

MODELISATION DES PERTES DE CHARGE DANS UNE CONDUITE CYLINDRIQUE MUNIE DES CHICANES RECTANGULAIRE

N. CHOUCANE, A. MALTI

Departement Génie Mécanique & Energétique, Université de Biskra 07000 –Algérie
ch_nacer@yahoo.fr

RESUME

En vue, d'optimiser les performances thermiques des échangeurs et des capteurs solaires plans à air, on introduit dans le conduit utile des rugosités artificielles de formes diverses dites chicanes. Les chicanes contribuent à la création des écoulements turbulents et à l'intensification du transfert de chaleur par conduction, par convection et par rayonnement.

Cependant l'introduction des chicanes est induite pour l'accroissement des pertes de charge, qui s'implique par une puissance mécanique importante pour le pompage du fluide caloporteur.

Dans cette étude expérimentale on s'intéresse à l'estimation par des approches empiriques les pertes de charge occasionnées par des chicanes (obstacles) rectangulaires avec une partie supérieure inclinée réalisée de tôle d'acier galvanisé d'épaisseur 0,4 mm.

Un dispositif expérimental est mis au point pour mesurer les pertes de charge induites par les chicanes du l'amont jusqu'à l'aval du conduit utile. Par la méthode de l'analyse dimensionnelle, on a pu établir des corrélations pour évaluer les pertes de charge en fonction du régime d'écoulement et des géométries de disposition et de configuration des chicanes (des géométries différentes de la disposition des chicanes sur l'aire de la configuration).

MOTS CLES: Pertes de charge, corrélations, géométries de disposition, chicanes, nombre de Reynolds, insolateurs plans.

ABSTRACT

In order to optimize the thermal performance of exchangers and planar solar collectors, artificial roughnesses of various shapes, called baffles, are introduced into the useful duct. The baffles contribute to the creation of turbulent flows and the intensification of heat transfer by conduction, convection and radiation.

However, the introduction of the baffles is induced by the increase of the pressure losses, which is implied by an important mechanical power for the pumping of the heat transfer fluid.

In this experimental study we are interested in the empirical estimation of the pressure losses caused by rectangular baffles with an inclined top made of galvanized steel sheet 0.4 mm thick.

An experimental device is developed to measure the pressure losses induced by the baffles from the upstream to the downstream of the useful duct. By the method of dimensional analysis, correlations were established to evaluate the pressure losses as a function of the flow rate and the geometries of the layout and configuration of the baffles.

NOMENCLATURE

| | |
|---------------|---|
| ΔP | : Pertes de charge [N/m^2]. |
| ρ | : Masse volumique de l'air [kg/m^3] |
| D_H | : Diamètre hydraulique [m] |
| V | : Vitesse de l'air [m/s] |
| μ | : Viscosité dynamique [$Kg/m.s$] |
| ε | : Rugosité absolue [m] |
| L | : Longueur conduite [m] |

| | |
|----------------------|---|
| $P_{\varepsilon-ch}$ | : Pas entre deux chicanes adjacent [m] |
| $P_{\varepsilon-r}$ | : Pas entre deux rangées successives de chicanes [m] |
| L_{ch} | : Longueur d'une chicane [m] |

1 INTRODUCTION

L'adjonction des chicanes dans la veine d'écoulement fluide a pour but essentiel d'optimiser les performances thermiques des échangeurs de chaleur et particulièrement dans les capteurs solaires plans à air. Pour intensifier l'échange thermique entre les surfaces d'échanges on a recours à diverses méthodes, parmi elles l'adjonction d'obstacles métalliques assimilées à des rugosités artificielles le long du plan d'écoulement de la veine fluide, ceci s'est avérée d'une importance remarquable.

Les chicanes ont de multiples rôles; elles contribuent à la réduction des zones mortes dans la veine d'écoulement fluide et améliorent le transfert de chaleur par la création d'écoulement turbulent dans la veine d'air. Cependant, leur présence se manifeste par une augmentation sensible des pertes.

Plusieurs travaux ont été effectués dans ce domaine par de plusieurs auteurs on peut citer les travaux suivants:

BHAGORA, SAINI et SOLANKI [2002], KARWA, SOLANKI et SAINI [1999] ont traité dans leurs études l'augmentation des performances thermiques de l'écoulement dans un canal rectangulaire muni des chicanes transversales, et ont examiné aussi l'influence des paramètres géométriques suivants tel que représentés par la figure (01).

