

## Etude expérimentale de l'hydrodynamique et de transfert thermique d'un évaporateur à ailette hélicoïdale externe: Influence de la géométrie de l'ailette

M. El Haimer<sup>1</sup>, M. Faraji<sup>2\*</sup> et M. Najam<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ecole Supérieure de Technologie de Casablanca, ESTC  
Route d'El-Jadida, B.P. 8012 Oasis, Casablanca, Morocco

<sup>2</sup> Laboratoire de Physique des Matériaux, Microélectronique, Automatique et Thermique, LPMMAT  
Département de Physique, Faculté des Sciences Ain-Chock  
Université Hassan II, Casablanca, Morocco

(reçu le 10 Février 2012 – accepté la 30 Mars 2013)

**Résumé** - Un nouvel tube à paroi extérieure modifiée, pour les échangeurs/évaporateurs à film ruisselant, est étudié. C'est un tube cylindrique vertical dont la paroi extérieure est munie d'ailette qui s'enroule en spirale sur toute sa hauteur et sur laquelle ruisselle le liquide à chauffer et à évaporer. L'étude hydrodynamique a permis de distinguer quatre régimes d'écoulement et d'évaluer les épaisseurs moyennes du film ruisselant en fonction du débit d'alimentation et de la géométrie de l'ailette hélicoïdale. Des modèles simplistes d'écoulements, pour les différents régimes sont, aussi, présentés. L'étude des transferts de chaleur, en régime d'échauffement, a permis d'évaluer les performances thermiques globalement et partiellement entre surface externe et film ruisselant. Les coefficients convectifs et les hauteurs d'unités de transfert globaux et partiels sont déterminés en fonction des débits du film ruisselant et des angles d'inclinaisons axiales de l'ailette spirale. L'étude comparative des différents tubes à ailettes testés et du tube lisse a utilisé, comme critères de comparaison, les coefficients de transfert thermique et les hauteurs d'unité de transfert globaux et partiels. Les critères partiels ont montré l'existence d'un compromis entre surface d'échange et coefficient de transfert convectif côté film. La structure du tube à double ailette, à forte pente axiale, constitue une solution à ce compromis. Sa performance, basée sur la hauteur d'unité de transfert, est meilleure, comparée à celles des tubes mono-ailettes et du tube lisse sans ailette.

**Abstract** – A new tube with modified external wall is studied for falling film evaporator. The working fluid to be heated and evaporated flows on a helicoidally fin, which is formed on the outside wall of a vertical circular tube. The hydrodynamic study allows to distinct four regimes of streaming film and to evaluate average thickness according to the mass flow of the film and to the axial slope of the helicoidally fin. Simple models of different regimes are also presented. The thermal performances are evaluated at the same time for global heat exchanger and for half heat exchanger (fin-film) during the heating test. The convection coefficients and the heights of transfer unit are determined according to the flow rate film and to the axial slopes. The comparison of the different spirals fins tubes and the smooth tube are used global and partial criterion like convection coefficient and height of transfer unit. Partial criteria show a compromise between increased surface and high convection coefficient. The compromise is found by using double spirally fin with strong slope which is placed on parallel outside wall of a circular tube. His thermal performance, like height of transfer unit, is better compared of those of the others spiral fin tubes and the smooth tube.

**Key words:** Exchanger - Evaporator - Fin - Axial slope - Exchange coefficient - Height of transfer unit - Partial exchange - Global exchange.

---

\* farajimustapha@yahoo.fr

## 1. INTRODUCTION

Dans diverses industries, de nombreux procédés de transformation passent, très souvent, par une étape de chauffage suivie d'évaporation d'une solution diluée, telles que le chauffage et la concentration d'acide nitrique, d'acide phosphorique ou séchage du lait.

Plusieurs types d'évaporateurs peuvent être utilisés. Le plus important est celui formé par un faisceau de tubes cylindriques lisses et verticaux, chauffés intérieurement par un fluide caloporteur, et dont les parois externes supportent le film ruisselant à chauffer et à évaporer.

Cette technique du film ruisselant présente des avantages et des inconvénients qui ont été discutés dans des ouvrages généraux [1-3] dont nous retenons trois graves inconvénients:

1- La vitesse d'écoulement des films ruisselants est trop grande (0,1 m/s à 1 m/s) de sorte que le temps de séjours du film à chauffer et à évaporer devient très faible. Il faut souvent utiliser des appareils très hauts (plus de 10 mètres) pour vaporiser une fraction importante du débit liquide introduit.

2- Des zones sèches se forment sur la paroi, dès que le débit liquide devient faible ou que le flux de chaleur devient trop grand.

3- Les distributeurs utilisés, pour répartir le liquide sous forme d'un film mince et d'épaisseur uniforme sur la totalité de la surface d'échange, sont d'un fonctionnement très délicat.

De nombreux auteurs [4-9] ont cherché à éliminer ces inconvénients et, aussi, à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en créant des promoteurs de turbulence sur des parois, aussi bien, cylindriques que planes. De tels travaux ont contribué à réduire l'impact de ces inconvénients sans pour autant les éliminer complètement.

Pour avoir un écoulement, quasi uniforme, d'un film ruisselant sur la totalité de la surface d'échange thermique, en se passant du distributeur, et pour obtenir une hauteur d'unité de transfert très faible et réduire, ainsi, la hauteur de l'évaporateur, une nouvelle technique est proposée. Elle consiste à remplacer chacun des tubes cylindriques, lisses et verticaux du faisceau tubulaire de l'évaporateur classique, par un nouvel tube cylindrique, vertical, et à l'extérieur duquel est enroulé, en spiral, le long de sa hauteur, une ailette hélicoïdale externe. Cette nouvelle structure présente l'avantage d'offrir des évaporateurs de grande compacité comparée à celle d'un appareil classique.

Une étude thermique, concernant des tubes cylindriques avec des ailettes hélicoïdales internes, a fait l'objet des travaux [10-13], qui ont mis en évidence l'influence de l'inclinaison axiale de l'ailette interne, sur les coefficients de transfert thermiques convectifs. Ces derniers ont été calculés par une méthode indirecte basée sur des hypothèses prises à partir d'une ailette droite.

Pour le tube à ailette hélicoïdale externe, les études [14-18] se sont limitées à l'évaluation de l'épaisseur moyenne du film et des coefficients des transferts thermiques en fonction des débits du film ruisselants pour des viscosités différentes. Aucun travail n'a étudié l'influence de la géométrie de l'ailette spiralée externe, particulièrement, ses inclinaisons radiales et axiales, sur le comportement hydrodynamique et thermique du tube à ailette externe.

Dans ce travail, nous avons étudié, pour le régime d'échauffement, l'influence du débit du film ruisselant, d'une part, et de la géométrie de l'ailette, d'autre part, sur:

- l'épaisseur moyenne du film ruisselant,
- les débits de transition entre régimes d'écoulement,

- la puissance volumique du tube à ailette spiralée,
- les coefficients des transferts thermiques convectifs global et partiel,
- les hauteurs d'unités de transfert thermique global et partiel.

