I-1 Introduction :

Les échangeurs thermiques compacts sont utilisés dans une large variété d'applications typiques, tels que les radiateurs d'automobiles, les évaporateurs de climatisation et les condenseurs, appareils de refroidissement électroniques, les récupérateurs, les régénérateurs et les échangeurs cryogéniques.

Pour satisfaire des contraintes technico-économiques, les échangeurs de chaleurs devraient avoir un poids léger, tout en occupant que des espaces relativement réduits, ce qui a conduit les ingénieurs thermiciens de concevoir des échangeurs thermiques avec des surfaces d'échanges plus compactes. Le radiateur automobile moderne est le meilleur exemple de l'avancement et du développement technologique des échangeurs thermiques compacts depuis son prédécesseur antique du début des années 1900.

Actuellement, la conservation des ressources énergétiques est devenue une priorité à l'échelle planétaire, d'autre part, vue la demande vertigineuse en matière d'énergie, ce qui a poussé les spécialistes à trouver de nouvelles techniques, telles que les énergies renouvelables (solaire, éolien et géothermie).

Les échangeurs thermiques compacts sont généralement caractérisés par des surfaces prolongées (étendues) avec de grandes proportions de volume de superficie qui sont souvent configurées sous forme d'ailettes fixées solidairement sur des plaque figure (I-1), ou d'ailettes sur des tubes



Fig. (I-1) : Echangeur de chaleur à plaque avec ailettes de formes diverses.



Fig. (I-2) : Ailettes fixées sur les parois externes des tubes.

La géométrie des ailettes peut être fine et simple (plate), ailettes ordinaires, ailettes de compensation, ailettes perforées, ailettes ondulées, ailettes en forme d'épingle et ailettes à clairevoie comme décrit par MANGLIK et BERGLES [1] Figure (I-3).



Ailettes à clair-voie plate



Ailettes ondulées



Ailettes perforées



Ailettes à claire-voie





Fig. (I-4) : Tubes avec ailettage externe à ailerons circulaires et en forme de bande.

L'efficacité des échangeurs thermiques à plaques est généralement médiocre, due principalement à un mauvais coefficient du transfert thermique par convection (entre les parois d'échange et le fluide caloporteur, tel que l'air dans les réchauffeurs solaires par exemple), et qui se manifeste par des pertes thermique plus élevée. Le principal but d'utiliser des surfaces prolongées est d'augmenter le taux le transfert de chaleur tout en maintenant des pertes de charge induites par le pompage aussi basses que possible.

I-2 Etude Bibliographique

Plusieurs études basées sur des méthodes de calcul numérique de transfert thermique, ont montré le bon accord avec des mesures superficielles expérimentales de la température. Les résultats modèles ont été utilisés pour guider les procédures de calcul plus complexes en vue de réduire le nombre de données. Comparé à des travaux de recherche utilisant l'air, très peu de travail expérimental qui ont été publié utilisant des fluides caloporteurs liquides dans les échangeurs thermiques à ailettes.

La comparaison entre plusieurs résultats expérimentaux obtenus sur des modèles d'échangeurs de chaleur, utilisant l'air comme fluide caloporteur, ont montré que le nombre de Prandtl a un grand effet sur le nombre du Nusselt, calculé en présence de configurations et de géométrie d'ailettes de formes variées.

WEITING 1975 [2], avait pour objectif de trouver des corrélations empiriques à partir de plusieurs données expérimentales, obtenus sur des échangeurs thermiques à plaque munies de plusieurs ailettes de forme rectangulaires. Un calcul similaire des performances thermiques a été exécuté sur des ailettes de géométries différentes, tout en utilisant des approches empiriques obtenues, a montré qu'il est possible de prévoir exactement dans la marge de validité des corrélations, les performances induites par les paramètres géométriques des diverses formes et configurations d'ailettes qui ont été étudiées.

Des rapports empiriques ont été développés en corrélation avec les données expérimentales du transfert thermique et de friction lors de l'écoulement d'un fluide dans un échangeur de chaleur muni de 22 configurations d'ailettes rectangulaires en fonction du régime d'écoulement.