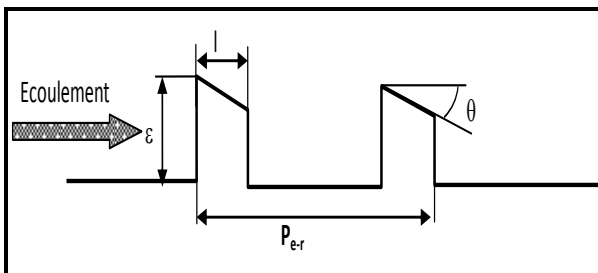


Figure (01): Paramètres géométriques des chicanes transversales en forme de nervure

CHAUBE, SAHOO et SOLANKI [2006] ont traité uniquement des chicanes transversales continues (figure (02)). Ils ont confirmé que le maximum d'échange convectif local se trouve au niveau des points de rattachement de l'écoulement. Ils ont utilisé le coefficient de performance comme paramètre de comparaison entre les différentes configurations muni des chicanes et le cas lisse.

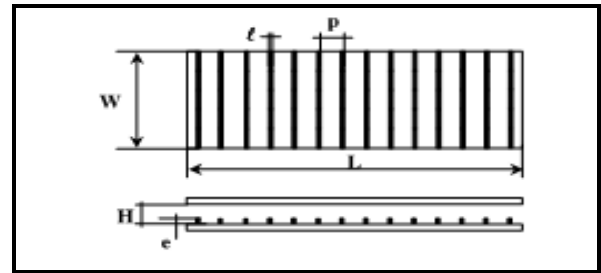


Figure 02: Configurations de chicanes continues

Au lieu d'utiliser des chicanes transversales qui occupent toute la largeur du canal d'écoulement (chicane continue), une variante consiste à positionner des chicanes discontinues comme représentés sur la figure (03) issue de l'étude de CAVALLERO et TANDA [2002]. Ils ont comparé aussi dans leurs études les différentes configurations présentées sur la figure (03) par rapport au cas lisse. La comparaison est effectuée ici à débit fixé et identique pour tous les cas suscités (non pas à pertes de charges identiques). Les résultats donnent, pour les chicanes transversales continues, un coefficient d'échange d'un rapport d'environ 2 fois comparé au cas lisse et d'un rapport 3 pour les chicanes discontinues.

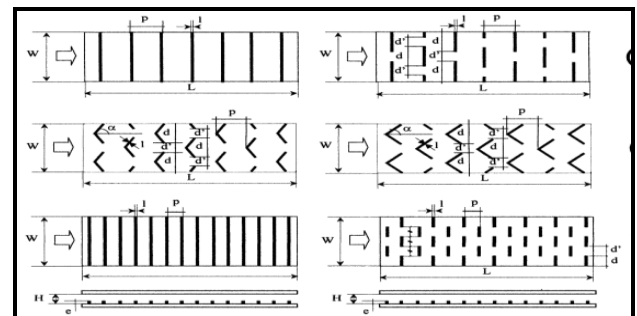


Figure 03: Configurations de chicanes continues ou discontinues

G.TANDA [2004] a réalisé une étude expérimentale sur de nombreuses configurations des chicanes différentes. Pour des pertes de charge données, il trouve deux configurations à des niveaux de transfert convectif équivalent. Ces deux configurations sont représentées sur la figure (04- a et b).

Il est difficile de ressortir des conclusions des résultats de G.TANDA [2004] puisqu'il a souvent fait varier plus d'un paramètre à la fois d'une configuration à l'autre, cependant il en ressort que les chicanes discontinues offrent de meilleures performances thermiques que les chicanes continues.

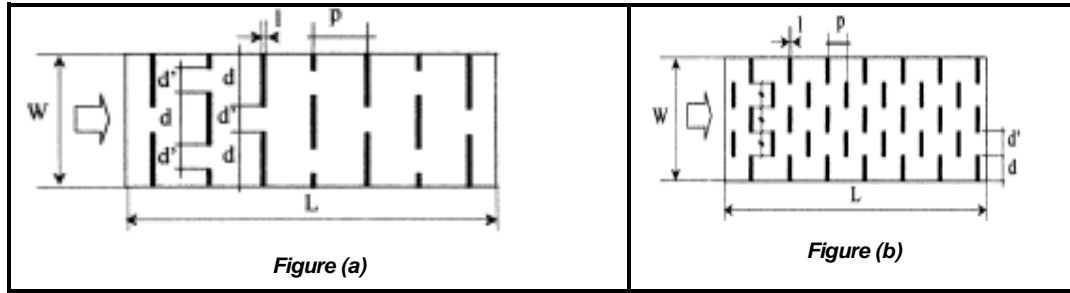


Figure (04): Configurations de chicanes discontinues

TANDA[2004], KARWA [2003], MOMIN, SAINI et SOLANKI [2002], BHAGORIA, SAINI et SOLANKI [2002] ont effectué des travaux sur les chicanes en formes de V.

