \frac{1 + 2d}{2d + e} \end{aligned}$$

On obtient les variations de la puissance échangée par mètre linéaire du condenseur représentées sur la figure (9). La valeur maximale, pour  $d = 0.0011 \text{ m}$ , correspond à une puissance échangée  $\phi = 402.8 \text{ wk}^{-1}$

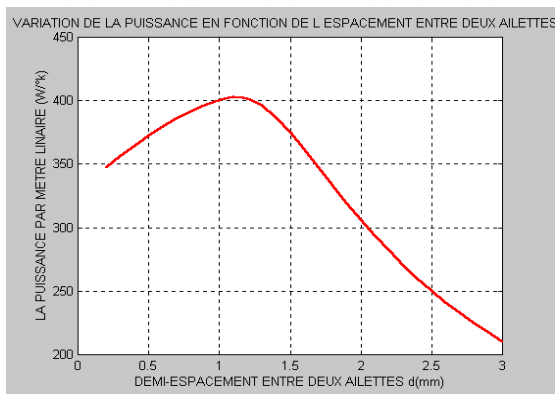


fig.9 Variation de la puissance échangée par mètre linéaire du condenseur en fonction de l'espacement  $2d$  entre deux ailettes

## CONCLUSION

Cette étude avait pour objectif d'étudier l'optimisation des échanges thermiques par convection forcée au niveau du condenseur à ailette faisant partie d'un climatiseur individuel, destiné à fonctionner dans des conditions climatiques telles que celles de la région de Tébessa où la température extérieure de base est estimée à  $40^\circ\text{C}$ .

Les résultats obtenus par simulation numérique montrent qu'il existe un écartement entre les ailettes optimisant l'échange de chaleur par mètre linéaire du condenseur correspondant à la vitesse du ventilateur et de la largeur des ailettes.

Cet optimum devrait être pris en considération lors de la fabrication des condenseurs.

De plus les valeurs du coefficient d'échange moyen trouvées dans le cas d'une seule ailette correspondant à un espacement assez grand diffèrent très peu (12%) de celles données par la relation semi-empirique [11], sachant que cette dernière correspond bien à la convection mixte (naturelle et forcée).

## REFERENCES

- [1] W.M. Kays "Convective heat and mass transfer" 1966
- [2] H. Mc Graw "Analytical methods in conduction heat transfer" 1971
- [3] H. Schlichting "Boundary-layer theory" Mac Graw Hill 1987
- [4] A. Leontiev "Théorie des échanges de chaleur et de masse" 1985
- [5] G. Whéathey "Applied numerical analysis" Fourth Edition
- [6] D. Euvrard "Résolution numérique des équations aux dérivées partielles" 2<sup>ème</sup> Edition 1986
- [7] M. Kaviany "Principles of convective heat transfer" 1994
- [8] A. Bouvenot "Transferts de chaleur" Préface de H. Condanne 1981
- [9] J. Courtois "Matlab 5.2 et 5.3 et Simulink 2 et 3" Buch.2000
- [10] R. Aggoun, J. Hladic et M. Soulas "Optimisation des échanges thermiques en convection naturelle d'un évaporateur atmosphérique de pompe à chaleur" Entropie N°151, 1989.
- [11] D.R. Rousse, R. Dumont & B. Paquet "Convection forcée" 1997.
- [12] G. Morin "La transmission de la chaleur – Généralités : La conduction" tome 1, Québec, 1989.
- [13] J. Padet "Principes des transferts convectifs" Polytechnica, 1997
- [14] J.F. Sacadura "Initiation aux transferts thermiques", 1993.
- [15] S. Whitaker "Forced convection heat transfer calculations for flow in pipes past flat plate, single cylinders, and for flow in packed beds and tubes bundles Journal, 18, pp. 361-371, 1972.
- [16] A.A. Zukauskas & A.B. Ambrazyavichyus "Heat transfer of a plate in a liquid flow", Int. J. Heat Mass Transfer, 3, 305, 1961.