Pour *Re*_{*D*} ≤1000

$$f = 7.661(x/D)^{-0.348}(\alpha)^{-0.092} Re_D^{-0.712}$$
$$J = 0.483(x/D)^{-0.162}(\alpha)^{-0.184} Re_D^{-0.536}$$

Pour *Re*_{*D*}≥1000

$$f = 1.136(x/D)^{-0.781}(t/D)^{0.534} Re_D^{-0.198}$$
$$I = 0.242(x/D)^{-0.322}(t/D)^{0.089} Re_D^{-0.368}$$

Où,

f : étant le facteur de friction.

- *x* : étant la longueur d'ailette dans la direction x en [m].
- D : étant le diamètre hydraulique en [m].
- α : étant le rapport entre l'épaisseur et le diamètre hydraulique.
- *t* : étant l'épaisseur de l'ailette en [m].

La comparaison entre les corrélations empiriques, correspondantes aux 22 configurations sont montrée d'après la figure (I-5) respectivement pour des nombres de Reynolds ($Re_D \le 1000$)et ($Re_D \ge 2000$).

Dans une première remarque, on observe que dans la marge des écoulements laminaires ($Re_D \le 1000$), le paramètre (t/D) ne figure pas dans les corrélations voir figure. (I-5),

par conséquent l'effet sur le coefficient de friction (f) et le facteur de Colburn (J) ou est presque insignifiant.



Pour $Re_D \le 1000$ Pour $Re_D \ge 2000$ Fig. (I-5) : Comparaison entre les rapports empiriques et l'expérience.

D'autre part, la même remarque peut être aussi adopté au sujet du paramètre (α) dans l'intervalle des écoulements turbulents ($Re_D \ge 2000$). Cette dernière conclusion a été indiquée analytiquement pour les conduits rectangulaires.

En outre, une diminution en valeur de (x/D) a comme conséquence une augmentation sur (f) et (J), ceci a été montré analytiquement pour les conduits. D'autre part l'augmentation du paramètre (α) pourrait entraîner une diminution sur (f) et (J) par conséquent l'augmentation de (t/D) provoquerait une augmentation sur (f) et (J), entraînant ainsi un effet de turbulence additionnelle de type «*jet -libre*».

Les rapports des paramètres géométriques, prévoient de bonnes performances dans l'éparpillement de données et sont donc considérés comme probants. Ils permettent également de faire apparaître l'effet des paramètres géométriques, notamment la longueur des ailettes, la largeur, l'épaisseur, la hauteur du conduit et du diamètre hydraulique sur les performances thermiques. Ces rapports indiquent également que l'allongement du passage d'écoulement est significatif, particulièrement dans la gamme des nombres de Reynolds qui correspondent aux écoulements laminaires. Par contre le rapport d'épaisseur des ailettes définit par (t/D) est plutôt significatif dans l'intervalle des écoulements turbulents $Re_D \ge 2000$.

A noter, que ces corrélations peuvent être appliqué uniquement pour l'air ou les gaz, et qui devraient être employés seulement pour l'extrapolation.

JOSHI et WEBB [3], ont menés une étude comparative entre des données expérimentales et les modèles empiriques de WIETING [2] obtenus avec deux fluides différents l'air et l'eau. Les deux modèles testés sont basés sur les résultats expérimentaux de KAYS et LONDON [4], obtenus par des essais réalisés sur des écoulements à surface libre, dont la température superficielle est maintenue constante [5].

La figure (I-6) représente les résultats des modèles empiriques et expérimentaux pour une température aux environ de 10 °C.



Fig.(I-6) : Comparaison entre expérimentation et modèle empiriques obtenus avec de l'air et de l'eau dans un milieu maintenu à température constante de 10 °C.

La comparaison entre les modèles empiriques obtenus en présence de l'air avec les résultats expérimentaux montre qu'ils ne peuvent pas être appliqués aux fluides liquides. La figure (I-6) montre que le facteur de Colburn pour les liquides est inférieur à celui de l'air. La différence est principalement du aux effets du nombre de Prandtl. En considérant le facteur de Colburn définit par :

$$J = \frac{Nu}{Re. Pr^{1/3}}$$

Qui pour un grand nombre de Prandtl donnerait pratiquement une valeur plus basse du paramètre (*J*), même lorsque le nombre de Reynolds et le nombre de Nusselt sont indépendant du nombre de Prandtl.

En présence des ailettes, il a été démontré que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Pandtl, mais avec un taux moins que $Pr^{1/3}$. Ainsi le facteur Colburn diminue quand le nombre Prandtl augmente.