Les travaux effectués par G.TANDA [2004] sur des chicanes en forme de V fig.(...), montrent que cette configuration de chicanes est moins performante en comparaison avec celles de formes transversales continues,

ce n'est pourtant pas le résultat de plusieurs auteurs qui ont également étudiés des configurations similaires à ce type d'ailettes.

Les travaux de KARWA [2004] et MOMIN, SAINI et SOLANKI [2002] prouvent que les meilleures performances sont réalisées en présence de la configuration en forme en V dans le sens opposé à l'écoulement.

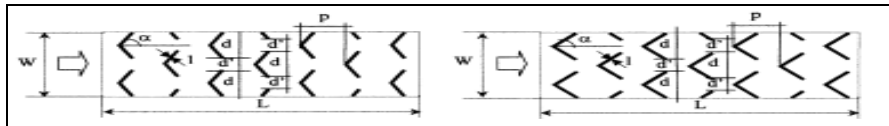


Figure (05): Conduit muni des chicanes disposées en quinconce en forme de V

JAUROKER, SAINI et GADHI [2006] utilisent des rainures pratiquées entre deux nervures. Les résultats obtenus montrent que dans cette configuration, les échanges convectifs sont meilleurs qu'avec ceux obtenus en présence des chicanes en formes de nervures transversales, tandis que le coefficient de frottement est légèrement supérieur.

- Les parties inclinées des chicanes forment des rétrécissements et des élargissements brusques vis-à-vis du plan supérieur à l'écoulement, ce qui permet la création des tourbillons à axes horizontaux fig. (10). (selon l'axe horizontal)
- L'alternance conjuguée des tourbillons à axe vertical et à axe horizontal crée un désordre le long de la veine d'eau mobile en écoulement, ce qui intensifie la turbulence et améliore sensiblement le transfert de chaleur par convection.

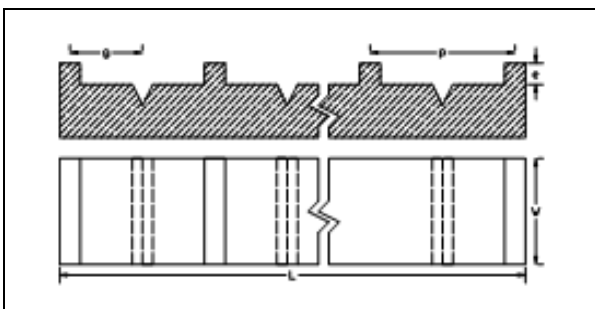


Figure 06 : Configuration avec nervures et rainures

Dans le présent travail, des chicanes de forme rectangulaire sont implantées normalement au plan de l'écoulement du conduit en plusieurs rangées, avec une partie supérieure inclinée fig. (08). Cette configuration a de multiples raisons :

- Création des tourbillons à axes verticaux sur le plan d'écoulement due aux rétrécissements et élargissements brusques par suite des espaces réduits séparant deux chicanes de la même rangée.

2 DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le dispositif expérimental est réalisé au département de génie mécanique de l'université Mohamed khider – Biskra. Il s'agit d'une conduite cylindrique en plastique de longueur globale 12 mètres et de diamètre 160 mm (fig. (07)).

Une rugosité artificielle se représente sous forme des chicanes en aluminium de formes rectangulaire comportent deux parties, une partie est de 1 cm de largeur avec une autre partie supérieure inclinée est de 1.5 cm. Les incidences de la partie supérieure inclinée sont de 30°, 60°, 120°, 150°.

A l'intérieur de la conduite les chicanes sont disposées en deux principales configurations. Une des configurations est rangée de manière uniforme et l'autre en en rangé quiconque (fig. (09)). L'écoulement de l'air est assuré par

un aspirateur et les pertes de charge seront mesurées à l'aide d'un capteur différentiel de pression. Cette étude expérimentale consiste à effectuer des prises de mesure des pertes de charge entre l'amant et l'aval du conduite en

fonction de différentes valeur de débit volumique de l'air , et pour diverses mode de disposition et configuration des chicanes.