Les résultats obtenus ont été analysés et comparés entre eux et à ceux relatifs à un tube lisse vertical sans ailette et de même diamètre de base.

L'objectif est de déterminer les régimes d'écoulement adéquats et les inclinaisons de l'ailette hélicoïdale externe offrant les meilleures performances thermiques.

## 2. PRESENTATION DU SYSTEME ETUDIE

### 2.1 Principe de fonctionnement

La technique proposée consiste à faire ruisseler, par simple gravité, le liquide, à chauffer, sur la surface d'une ailette externe enroulée en spirale autour d'un tube cylindrique vertical chauffé, intérieurement, par un fluide caloporteur circulant à contre-courant.

### 2.2 Caractéristiques géométriques de l'ailette hélicoïdale du tube.

La figure 1 montre une coupe axiale d'un tube à ailette hélicoïdale externe et présentant de nombreux paramètres géométriques:

Forme du tube: caractérisée par les diamètres-  $D_0$ ,  $D_i$  et  $D_{ex}$ .

Forme de l'ailette: caractérisée par-  $L$ ,  $E_{p0}$  et  $E_{pe}$ .

Inclinaisons de l'ailette: - Angle de pente axiale:  $\theta_a$  et - Angle de pente radiale:  $\theta_r$ .

Le tube cylindrique muni d'ailette, externe et hélicoïdale, offre une surface d'échange thermique, du côté du film ruisselant, plus importante comparée à celle offerte par un tube cylindrique sans ailette, de même diamètre de base et de même hauteur. On définit un facteur d'augmentation de surface par:

$$f = \frac{\text{Surface du tube avec ailette externe}}{\text{Surface du même tube, sans ailette}} \quad (1)$$

Ce facteur peut atteindre des valeurs variant entre 4 et 10 suivant l'inclinaison axiale de l'ailette hélicoïdale et suivant sa largeur. Pour une hauteur donnée du tube et une largeur donnée de l'ailette, la surface de celle-ci diminue, quand la pente axiale augmente.

Le tube à ailette hélicoïdale externe est réalisé par un matériau de conductivité thermique élevée, à savoir le graphite. Le choix de ce dernier, comme matériau, pour les différents tubes testés, revient à ses caractéristiques intéressantes telles que: résistance à la corrosion, bonne mouillabilité de surface et facilité d'usinage.

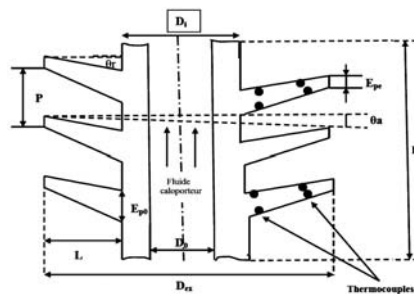


Fig. 1: Coupe axiale d'un tube à ailette hélicoïdale

### 2.3 Dispositif expérimental

Pour atteindre les objectifs, visés plus haut, chaque maquette expérimentale a été équipée d'une calandre en plexiglas permettant de visualiser les différents régimes d'écoulement et d'empêcher, à la fois, les éventuels éjections de l'eau à l'extérieur du tube et les déperditions thermiques convectifs avec l'atmosphère, ensuite, elle est montée sur un banc d'essai permettant:

- l'alimentation en fluide caloporteur (eau chaude liquide)
- l'alimentation et la collecte du film ruisselant (eau froide)
- la mesure des températures en différents points du tube à ailette par des thermocouples type Chromel /Alumel.

## 3. ETUDE HYDRODYNAMIQUE DU FILM RUISSELANT

### 3.1 Description des différents régimes d'écoulement

Le débit du film ruisselant varie progressivement à l'entrée de chacun des maquettes testées. Pour chaque maquette, et en fonction des gammes des débits utilisés, quatre régimes d'écoulement sont identifiés:

- Régime sans débordement avec zones sèches, (régime 1): le débit du film est insuffisant pour mouiller entièrement la surface supérieure de l'ailette hélicoïdale.

- Régime sans débordement établi, (régime 2): le débit du film ruisselle et mouille toutes les surfaces supérieures des spires formant l'ailette hélicoïdale.

- Régime avec débordement, (régime 3): pour une valeur critique du débit du film ruisselant, l'effet centrifuge de l'écoulement hélicoïdal devient important et le fait déborder au-delà de l'extrémité externe de l'ailette. La bonne mouillabilité du graphite permet au film ruisselant, qui déborde, de rester en contact avec la paroi le long de la face inférieure de l'ailette hélicoïdale.

- Régime avec excès de débordement ou régime d'engorgement, (régime 4): pour des débits élevés, le film remplit tout l'espace entre deux spires successives et bloque l'écoulement pour s'éjecter à l'extérieur du tube.

L'analyse des différents régimes d'écoulement a montré que le régime maximisant les aires d'interface entre ailette hélicoïdale et film ruisselant est le régime avec débordement sans engorgement, (régime 3).

La figure 2, donne une représentation schématique des quatre régimes d'écoulement.

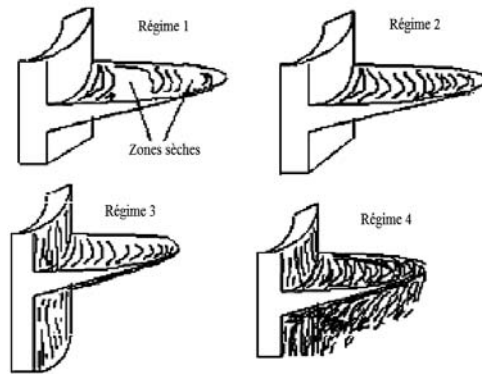


Fig. 2: Représentation schématique des quatre régimes d'écoulement

### 3.2 Ecoulement sans débordement et sans zones sèches

#### 3.2.1 Vitesse moyenne et temps de séjour

La vitesse moyenne d'écoulement du film ruisselant sur la surface supérieure d'une ailette hélicoïdale de faible pente axiale, est beaucoup plus petite, comparée à celle d'un écoulement sur la surface externe d'un tube cylindrique verticale (environ 4 à 5 fois plus petite), ce qui augmente nettement le temps de séjour du film ruisselant et permet de réduire la hauteur des tubes à ailettes hélicoïdales et d'augmenter, ainsi, la compacité du nouvel évaporateur industriel.

La vitesse moyenne et le temps de séjour sont évalués, expérimentalement, en utilisant les expressions suivantes:

Vitesse moyenne

$$V_{\text{moy}} = M \times f / (\delta \times L \times \rho) \quad (2)$$

Temps de séjour

$$T_s = V_r / M_v \quad (3)$$

La figure 3 montre les variations du temps de séjour du film ruisselant, (eau à 20°C), en fonction du débit volumique d'alimentation rapporté au périmètre mouillé, pour deux tubes de structures différentes:

- Tube lisse vertical.
- Tube à ailette de pentes: axiale  $\theta_a = 10^\circ$  et radiale  $\theta_r = 2^\circ$ .