Dans la figure (I-6), le paramètre (J) de PAO (polyalphaolefinyl) est inférieur que le paramètre (J) de l'air, cependant le coefficient d'échange thermique du PAO est environ 5 fois plus grand que celui de l'air. A travers une simple comparaison, on peut conclure que le facteur Colburn pour l'air est approximativement le double du facteur de Colburn pour les liquides au même nombre de Reynolds.

La longueur d'échange nécessaire pour réaliser un bon coefficient de transfert thermique, est en fonction du nombre de Reynolds, à partir de la figure (I-6) on observe que l'évolution du coefficient d'échange thermique est plus important pour le PAO que pour l'eau, ce qui signifie que pour des coefficients d'échanges thermiques plus hauts, pourrait engendrer une augmentation du paramètre (J).

Dans la figure (I-7), une comparaison entre les résultats expérimentaux pour des températures différentes du PAO et de l'eau avec le modèle empirique proposé, on constate que pour un écoulement à température plus élevé avec nombre de Reynolds plus bas, implique plus grand (*J*), qui est en raison du changement de nombre de Prandtl avec la température de liquide.



Fig. (I-7) (a) : Effet de la température sur les performances thermique d'une plaque munie d'ailettes - cas du PAO



Fig. (I-7) (b) : Effet de la température sur les performances thermiques d'une plaque munie d'ailettes - cas de l'eau.

Dans la figure (I-7) (a), où PAO est utilisé comme liquide de refroidissement, les gammes de nombre de Prandtl sont de 40 à 150 et ceci entre un intervalle de température allant de 10 à 60 °C. Ces courbes montrent l'effet d'un nombre de Prandtl significatif, comme l'indique l'intersection des courbes qui montre l'évolution du paramètre (J) pour les températures de 10 et 60 °C. Par conséquent, un fluide qui a simultanément un nombre de Prandtl et Reynolds élevé, correspond à un (J) significatif à cause des effets de la longueur d'entrée.

Dans la figure (I-7)(b), où l'eau est utilisée comme liquide de refroidissement, avec des nombre de Prandtl de 10 à 3 et dont la température est dans la gamme de 10 à 60 °C, du fait des plus petit nombre Prandtl (10 et 3) en comparaison avec le premier cas du PAO, ou aucune interférence entre les courbes de (J) n'est observée. Le facteur de Colburn croit avec l'augmentation du nombre de Prandtl. Les résultats des modèles empiriques sont représentés pour bien assimiler et à comprendre le mécanisme de l'effet du nombre de Prandtl sur les performances et les échanges thermiques.

D'autre part le facteur de friction induit par la friction superficielle par la traînée de la géométrie des ailettes, dépend aussi de Reynolds. Cependant, pour une certaine géométrie d'ailette et pour un nombre de Reynolds quelconque, le facteur de friction pour des différents nombres de Prandtl reste pratiquement invariable.

Pour les liquides, le facteur de frottement mesuré expérimentalement s'avère plus élevé que celui estimé par les modèles empiriques réalisés avec de l'air, en première approximation ceci est dû

aux effets de bavures sur les ailettes qui sont induites lors du processus de fabrication des ailettes. Les bavures accroissent la traînée de forme qui amplifie le facteur de frottement global

MANGLIK et BERGLES [1] ont accomplis une étude bibliographie très étendue, bien que les investigations expérimentales soient prédominantes dans la littérature que les modèles analytiques et les solutions numériques qui sont souvent très délicates.



Fig. (I-8) : Comparaison entre les corrélations empiriques de (*f*) et (*J*) avec les données expérimentales en fonction du Reynolds de KAYS & LONDON [4]

La figure (I-8) montre l'évolution de (f) et (J) pour deux types de surfaces, qui ont la même valeur (t/l) mais la proportion de l'aspect (s/h) est différente. L'analyse de la figure (I-8), montre que l'influence du paramètre géométrique (s/h) est clairement perceptible, l'effet est presque le même dans les écoulements laminaires et turbulents, avec en particulier une élévation sensible de (f) et (J) pour les plus petites valeurs de (s/h). Où on notera que l'épaisseur des ailettes introduit une résistance supplémentaire dû à la forme qui se manifeste par un effet sur le transfert thermique. D'autre part cette même étude montre que la couche limite s'est interrompue à la fin de l'ailette de longueur (l). On remarque qu'il est évident que (f) et (j) sont fonctionnellement en rapport avec le nombre de Reynolds (*Re*) et des paramètres géométriques ($\alpha = s/h$), ($\delta = t/l$) et ($\gamma = t/s$) tel que représenté par les corrélations suivantes :

$$f = A \operatorname{Re}^{a1}(\alpha)^{a2}(\delta)^{a3}(\gamma)^{a4}$$
$$i = B \operatorname{Re}^{b1}(\alpha)^{b2}(\delta)^{b3}(\gamma)^{b4}$$

 α : étant le rapport entre l'espacement 'entre deux ailettes' et l'hauteur d'une ailette.