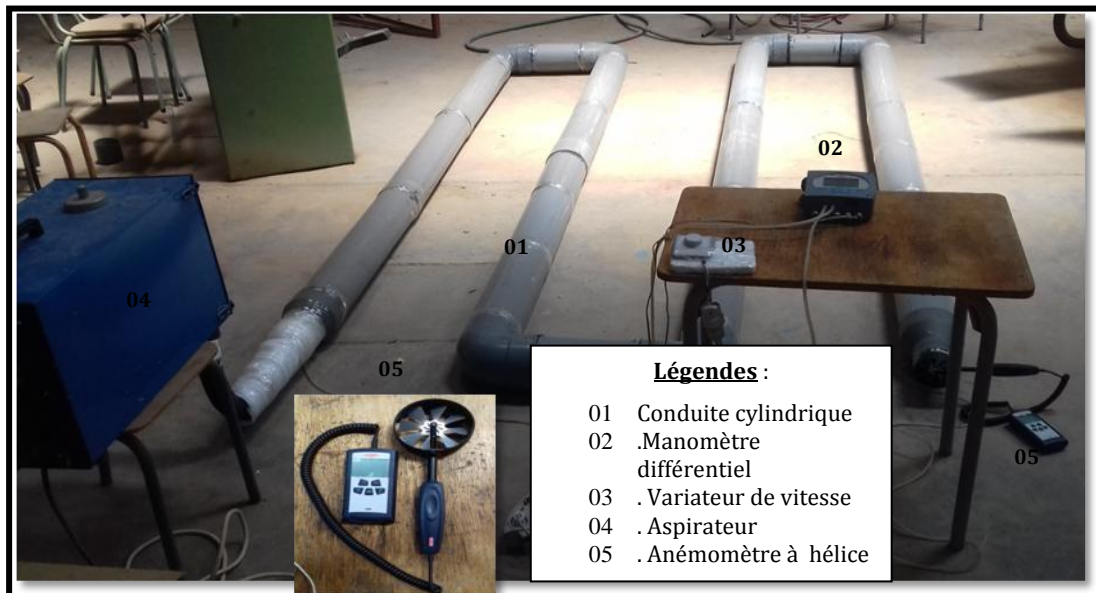


Figure 07: Dispositif expérimental

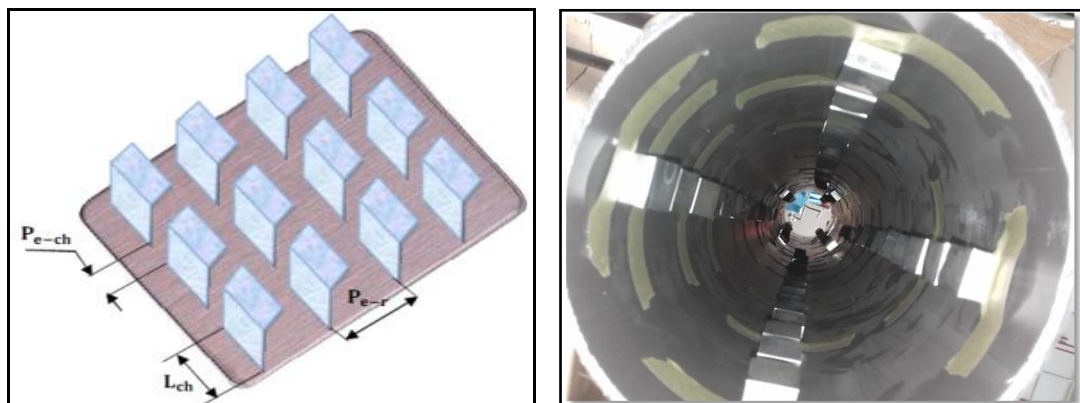


Figure 08: Forme des chicanes (Chicane rectangulaire

Les mesures des pertes de charge ont été pris dans un premier temps pour un canal lisse (sans chicanes) et ceci pour différents valeurs de débit,

en deuxième étape les mêmes mesures ont été prise pour les différentes configurations de chicanes fig. (09).