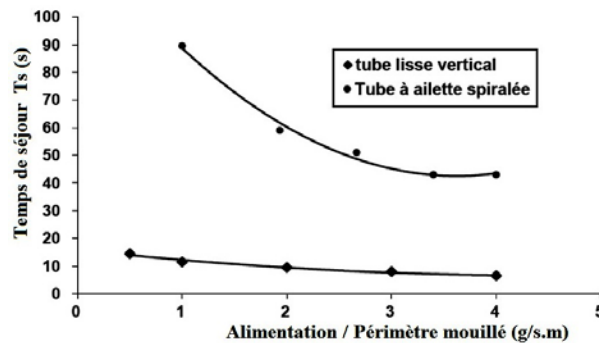


Fig. 3: Variation du temps de séjour en fonction du débit

#### 3.2.2 Modèle simpliste

Il est à noter que la vitesse d'écoulement sur la surface supérieure de l'ailette n'est pas uniforme, elle augmente avec la distance à l'axe du tube de base et prend, à cause de l'aspect spiralant de l'écoulement, des valeurs importantes à l'extrémité extérieure de l'ailette.

Grâce à des traceurs, les lignes de courants observées empruntent deux principales tendances, comme le montre la figure 4.

En effet, au voisinage de la surface libre du film ruisselant, les gouttes liquides du traceur se déplacent vers l'extrémité extérieure de l'ailette sous l'influence des forces centrifuges de l'écoulement spiralé, par contre, au voisinage des parois support du film, les gouttes liquides du traceur se déplacent vers l'axe du tube de base sous l'influence de la pesanteur, due à l'angle de pente d'inclinaison radiale de l'ailette. Donc, le film ne s'écoule pas en filets parallèles et indépendants, mais ces derniers se mélangent

transversalement, oscillant selon des trajectoires entre paroi du tube de base et extrémité extérieure de l'ailette, comme le montre le schéma 2 de la figure 4.

Ce mélangeage transversal des filets présente deux avantages:

- Une bonne distribution du film sans avoir recours à un distributeur spécial;
- Une éventuelle amélioration des transferts thermiques entre paroi de l'ailette et film ruisselant devenu turbulent par mélangeage.

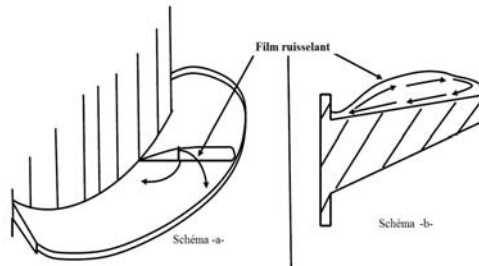


Fig. 4: Principales lignes de courant -a- et Mouvement transversal -b-

### 3.3 Ecoulement avec débordement et sans engorgement

#### 3.3.1 Phénomènes de débordement

Le phénomène de débordement apparaît au fur et à mesure que l'on augmente le débit de liquide ruisselant. Grâce à la bonne mouillabilité du graphite, le liquide n'est pas projeté à l'extérieur par la force centrifuge, mais contourne l'extrémité de l'ailette et ruisselle sur les surfaces de bord et inférieures de l'ailette.

Le régime d'écoulement avec débordement sans engorgement semble le plus favorable aux transferts thermiques, puisqu'il offre une grande surface d'échange en mouillant la totalité de la surface externe de l'ailette hélicoïdale.

#### 3.3.2 Modèle simpliste

Le phénomène de débordement s'interprète en distinguant deux écoulements simples:

- un écoulement spiralé avec un débit constant s'écoulant sur la totalité de la surface supérieure de l'ailette avec une épaisseur constante (Fig. 5, écoulement spiralé).
- un écoulement débordant avec un débit et une épaisseur qui dépendent, tous les deux, du débit d'alimentation. Grâce à l'utilisation d'un traceur déposé à la surface libre de l'écoulement débordant, son observation indique qu'il suit une trajectoire quasi-verticale, depuis les surfaces supérieure, latérale et inférieure de l'ailette jusqu'à celle verticale du tube de base (Fig. 5, écoulement débordant).
- La superposition de ces deux écoulements simples (spiralé et débordant) crée le mouvement complexe du film, comme illustré sur la figure 6.

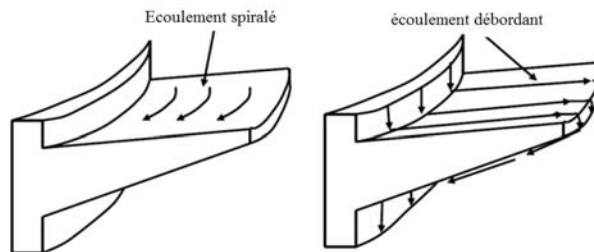


Fig. 5: Types d'écoulement en régime de débordement sans engorgement

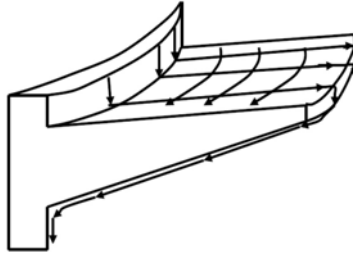


Fig. 6: Mouvement complexe du film ruisselant

### 3.4 Epaisseur du film

L'épaisseur du film ruisselant est un paramètre qui influence, beaucoup, les transferts thermiques convectifs. En effet, un film ruisselant, mince et quasi-uniforme sur la totalité de la surface de l'ailette hélicoïdale, est plus facile à chauffer et à évaporer qu'un film très épais présentant une résistance aux transferts thermiques.

Les épaisseurs moyennes du film ruisselant sont évaluées, expérimentalement, par la mesure des volumes de la rétention totale du liquide en régime stationnaire.

L'épaisseur moyenne du film sur la totalité de la surface mouillée est donnée par:

$$\delta = V_r / A \times m \quad (4)$$

D'une manière générale l'épaisseur moyenne du film est fonction croissante du débit d'alimentation et dépend, aussi, de la géométrie de l'ailette.

### 3.5 Influence de la pente radiale de l'ailette sur l'hydrodynamique du film

#### 3.5.1 Influence de la pente radiale sur les débits critiques de transition

L'angle de pente radiale de l'ailette permet de limiter l'effet des forces centrifuges qui sont générées par l'écoulement de nature hélicoïdale. Ces forces centrifuges poussent le film ruisselant vers l'extrémité extérieure de l'ailette, ce qui conduit à un débordement avant de mouiller la totalité de la surface supérieure de l'ailette.

Dans le **Tableau 1**, sont présentés, à titre d'exemple, les résultats des débits de transition pour trois tubes à ailettes hélicoïdales de même pente axiale ( $\theta_a = 2^\circ$ ) et de pentes radiales différentes ( $\theta_r = 6^\circ; 10^\circ$  et  $12^\circ$ ).