 δ : étant le rapport entre l'épaisseur et la longueur des ailettes.

 γ : étant le rapport entre l'épaisseur d'une ailette et l'espacement 'entre deux ailettes'.

Une analyse de régression multi variable a donnée les résultats suivants :

$$f = 9.6243 Re^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659}$$
$$i = 0.6522 Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678}$$

JACOBI et SHAH [6] ont montré que l'écoulement turbulent conduit à l'élévation du coefficient de transmission de chaleur, tel que montré sur la [Figue 8]



Fig. (I-9) : Majoration de transfert thermique comme une fonction de proportion d'aspect $\alpha = 30^{\circ} Re = 1815$ [6]

Parmi les difficultés est comment obtenir une corrélation « universelle » qui permet de contourner à la fois l'écoulement laminaire et turbulent. En raison du comportement laminaire complexe, il est difficile de développer une équation qui peut passer par la région de transition.

Par commodité, nous proposons une corrélation graphique où le comportement laminaire et turbulent est très simplement reliés par une ligne droite Figue. (I-10)



Fig. (I-10) : Les caractéristiques de transfert thermique dans des écoulements laminaires; et turbulent, dans des tubes circulaires rugueux et uniformément chauffés [6]

Les caractéristiques de transfert thermique dans les écoulements laminaire, transitoire et turbulents, dans les tubes circulaires chauffé uniformément avec tordre-attachent du ruban adhésif à des insertions (MANGLIK et BERGLES 1993) [1]

L'effet de base de remous explique plusieurs centaines de pour cent d'amélioration dans le coefficient de transmission de chaleur moyen en régime laminaire, avec propriétés variables, gradient de température radial et convection libre (dans la gamme pratique du Re et du Ra), sont plutôt des effets de 10 pour cent.

La cannelure des canaux rectangulaires figure (I-11) pourrait être considérée comme un cas particulier pour exploiter des instabilités, par exemple,



Fig. (I-11) : Canal à rainure ou à cannelure

Il s'agit d'une variation de vibration en milieu liquide, L'oscillation peut être créée par pulsation d'écoulement ou insertions transversales qui produisent des Vortexes d'oscillation. Comme Il a été remarquablement signalé par FIEBIG (1996) [7], les cannelures sont les générateurs de tourbillons transversaux et bidimensionnels. À la résonance, le fluide dans les cannelures est périodiquement éjecté, causant un perfectionnement substantiel de transfert de chaleur pour la surface entière, des données numériques typiques sont montrées dans la figure (I-12)



Fig.(I-12) : Simulation de l'écoulement d'un fluide dans un canal à cannelure



Fig. (I-13) : Evolution de transfert thermique numériquement calculée et expérimentalement observée (Re = 525, Pr = 7, $\eta = 0.2$) [6]

Les prévisions numériques sont comparées aux données expérimentales (pour des caractéristiques géométriques peu différentes), on observe un perfectionnement brusque qui se fait par une pointe près de la fréquence du mode normal ou la plupart de l'écoulement est instable. La résonance hydrodynamique augmente le mélange dans le canal qui voit son coefficient de transmission de chaleur doublé. Beaucoup de progrès a été accompli en prévoyant ce comportement par la simulation numérique, AMON (1993) [6]. Généralement il s'avère que cette technique est plus adaptée pour des écoulements à vitesse réduite le cas écoulement laminaires.