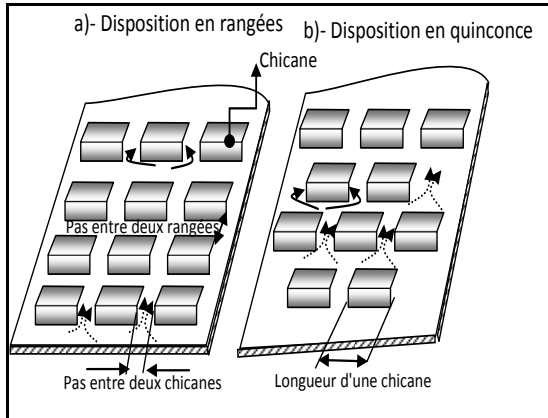


Figure 09: Schéma de disposition des chicanes

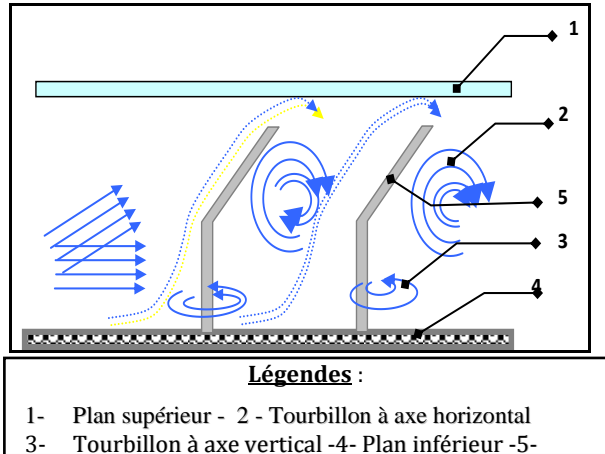


Figure 10: Schéma d'interaction du fluide vis-à-vis des chicanes

3 RESULTATS OBTENUS

Les résultats obtenus montrent que les pertes de charge enregistrées sont de plus en plus accentuées en présence des chicanes notamment pour les incidences de 60 et 120°. Lorsque le pas relatif entre les chicanes et les rangées est

réduit, elles sont plus importantes dans le cas de la disposition en quinconce que dans le cas où celles-ci sont alignées en rangées (11 et 12).

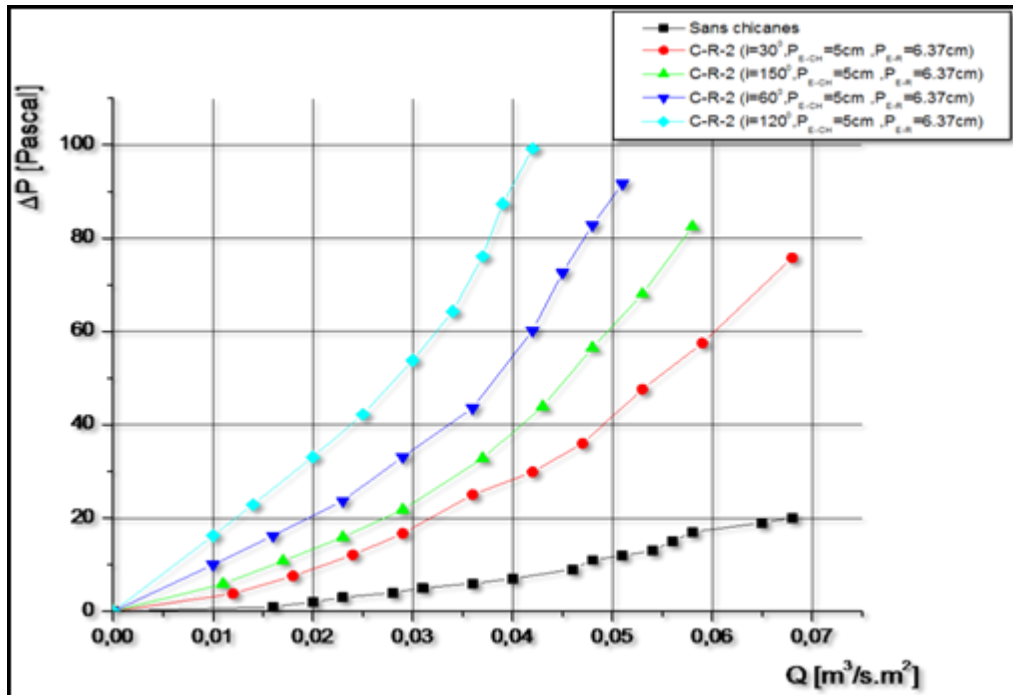


Figure (11) : L'évolution des pertes de charge en fonction du débit volumique en présence des chicanes rectangulaires disposées en rangées comparativement à un conduit lisse