**Tableau 1:** Influence de la pente radiale sur les débits de transition

Forme de l'ailette	Débits de transition (g/s)			
	$\theta_r = 6^\circ$ & $\theta_a = 2^\circ$	0	15	24
$\theta_r = 10^\circ$ & $\theta_a = 2^\circ$	0	17	25	85
$\theta_r = 12^\circ$ & $\theta_a = 2^\circ$	0	18	26	90

Description des différents régimes d'écoulement	←	→	←	→
	 sans débordement (avec zones sèches)	 (sans zones sèches)	 avec débordement (sans engorgement)	 (avec engorgement)

L'analyse du **Tableau 1** permet de dégager les deux points suivants:

- La forte inclinaison radiale ( $\theta_r = 12^\circ$ ) réduit, légèrement, l'effet centrifuge de l'écoulement hélicoïdal, mais elle reste insuffisante pour la compenser totalement.

- Les valeurs des débits de transition du premier régime au deuxième, puis au troisième varient très peu lorsque l'angle d'inclinaison radiale passe, par exemple, du simple au double.

En première approximation, l'hypothèse, que l'angle de pente radiale n'affecte pas trop les débits de transition, semble acceptable.

### 3.5.2 Influence de la pente radiale sur l'épaisseur du film

L'impact de l'angle d'inclinaison radiale de l'ailette sur l'épaisseur moyenne du film ruisselant est présenté sur la Fig. 2. Elle donne, à titre d'exemple, les variations de l'épaisseur moyenne du film ruisselant en fonction du débit d'alimentation, pour trois tubes à ailettes, de même pente axiale  $\theta_a = 2^\circ$  et de pentes radiales différentes, ( $\theta_r = 6^\circ$ ;  $10^\circ$  et  $12^\circ$ ). Les résultats relatifs à un tube lisse vertical et de même diamètre de base, sont aussi présentés.

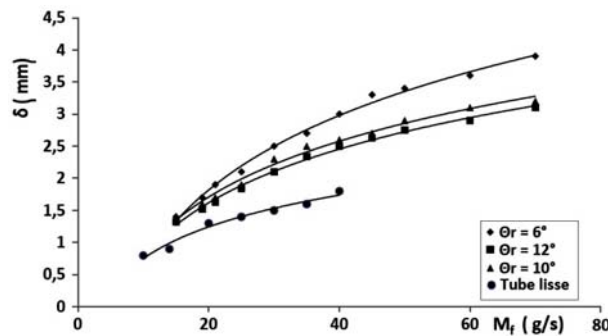


Fig. 7: Influence de la pente radiale sur l'épaisseur moyenne du film

L'analyse de la figure 7 montre que les épaisseurs moyennes du film:

- augmentent, de manière quasi logarithmique, avec les débits d'alimentation.
- diminuent quand l'inclinaison radiale de l'ailette augmente. Donc, une inclinaison radiale forte contribue à l'établissement d'un film ruisselant de faible épaisseur moyenne. A titre d'exemple, quand l'inclinaison radiale passe de  $6^\circ$  à  $12^\circ$ , les épaisseurs se réduisent, en moyenne, de 17 %.

Les épaisseurs moyennes relatives aux inclinaisons radiales  $10^\circ$  et  $12^\circ$  sont très rapprochées du faite que ces deux inclinaisons ne sont pas très distinctes. Celles, relatives un tube lisse vertical et de même diamètre de base, sont, en moyenne, 1,8 fois plus petites que celles données par les inclinaisons radiales  $10^\circ$  et  $12^\circ$ .

### 3.6 Influence de l'angle de pente axiale sur l'hydrodynamique du film

#### 3.6.1 Influence de l'angle de pente axiale sur le débit de débordement

Sur la figure 7, sont représentés les débits critiques de débordement sans engorgement apparaissant sur des tubes à ailettes spiralées de pentes axiales différentes.

L'analyse de la figure 7 montre que l'augmentation de l'angle de pente axiale réduit le débit critique de débordement. Ceci s'explique par l'effet centrifuge, qui devient de plus en plus important, sur des ailettes dont les pentes axiales augmentent. Le phénomène de débordement apparaît, par conséquent, rapidement.

#### 3.6.2 Influence de l'angle de pente axiale sur l'épaisseur moyenne du film

L'augmentation de la pente axiale de l'ailette accélère, relativement, la vitesse moyenne du film ruisselant. Elle contribue, d'une part, à la diminution de l'épaisseur



moyenne du film, qui ne s'accumule pas, d'autre part, à sa répartition sur la totalité des surfaces supérieure et inférieure de l'ailette, en régime de débordement.

Pour étudier l'influence de l'angle de pente axiale sur l'épaisseur moyenne du film ruisselant, trois tubes à ailettes, de même angle de pente radiale et de pentes axiales différentes, sont testés.

Le **Tableau 2** regroupe les caractéristiques géométriques des trois tubes expérimentales et la figure 8 présente les résultats concernant l'influence de la pente axiale sur l'épaisseur moyenne du film ruisselant. Les résultats relatifs à un tube lisse vertical, sans ailettes, sont aussi présentés.

**Tableau 2:** Caractéristiques géométriques des trois tubes expérimentales

Tube à pente axiale $\theta_a$	$D_{ex}$ (mm)	$D_o$ (mm)	$D_i$ (mm)	H (mm)	P (mm)	N
Pente forte: $7.5^\circ$	140	60	40	455	35	13
Pente forte: $4.5^\circ$	140	60	40	480	34	14
Pente forte: $2^\circ$	140	60	40	480	12	40

Tube à pente axiale $\theta_a$	H (mm)	$\theta_r$ ( $^\circ$ )	L (mm)	$E_{pe}/E_{po}$ (mm)	$A_i$ ( $m^2$ )	$A_t$ ( $m^2$ )
Pente forte: $7.5^\circ$	450	10	40	8/20	$5.7 \cdot 10^{-2}$	0.52
Pente forte: $4.5^\circ$	480	10	40	5/13.5	$6.03 \cdot 10^{-2}$	0.78
Pente faible: $2^\circ$	480	10	40	4/8	$6.03 \cdot 10^{-2}$	1

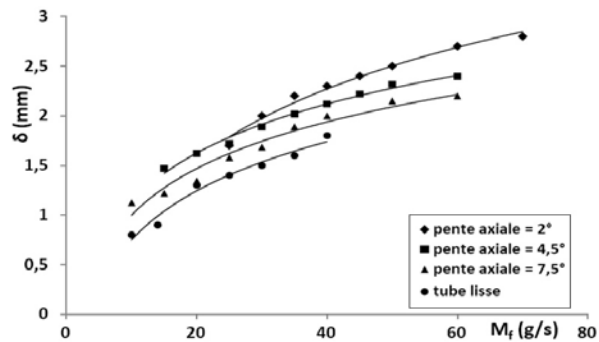


Fig. 8: Influence de la pente axiale sur l'épaisseur moyenne du film

L'analyse de la figure 8 permet de tirer les conclusions suivantes:

- une augmentation de l'épaisseur moyenne du film avec le débit d'alimentation. Cela s'explique, classiquement, par l'augmentation de la rétention totale du film avec le débit.
- les épaisseurs moyennes du film diminuent quand l'angle de pente axiale augmente. En effet, un film ruisselant s'écoule rapidement et ne s'accumule pas trop sur une ailette à forte pente axiale. Il donne une épaisseur moyenne plus faible que sur une ailette à faible pente axiale. A titre d'exemple, quand la pente axiale passe de  $2^\circ$  à  $7,5^\circ$ , les épaisseurs se réduisent, en moyenne, de 27%.
- les valeurs de l'épaisseur moyenne, relatives à un tube lisse vertical et de même diamètre de base, sont, en moyenne, 1,3 fois plus petites que celles données par une ailette de pente axiale égale à  $7,5^\circ$ .