MOCAN et REVSINA [6] ont établis un formulaire plus détaillés pour calculer le coefficient des pertes de charge dans une veine d'écoulement à travers des obstacles uniformément repartis, dans un faisceau de tubes disposés en ligne et en quinconce en fonction des distances transversales, longitudinales, diagonales et entre les axes de deux tubes voisins d'un faisceau, dans l'intervalle des nombres de Reynolds de 30000 et 100000

Finalement N CHOUCHANE, MOUMMI.A & N [9] leur travail consiste à établir un modèle empirique de calcul des pertes de charge, tout en les reliant aux caractéristiques géométriques

des rugosité artificielle (chicanes), aux différentes modes de dispositions en ligne ou en quinconce fig.(I-14) et fig.(I-15) de celles-ci sur le plan d'écoulement dans la veine fluide d'un canal rectangulaire, et ceci pour des écoulements laminaires et turbulents. L'objectif de cette étude est d'optimiser les performances thermiques des échangeurs de chaleur et particulièrement les capteurs solaires plans à air.



Fig.(I-14) : Chicanes rectangulaires avec partie supérieure inclinée



Chicanes rectangulaires avec partie supérieure inclinée

Chicanes triangulaires avec partie supérieure inclinée

Chicanes en forme d'Ogive avec partie supérieure inclinée

Fig. (I-15) : Modèles de chicanes utilisés dans les capteurs solaires à air [10]



Fig.(I-18) : Impact de l'air en présence de chicanes de forme rectangulaires avec partie inclinée



Fig. (I-19) : Pertes de charge pour les incidences de 30° et 60° de la partie inclinée des chicanes rectangulaires de longueur 5 et 7 cm, disposées en quinconce en comparaison avec un capteur sans chicanes.

Les résultats obtenus montrent que les pertes de charge enregistrées sont de plus en plus importantes avec la rugosité absolue des chicanes, notamment pour les incidences de 60 et 120°, lorsque le pas relatif entre les chicanes et les rangées se trouve réduit tel que avec le pas entre rangées de 5cm, d'autre part, elles sont plus importantes en présence de la disposition en quinconce que lorsque celles-ci sont alignées en plusieurs rangées

Les résultats numériques obtenus sont [9] :

1) Disposition en ligne ou en rangées des chicanes :

A)- En régime d'écoulement laminaire :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L_{cd}}{D_H} \rho. \left[(Re)^{0.167} \left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^{0.19925} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H} \right)^{-0.28664} \left(\frac{P_{e-ra}}{D_H} \right)^{-1.2206} \left(\frac{L_{ch}}{D_H} \right)^{-0.24339} \right] V^2$$

B)- En régime d'écoulement turbulent :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L_{cd}}{D_H} \rho. \left[(Re)^{0.17443} \left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^{0.20161} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H} \right)^{-0.3056} \left(\frac{P_{e-ra}}{D_H} \right)^{-1.2348} \left(\frac{L_{ch}}{D_H} \right)^{-0.25152} \right] V^2$$

2)- Disposition en quinconce des chicanes :

A)- En régime d'écoulement laminaire :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L_{cd}}{D_H} \rho. \left[(Re)^{0.1715} \left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^{0.1080} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H} \right)^{-0.3155} \left(\frac{P_{e-ra}}{D_H} \right)^{-1.1318} \left(\frac{L_{ch}}{D_H} \right)^{-0.2725} \right] V^2$$

B)- En régime d'écoulement turbulent :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L_{cd}}{D_H} \rho. \left[(Re)^{0.2206} \left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^{0.2268} \left(\frac{P_{e-ch}}{D_H} \right)^{-0.3639} \left(\frac{P_{e-ra}}{D_H} \right)^{-1.2438} \left(\frac{L_{ch}}{D_H} \right)^{-0.2925} \right] V^2$$

I-3 Démarche :

A travers cette étude bibliographique consacré aux échangeurs de chaleur et aux capteurs solaires plans à air, on a pu constater que le transfert thermique au niveau de la lame fluide en écoulement le long du conduit utile d'un capteur à air, dépend essentiellement des paramètres physiques et thermophysiques du fluide caloporteur, ainsi que des caractéristiques géométriques du conduit, support d'écoulement et de transfert thermique. Vu l'intérêt scientifique, on a jugé utile d'entamer une étude dans ce sens, qui aura pour objectif l'élaboration d'ajustements semiempiriques qui permettent de corréler les propriétés physiques du fluide aux caractéristiques géométriques du conduit utile.

Cette étude constituera dans un premier temps un repère consistant, pour de futurs travaux de recherches au sein du laboratoire de génie mécanique, équipe ; optimisation des procédés de conversion de l'énergie solaire, de l'université Mohamed khider de Biskra.