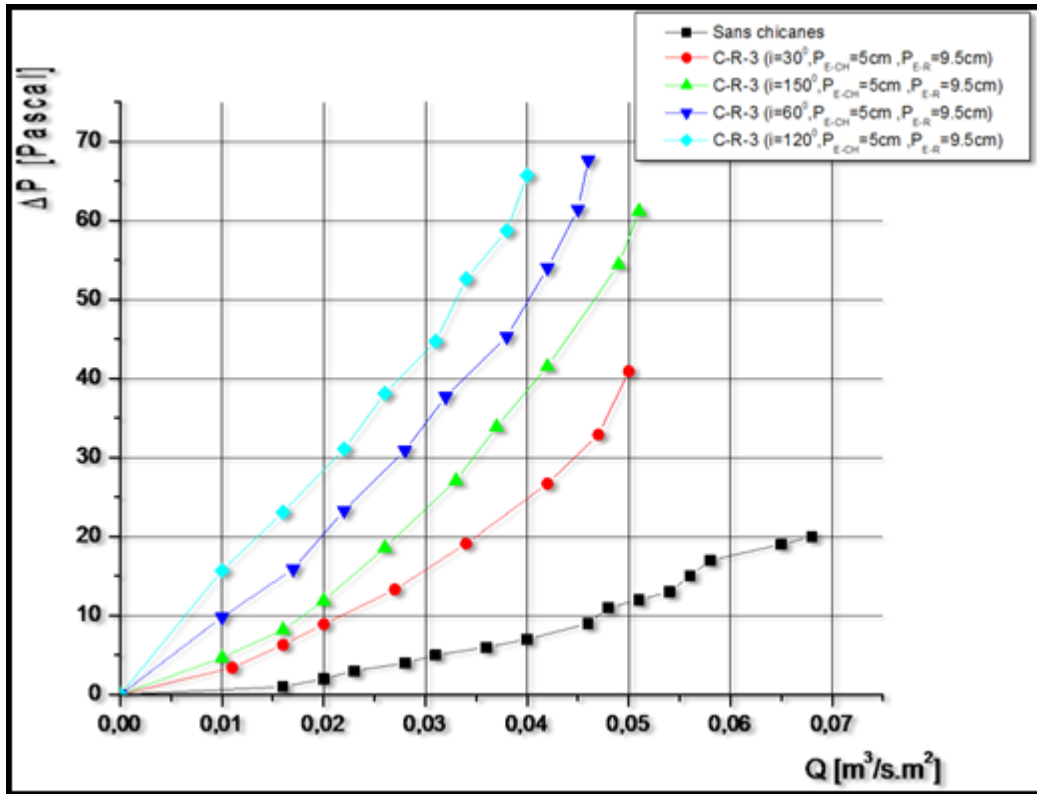


Figure (12) : Lévolution des pertes de charge en fonction du débit volumique en présence des chicanes rectangulaires disposées en quinconces comparativement à un conduit lisse

4 ETABLISSEMENT DU MODELE MATHEMATIQUE DE CALCUL DES PERTES DE CHARGE

Pour relier les pertes de charge occasionnées par les chicanes et leurs caractéristiques géométriques ainsi que les paramètres physiques du fluide en écoulement, on s'y servi de la méthode de l'analyse dimensionnelle (théorème de Vashy Buckingham), ce qui nous a permis d'établir une relation générale basée sur les dimensions fondamentales sous la forme:

$$\Delta P = \Delta P(\rho, D_H, V, \mu, \varepsilon, L, P_{E-CH}, P_{E-R}, L_{CH}) \quad (1)$$

D'après le théorème de π (de Vashy-Bukingham), on ne

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D_H} \rho \cdot V^2 \left[\left(\frac{\rho v D_H}{\mu} \right)^{-x} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^y \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon \cdot ch}}{D_H} \right)^z \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon \cdot r}}{D_H} \right)^t \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H} \right)^w \right] \quad (3)$$

On introduisant le nombre de Reynolds l'expression (3) devient:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D_H} \rho \left[(R_\varepsilon)^{-x} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^y \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon \cdot ch}}{D_H} \right)^z \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon \cdot r}}{D_H} \right)^t \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H} \right)^w \right] V^2 \quad (4)$$

peut avoir que six groupements indépendants, adoptons alors l'écriture suivante, avec $L = \text{Constant}$ ou L étant la longueur du conduit rectangulaire.

$$\frac{\Delta P}{L} = \pi \cdot k \cdot \rho^\alpha \cdot D_H^\beta \cdot V^\gamma \cdot \mu^x \cdot \varepsilon^y \cdot P_{E-R}^z \cdot P_{E-CH}^t \cdot L_{CH}^w \quad (2)$$

L'écriture de l'équation (2) compte tenu des dimensions fondamentales, après développement et identification on obtient un système de 03 équations dont la résolution aboutit à une expression générale sous la forme

L'identification par rapport à la relation générale des pertes de charge permet d'obtenir un coefficient des pertes de

charge λ donné par l'expression :

$$\lambda = \left[(R_\varepsilon)^{-x} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^y \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^z \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^t \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^w \right]$$

Un simple développement de l'équation (3) nous donne :

$$\ln\left(\frac{2\Delta P D_H}{L \rho V^2}\right) = -x \ln(R_\varepsilon) + y \ln\left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right) + z \ln\left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right) + t \ln\left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right) + w \ln\left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right) \quad (5)$$

4.1 Chicanes disposées en rangées

Dans le cas d'un régime turbulent, l'identification des paramètres géométriques des chicanes par rapport à la relation (5) qui donne ΔF sous sa forme développée permet d'obtenir plusieurs systèmes d'équations :

En se reportant à la relation (5) on obtient le système d'équation :

$$[A_{i,j}] \cdot X = [B] \quad / \quad \begin{cases} i = 1, \dots, n \\ j = 1, \dots, 6 \\ n = 100 \end{cases}$$

On remarque que la matrice $A_{i,j}$ n'est pas carrée.