#### 4. CONCLUSION

L'angle de pente axiale semble influencer plus l'hydrodynamique du film ruisselant que l'angle de pente radiale, en particulier:

L'augmentation de l'angle de pente axiale de l'ailette contribue:

- A une réduction, plus élevée, de l'épaisseur moyenne du film comparée à celle donnée par l'augmentation de la pente radiale.
- A une diminution du débit critique de débordement.

Ces deux résultats semblent être très appréciés du point de vue transfert de chaleur entre paroi ailette et film ruisselant. En effet, un film d'épaisseur réduite s'échauffe et s'évapore facilement, et un débordement double la surface d'échange thermique.

Cependant, pour une hauteur donnée du tube à ailette hélicoïdale, une forte pente axiale présente l'inconvénient géométrique de fournir une ailette hélicoïdale de faible surface d'échange, comparée à celle offerte par une ailette hélicoïdale de pente axiale faible. Par conséquent, l'augmentation de l'angle de pente axiale conduit, à un compromis entre conditions hydrodynamiques favorables aux transferts thermiques convectifs à savoir une faible épaisseur du film ruisselant et un débordement rapide et conditions géométriques défavorables aux transferts thermiques à savoir une surface d'échange thermique faible.

#### 5. ETUDE DES TRANSFERTS THERMIQUES

L'étude thermique a pour objectifs:

- d'évaluer les performances thermiques globale et partielle des différents tubes à ailettes en fonction du débit film et de l'angle de pente axiale de l'ailette.
- de trouver un compromis entre conditions hydrodynamiques et géométriques en vue d'améliorer les performances thermiques du tube à ailette hélicoïdale.

##### 5.1 Etude du transfert thermique global de l'échangeur

Elle concerne l'étude de l'échange thermique global de chaleur entre cœur du fluide caloporteur et cœur du film ruisselant.

##### 5.1.1 Formulations

###### 5.1.1.1 Puissance thermique volumique

On rapporte le flux moyen transféré:

- au volume global du tube expérimental.
- au potentiel thermique initial, défini par  $\Delta T_e = (T_{ce} - T_{fe})$ .

La puissance thermique volumique est, par conséquent, définie par la relation:

$$P_v = Q_{\text{moy}} / V \times (\Delta T_e) \quad (5)$$

Par analogie avec la compacité géométrique de l'échangeur, la puissance thermique volumique définit la compacité thermique. Elle permet, aussi, la comparaison des puissances thermiques de structures géométriques différentes.

###### 5.1.1.2 Coefficient de transfert thermique global [20]

Le coefficient global d'échange thermique est donné par:

$$h_g = \frac{Q_{\text{moy}}}{A_i \times F \times \Delta T_{\text{ml}}} \quad (6)$$

$\Delta T_{ml}$  est défini par:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (7)$$

### 5.1.1.3 Hauteur d'unité de transfert thermique globale $HUT_g$ [20]

Elle traduit le degré de transfert thermique, c'est-à-dire, il faut réaliser une hauteur de  $HUT_g$  mètres d'échangeur, pour transférer une unité d'énergie au fluide receveur.

Un échangeur est d'autant plus performant que son  $HUT_g$  est faible.  $HUT_g$  est un concept qui permet de comparer les performances des échangeurs de caractéristiques différentes, lorsque la définition de la surface de référence pour le calcul des conductances devient arbitraire.

Elle est définie, pour un tube de hauteur  $H$ , par:

$$HUT_g = \frac{H \times M_f \times C_p}{h_g \times A_i} \quad (8)$$

### 5.1.2 Présentation des résultats de l'étude thermique globale

Dans toutes les manipulations, le débit caloporteur utilisé est  $M_c = 420$  g/s qui correspond au Nombre de Reynolds  $Re_c = 11000$ .

A cette valeur, le régime d'écoulement établi, à l'intérieur du tube de base, est turbulent, ce qui correspond à un bon transfert thermique côté caloporteur.

Les figures 9, 10 et 11 montrent, respectivement, les variations de la puissance thermique volumique, le coefficient global de transfert thermique et la hauteur d'unité de transfert thermique globale en fonction du débit massique du film ruisselant, pour trois tubes à ailettes de pentes axiales différentes: - Pente axiale forte:  $7,5^\circ$ , - Pente axiale moyenne:  $4,5^\circ$ , - Pente axiale faible:  $2^\circ$ .

### 5.1.3 Analyse des résultats des échanges thermiques globaux

#### 5.1.3.1 Puissance thermique volumique

La puissance thermique volumique croît avec le débit du film ruisselant dans les régimes 1 et 2. Cette croissance est justifiée, d'une part, par l'augmentation de la vitesse d'écoulement qui accompagne celle du débit du film, d'autre part, par l'augmentation de la surface d'échange thermique, qui est directement liée à la puissance thermique, et qui se mouille, de plus en plus, en passant, successivement, du régime 1 au régime 2.

En régime de débordement, cette croissance s'atténue, puisque la totalité de la surface de l'ailette est mouillée, donc, reste constante, ainsi, les variations de la puissance thermique se stabilisent, asymptotiquement, pour les grands débits du film.

Pour les trois régimes, la puissance thermique volumique diminue quand l'angle de pente axiale de l'ailette augmente. En effet, la puissance thermique est proportionnelle à la surface d'échange, or cette dernière diminue quand l'angle de pente axiale augmente.

Ainsi, pour un tube de hauteur donnée, une ailette à forte pente axiale offre une surface plus petite, donc, donne une puissance plus faible que celle offerte par une ailette à faible pente axiale et qui donne une surface d'échange plus grande.