Dont la résolution de ce système est faite par la méthode de moindre carrée :

$$A_{i,j}^T \cdot A_{i,j} = A_{i,j}^T \cdot X$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D_H} \rho \left[(R_\varepsilon)^{-0.9414} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{3.992} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{-3.9334} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{5.8817} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-4.9624} \right] V^2 \quad (6)$$

Et par conséquent le coefficient des pertes de charge est :

$$\lambda = \left[(R_\varepsilon)^{-0.9414} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{3.992} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{-3.9334} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{5.8817} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-4.9624} \right] \quad (7)$$

La même procédure du calcul est suivie pour les autres cas étudiés, c'est-à-dire que dans l'intervalle du régime turbulent on aboutit pratiquement à la même expression des pertes charge.

$$\left[\begin{array}{c} i = 1, \dots, n \\ j = 1, \dots, 6 \\ n = 100 \\ [A_{i,j}]^T : \text{Matrice transposé de } A_{i,j} \end{array} \right]$$

On obtient un système d'équation :

$$A_{i,j}^T \cdot A_{i,j} = A_{i,j}^T \cdot X = C_{i,j} X = D$$

$$\begin{cases} i = 1, \dots, 6 \\ j = 1, \dots, 6 \end{cases}$$

Par l'élimination de Gauss on trouve les solutions:

On remplace les solutions dans l'équation(3) et on obtient la corrélation suivante.

Pour un régime d'écoulement laminaire $Re \leq 2100$, l'expression des pertes de charge est de la forme :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D_H} \rho \left[(R_\varepsilon)^{-1.2031} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{-0.2627} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{0.6427} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{0.7942} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{0.8135} \right] V^2 \quad (8)$$

Dont le coefficient des pertes de charge est :

$$\lambda = \left[(R_\varepsilon)^{-1.2031} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{-0.2627} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{0.6427} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{0.7942} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{0.8135} \right] \quad (9)$$

4.2 Chicane disposées en quinconce

La même démarche expérimentale est également effectuée

avec cette disposition, ce qui nous a permis d'obtenir les corrélations suivantes :

Pour un régime d'écoulement turbulent :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D_H} \rho \left[(R_\varepsilon)^{-0.9046} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{4.381} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{-4.1435} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{5.8853} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-5.1682} \right] V^2 \quad (10)$$

Et par conséquent un coefficient λ des pertes de charge :

$$\lambda = \left[(R_\varepsilon)^{-0.90461} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{4.381} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{-4.1435} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{5.8853} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-5.1682} \right] \quad (11)$$

Pour le régime d'écoulement laminaire :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D_H} \rho \left[(R_\varepsilon)^{-1.2675} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{0.3243} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{0.2084} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{1.5326} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-0.096} \right] V^2 \quad (12)$$

Dont le coefficient des pertes de charge est :

$$\lambda = \left[(R_\varepsilon)^{-1.2675} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_H}\right)^{0.3243} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, ch}}{D_H}\right)^{0.2084} \cdot \left(\frac{P_{\varepsilon, r}}{D_H}\right)^{1.5326} \cdot \left(\frac{L_{ch}}{D_H}\right)^{-0.096} \right] \quad (13)$$

5 CONCLUSION

Les corrélations obtenues permettent d'estimer les pertes de charge dans un conduit rectangulaire, dont le plan d'écoulement est occupé par des obstacles de formes et de dispositions diverses. Les mesures enregistrées de la chute de pression montrent qu'elles sont plus importantes avec la disposition en quinconce des chicanes notamment pour les fortes incidences de la partie inclinée de celles-ci.

Les relations empiriques établies constitueront un support technique pour de futures études qui portent intérêt essentiel à optimiser les performances thermiques des échangeurs de chaleur et particulièrement les capteurs solaires plans à air.

Pour d'autres formes la relation générale reste toujours applicable, ce qui fera objet d'autres études ultérieures approfondies, dont l'intérêt essentiel est de pouvoir imaginer les formes optimales qui contribueront à améliorer

l'échange thermique et en occurrence donneront un compromis entre les pertes de charge engendrées et la température de sortie obtenue.

REFERENCES

- [1] J.L Bhagoria., J.S Saini. , S.C. Solanki., "Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate." Renewable Energy 25, pp.341–369, 2002.
- [2] Karwa R, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. Int J Heat Mass Transfer 1999;42:1597–615.
- [3] AlokChaube, P.K Sahoo., S.C. Solanki, "Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air

- heater." *Renewable Energy*, vol.31, pp.317–331, 2006.
- [4] G.Tanda , Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs . *I.J.of heat and Mass Transfer* 47 (2004) 229 -243.
- [5] D.Cavallero , G.Tanda , An experimental investigation of forced convection heat transfer in channels with rib turbulators by means of liquid crystal thermography . *Experimental Thermal and Fluid Science* 26 (2002) 115 -121.
- [6] B.B.Prasad et J.S.Saini, Optimal thermohydraulic Performance of artificially roughened solar air heating, *Solar Energy* Vol.47, N°2, pp.91-96 (1991) Printed in the U.S.A.
- [7] B.B.Prasad et J.S.Saini, Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in solar air-heaters, *Solar Energy* Vol.41, N°6. pp.505-560 (1980).
- [8] A.Moumni, Etude globale et locale du rôle de la géométrie dans l'optimisation des capteurs solaires plans à air, Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, France 1994.
- [9] N. Chouchane , Modélisation des pertes de charge dans un conduit rectangulaire garni de rugosité artificielles avec une partie supérieure inclinée, Mémoire de Magister, Université de Biskra, Algérie 2003.
- [10] Webb RL. Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries. *ASHRAE Transaction* 1990;96 (2):445–9.
- [11] Chi-Chuan Wang et Young-Ming Hwang. Corrélations empiriques relatives au transfert de chaleur et aux pertes par frottement pour des échangeurs à tubes ailettes, avec ailettes ondulées. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 673–680 .
- [12] Kim NH, Yun JH, Webb RL. Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers. *J Heat Transfer* 1997;119:560–7.
- [13] Mohamed Mahfoud , Salah Benhadid , Michel Lebouché . Frottements et pertes de charge des fluides viscoélastiques dans des conduites rectangulaires .*Heat and Mass transfer* 17 February 2006.
- [14] C-C-Wanga,J-Y- Jang, N.F-Chioub . A heat transfer and friction correlation for wavy _n-and- tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42(1999) 1919-1924.
- [15] Dong Junqi, Chen Jiangping, Chen Zhijiu, Zhou Yimin, Zhang Wenfeng . Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 2066–2073.
- [16] S.K. Saini, R.P. Saini , Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wireas artificial roughness. *Solar Energy* 82 (2008) 1118–1130.
- [17] Bhagoria, J.L., Saini, J.S., Solanki, S.C., 1998. Thermo-hydraulic performance of a rectangular duct with wedge transverse ribs on one board heated wall. In: *Proceeding of National Solar Energy Convention-98*, Roorkee, India, pp. 926–932.
- [18] Bhagoria, J.L., Saini, J.S., Solanki, S.C., Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate . *Renewable Energy* 25 (2002) 341–369.
- [19] Karwa R, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *Int J Heat Mass Transfer* 1999;42:1597–615.
- [20] Liou TM, Hwang JJ. Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel. *Int J Heat Mass Transfer* 1993;36:933–40.
- [21] T. S. Ravigururajan, A. E. Bergles, Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer in Single- Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes . *Experimental Thermal and Fluid Science* 1996; 13:55-70 .Elsevier Science Inc., 1996.
- [22] Apurba Layek , J.S. Saini, S.C. Solanki. Heat transfer and friction characteristics for artificially roughened ducts with compound turbulators . *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 4845–4854.
- [23] B.N. Prasad, J.S. Saini, Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater, *Solar Energy* 41 (1988) 555–560.
- [24] R.P. Saini , Jitendra Verma.Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple -shape artificial roughness for solar air heaters. *Energy* 33 (2008) 1277–1287.
- [25] K.R. Aharwal, B.K. Gandhib, J.S. Sainib.Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renewable Energy* 33 (2008) 585–596.
- [26] A.R. Jaurker, J.S. Saini , B.K. Gandhi .Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness.*Solar Energy* 80 (2006) 895–907.
- [27] S.K. Verma , B.N. Prasad.Investigation for the optimal thermohydraulicperformance of artificially roughened solar air heaters. *Renewable Energy* 20 (2000) 19-36.
- [28] R.P. Saini, Jitendra Verma, Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters . *Energy* 33 (2008) 1277–1287.