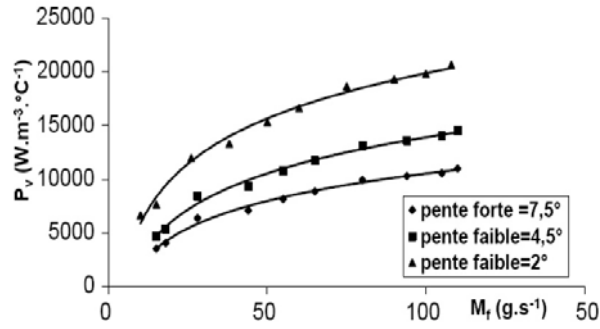


Fig. 9: Influence de la pente axiale sur la puissance thermique volumique

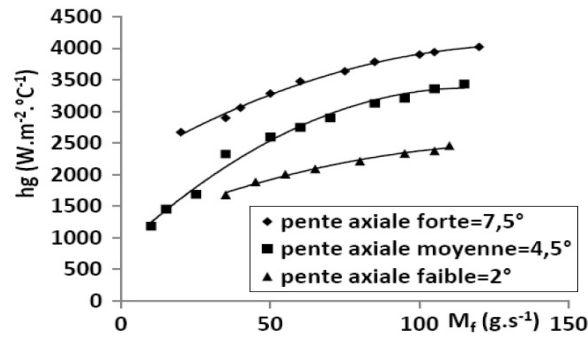


Fig. 10: Influence de la pente axiale sur le coefficient global de transfert thermique

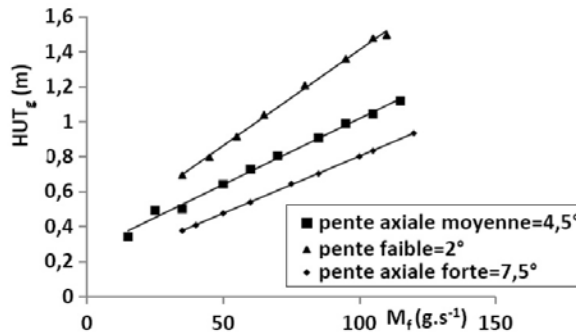


Fig. 11: Influence de la pente axiale sur la hauteur d'unité de transfert global

A titre d'exemple, pour un débit film de  $80 \text{ g/s}$ , les puissances sont les suivantes:

$$P_v \text{ (faible pente axiale, } \theta_a = 2^\circ) = 18,99 \text{ kW/m}^3\cdot^\circ\text{C}$$

$$P_v \text{ (moyenne pente axiale, } \theta_a = 4,5^\circ) = 13,15 \text{ kW/m}^3\cdot^\circ\text{C}$$

$$P_v \text{ (forte pente axiale, } \theta_a = 7,5^\circ) = 9,970 \text{ kW/m}^3\cdot^\circ\text{C}$$

Ces valeurs montrent que le tube à ailette à faible pente axiale est, approximativement, 1,5 plus puissant que celui à moyenne pente axiale et 2 fois plus puissant que celui à forte pente axiale.

Un classement des trois tubes, suivant le critère de la puissance volumique, est résumé dans le **Tableau 3** et place le tube à faible pente axiale au premier rang.

**Tableau 3:** Classement des trois tubes suivant le critère, Puissance volumique

Classement selon $P_v$	1 <sup>er</sup>	2 <sup>ème</sup>	3 <sup>ème</sup>
Tube à pente axiale	Pente faible=2°	Pente moyenne=4,5°	Pente forte=7,5°
Surface spécifique ( $\text{cm}^{-1}$ )	2	1,63	1,35
Puissance volumique moyenne ( $\text{kW/m}^3 \cdot \text{°C}$ )	15,02	10,59	8,02

### 5.1.3.2 Conductance thermique et hauteur d'unité de transfert globales

#### 5.1.3.2.1 Conductance thermique globale

Les courbes des figures 9 et 10, qui présentent, respectivement, les variations de la puissance thermique volumique et du coefficient de transfert thermique global, ont, toutes les deux, des allures, sensiblement, similaires. Cela traduit la traditionnelle proportionnalité de la loi de Fourier entre puissance thermique et coefficient de transfert thermique global, quand les températures, à la sortie, ne sont pas imposées.

Les valeurs du coefficient global de transfert thermique augmentent avec la pente axiale de l'ailette. Cette amélioration est attribuée à la vitesse d'écoulement qui est plus importante, donc plus turbulente, sur une ailette à forte pente axiale que sur une ailette à faible pente axiale. A titre d'exemple, quand la pente axiale passe de 2° à 7,5°, le coefficient de transfert thermique global s'améliore, en moyenne, de 38 %.

Le **Tableau 4** résume le classement des trois tubes à ailette suivant le critère de la conductance globale et place le tube à forte pente axiale au premier rang.

**Tableau 4:** Classement des trois tubes suivant le critère de la conductance globale

Classement selon $h_g$	1 <sup>er</sup>	2 <sup>ème</sup>	3 <sup>ème</sup>
Tube à pente axiale	Pente forte=7,5°	Pente moyenne=4,5°	Pente faible=2°
Surface spécifique ( $\text{cm}^{-1}$ )	1,35	1,63	2
Conductance globale moyenne ( $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ )	3469	2549	2135

#### 5.1.3.2.2 Hauteur d'unité de transfert globale $HUT_g$ .

Les valeurs de  $HUT_g$  :

- augmentent, linéairement, avec le débit du film ruisselant. Cette linéarité s'explique par l'équation (8), puisque, pour chacun des trois maquettes étudiées, la conductance globale ne varie que, très légèrement, en régime 3, pour la considérer comme constante.

- diminuent lorsque la pente axiale de l'ailette augmente, ceci s'explique par l'amélioration du coefficient global de transfert thermique avec cette pente axiale. Quand la pente axiale de l'ailette passe, par exemple, de 2° à 7,5°,  $HUT_g$  chute de 43%.

Le **Tableau 5** donne le classement, des trois tubes étudiés, par ordre décroissant de qualité de transfert ( $HUT_g$  croissante), et place le tube à forte pente axiale au premier rang.

On peut, globalement, conclure que:

- le classement établi par le critère  $HUT_g$  est identique à celui établi par le critère  $h_g$  puisque ces deux paramètres utilisent, dans leurs calculs, la même surface de référence, à savoir, la surface interne du tube de base.

- les classements, identiques, établis par les deux critères  $HUT_g$  et  $h_g$  sont, totalement inversés, comparés à celui établi par la puissance thermique volumique. En effet, la puissance thermique est, directement, croissante avec la surface d'échange côté film et non la surface interne côté caloporteur.

**Tableau 5:** Classement des trois tubes suivant le critère:  $HUT_g$

Classement selon $HUT_g$	1 <sup>er</sup>	2 <sup>ème</sup>	3 <sup>ème</sup>
Tube à pente axiale	forte=7,5°	moyenne=4,5°	faible=2°
Surface spécifique (m <sup>2</sup> /m)	1.35	1,63	2
Conductance globale moyenne (kW/m <sup>2</sup> .K)	3469	2549	2135
$HUT_g$ moyenne (m)	0.64	0.76	1.125

## 5.2 Etude du transfert thermique partielle, côté film

L'utilisation d'un débit caloporteur élevé ( $M_c = 420$  g/s) correspond au Nombre de Reynolds  $Re_c = 11000$   $Re_{cc} = 11000$ .

A cette valeur, le régime d'écoulement établi, à l'intérieur du tube de base, est turbulent, ce qui correspond à un bon transfert thermique côté caloporteur. Ceci permettrait, d'une part, de négliger l'influence de la résistance thermique, du côté caloporteur, qui devient très faible, d'autre part, d'étudier la sensibilité du transfert thermique partiel, côté film, vis à vis de l'angle de pente axiale de l'ailette et de l'hydrodynamique du film ruisselant.

### 5.2.1 Formulation

#### 5.2.1.1. Coefficient partiel de transfert thermique côté film [20-24]

Le coefficient partiel de transfert thermique décrit un phénomène local entre ailette et film ruisselant. Deux méthodes peuvent être utilisées pour l'évaluer à partir des paramètres mesurés:

- La première méthode, basée sur les travaux de Wilson [21-23], suppose la connaissance d'un modèle de l'ailette. Vu la complexité de la géométrie de l'ailette hélicoïdale (épaisseurs variables, inclinaisons radiale et axiale...), un modèle approximatif unidimensionnel, du type barre droite à section constante avec conditions aux frontières simplifiées, induit de grosses erreurs sur l'évaluation de l'ailette et par suite sur le coefficient de transfert thermique partiel.
- La deuxième méthode [24] emprunte une approche directe et donne, directement, le coefficient partiel sans faire d'hypothèses comportementales sur les transferts thermiques dans le caloporteur et dans le corps de l'ailette hélicoïdale et se passe d'un modèle de l'ailette hélicoïdale. Cette méthode directe considère, comme système d'étude, le demi-échangeur (ailette-film ruisselant) et s'intéresse au transfert thermique direct entre la paroi externe de l'ailette et le film ruisselant.

Elle consiste à mesurer, directement, les températures de la paroi de l'ailette et du film ruisselant à l'entrée et à la sortie de la maquette et à appliquer la loi de Fourier [20] pour le flux thermique entre paroi externe et film ruisselant.

Le coefficient de transfert thermique partiel entre paroi externe de l'ailette et film est donné par:

$$h_f = \frac{Q}{A_f \times \Delta T_{ml(p-f)}} \quad (9)$$

$\Delta T_{ml(p-f)}$  est défini par:

$$\Delta T_{ml(p-f)} = \frac{(T_{pe} - T_{fe}) - (T_{ps} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{pe} - T_{fe})}{(T_{ps} - T_{fs})}} \quad (10)$$

### 5.2.1.2 Hauteur d'unité de transfert partielle côté film: [20-24]

Ce paramètre a la même signification physique fondamentale que la hauteur globale  $HUT_g$  sauf, qu'il concerne le demi échangeur (ailette-film ruisselant) et non l'échangeur global. Il est donné, pour une hauteur (H) du tube, par la même expression:

$$HUT_f = \frac{H \times M_f \times C_p}{h_f \times A_f} \quad (11)$$

### 5.2.2 Présentation des résultats de l'étude thermique partielle, côté film

Les figures 12 et 13 montrent, respectivement, les variations du coefficient de transfert thermique partiel et de la hauteur d'unité de transfert partielle côté film en fonction du débit massique du film ruisselant, et de la pente axiale de l'ailette hélicoïdale (trois pentes axiales sont utilisées: pente forte ( $7,5^\circ$ ), pente moyenne ( $4,5^\circ$ ) et pente faible ( $2^\circ$ )).

La figure 14 donne une comparaison des HUT partielles de ces trois tubes à ailettes et d'un tube lisse vertical et la figure 15 donne les variations, regroupées, des paramètres  $HUT_f$ ,  $h_f$  et  $A_f$  en fonction de la pente axiale ( $\theta_a$ ).

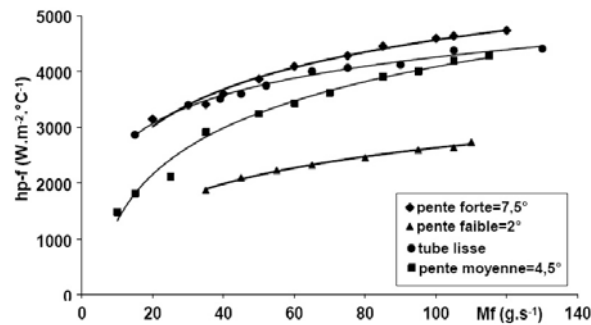


Fig. 12: Influence de la pente axiale sur le coefficient partiel de transfert côté film

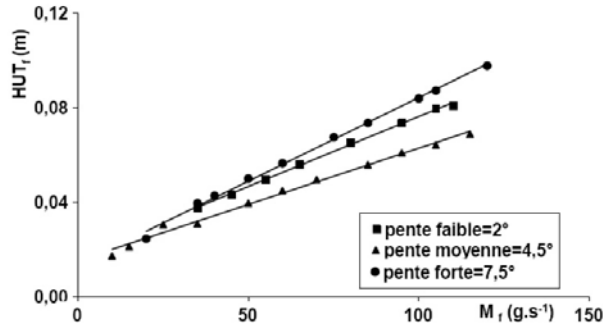


Fig. 13: Influence de la pente axiale sur la hauteur d'unité de transfert côté film

### 5.2.3 Analyse des résultats du demi-échangeur (paroi ailette-film)

#### 5.2.3.1 Coefficient partiel de transfert thermique, côté film

L'analyse de la figure 12 montre que:

- Les valeurs du coefficient partiel de transfert thermique, pour les trois tubes, à forte, moyenne et faible pentes axiales, augmentent avec le débit massique du film ruisselant. Cette augmentation s'atténue, en régime de débordement sans engorgement, à cause de la surépaisseur de film ruisselant et de la surface mouillée de l'ailette, qui n'augmente plus dans ce régime.
- L'augmentation de la pente axiale de l'ailette améliore le transfert thermique partiel, côté film, ceci s'explique, classiquement, par la turbulence, induite au niveau de l'écoulement par l'accélération de la vitesse, sur une ailette à forte pente axiale. Quand la pente axiale de l'ailette varie, par exemple, de 2° à 7,5°, le coefficient de transfert thermique partiel s'améliore, en moyenne, de 42 %. Les transferts convectifs partiels, côté film, sont, donc, très sensibles à la variation de la pente axiale de l'ailette.

Le **Tableau 6** résume le classement des trois tubes suivant le critère du coefficient convectif partiel et qualifie le tube à forte pente axiale de plus performant.

Les valeurs du coefficient convectif partiel relatif à un tube lisse vertical sont comparables à celles du tube à forte pente axiale. Ceci s'explique par la turbulence de l'écoulement, due à la vitesse élevée, dans ces deux tubes.

**Tableau 6:** Classement des trois tubes suivant le critère de coefficient convectif:  $h_g$

Classement selon $h_g$	1 <sup>er</sup>	2 <sup>ème</sup>	3 <sup>ème</sup>
Tube à pente axiale	forte=7,5°	moyenne=4,5°	faible=2°
Surface spécifique (m <sup>2</sup> /m)	1,35	1,63	2
Coefficient partiel moyen (W/m <sup>2</sup> .°C)	4081	3186,3	2367

#### 5.2.3.2 Hauteur d'unité de transfert partielle, côté film

La figure 13, analysée, montre que:

- les valeurs de la hauteur d'unité de transfert partielle augmentent, linéairement, avec le débit du film ruisselant, pour chacun des trois maquettes étudiées. Cette croissance linéaire s'explique, d'après l'équation 11, par la conductance thermique



partielle et la surface mouillée de l'ailette hélicoïdale qui ne varient que, très faiblement, en régime 3.

- les valeurs de la hauteur d'unité de transfert partielle relatives à l'ailette à forte pente axiale sont les plus élevées, par conséquent, une telle ailette, reste la moins efficace.
- La figure 14 montre que le tube lisse vertical présente des valeurs très élevées de  $HUT_f$ , comparées à celles des différents tubes à ailettes hélicoïdales étudiés. Il reste, donc, suivant le critère:  $HUT_f$ , le moins efficace thermiquement.
- quand la pente axiale de l'ailette passe de  $2^\circ$  à  $4,5^\circ$ , son  $HUT_f$  chute, en moyenne, de 23%, enregistrant, ainsi, une amélioration de qualité de transfert thermique entre ailette et film ruisselant. Au contraire, quand la pente axiale de l'ailette passe de  $4,5^\circ$  à  $7,5^\circ$ , son  $HUT_f$  s'élève, en moyenne, de 29 %, traduisant, ainsi, une perte de qualité de transfert thermique entre ailette et film ruisselant.

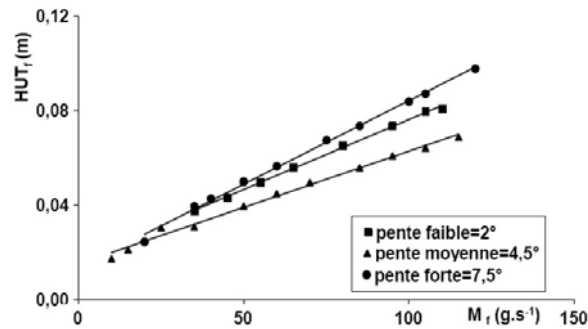


Fig. 13: Comparaison des  $HUT_f$  entre tubes à ailettes et tube lisse vertical

L'analyse de la figure 14 indique que:

- pour une ailette à faible pente axiale ( $2^\circ$ ), le fait que la surface d'échange soit élevée ne semble pas compenser la détérioration du transfert thermique partiel, due à une faible vitesse d'écoulement, puisque son  $HUT_f$  moyenne reste élevée, égale à 0,12 m.
- pour une ailette à forte pente axiale ( $7,5^\circ$ ), le fait que la conductance thermique partielle soit élevée ne semble pas compenser la faible surface d'échange offerte par une telle ailette, puisque, aussi, son  $HUT_f$  moyenne reste élevée égale à = 0,13 m.
- Il existe une pente axiale optimale pour laquelle  $HUT_f$  est minimale.
- quand l'angle de pente axiale augmente, la surface d'échange de l'ailette diminue alors que le coefficient convectif partiel augmente. Une dualité entre ces deux paramètres s'impose.

Le **Tableau 7** donne le classement, suivant le critère  $HUT_f$ , des trois tubes à ailettes étudiés. Il place le tube à ailette, à moyenne pente axiale, au premier rang et celui, à forte pente axiale, au dernier rang.

L'utilisation de  $HUT_f$ , comme critère de performance, est très significative. En effet, ce paramètre est évalué sur la base de la surface mouillée de l'ailette qui est, directement, liée au transfert thermique côté film. D'après l'équation 11,  $HUT_f$  intègre, à la fois, surface mouillée d'échange thermique et coefficient partiel de transfert convectif.

La dualité entre une surface augmentée et un coefficient de transfert convectif élevé, conduit à la recherche d'un compromis entre ces deux paramètres.

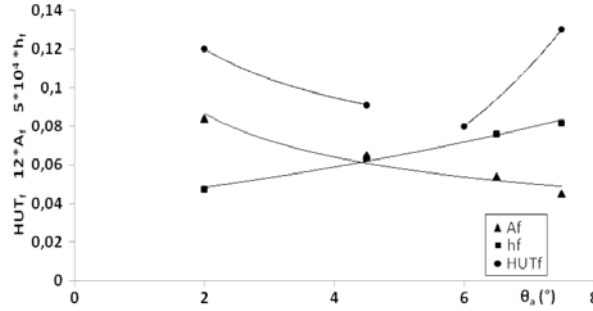


Fig. 14: Influence de la pente axiale sur:  $HUT_f$ ,  $h_f$  et  $A_f$

**Tableau 7:** Classement des trois tubes suivant le critère  $HUT_f$

Classement selon $HUT_f$	1 <sup>er</sup>	2 <sup>ème</sup>	3 <sup>ème</sup>
Tube à pente axiale	moyenne=4,5°	faible=2°	forte=7,52°
Surface spécifique (m <sup>2</sup> /m)	1.63	2	1.35
Coefficient partiel moyen (W/m <sup>2</sup> .°C)	3186.3	2367	4081
$HUT_f$ moyen (m)	0.092	0.12	0.13

Ce classement est, totalement, modifié, comparé à celui déterminé par le critère utilisant le coefficient convectif partiel (**Tableau 6**).

En l'absence d'un modèle mathématique rigoureux pour une telle ailette hélicoïdale, trouver un compromis entre une surface d'échange augmentée et un coefficient de transfert élevée, et obtenir un demi-échangeur ailette-film efficace, caractérisé par une  $HUT_f$  minimale, consiste à exploiter l'équation 11. Cette dernière indique que  $HUT_f$  est faible pour un produit ( $A_f \times h_f$ ) élevé.

La structure double ailette, à forte pente axiale, placée en parallèle sur le même tube de base semble satisfaire à cette condition. La forte pente axiale permettrait d'avoir un écoulement turbulent, et garantit un coefficient de transfert convectif, côté film, élevé, tandis que la double ailette hélicoïdale permettrait d'offrir une surface d'échange thermique relativement grande.

## 6. ETUDE DE LA STRUCTURE DOUBLE AILETTE HELICOÏDALE

L'objectif de cette étude est de comparer les performances thermiques de la nouvelle structure à double ailette hélicoïdale à celles des tubes mono-ailettes présentant les meilleures performances suivant les critères de la conductance convective partielle et la hauteur d'unité de transfert partielle.

### 6.1 Paramètres géométriques

Le **Tableau 8** regroupe les paramètres géométriques des trois tubes à comparer:

- Le premier tube est muni d'une seule ailette hélicoïdale (mono-ailette) à forte pente axiale ( $\theta_a = 7,5^\circ$ ). Ce tube est le plus performant suivant le critère  $h_f$ .
- Le second tube est muni d'une seule ailette hélicoïdale (mono-ailette) à moyenne pente axiale ( $\theta_a = 4,5^\circ$ ). Ce tube est le plus performant suivant le critère  $HUT_f$ .
- Le troisième tube est muni de deux ailettes hélicoïdales, placées en parallèle, sur le même tube de base (tube à double ailette hélicoïdale) et présentant une forte pente axiale ( $\theta_a = 6,5^\circ$ ).

**Tableau 8:** Caractéristiques géométriques des tubes mono-ailettes et double ailette

Désignation	$D_{ex}$ (mm)	$D_o$ (mm)	$D_i$ (mm)	P (mm)	N	H (mm)
Mono ailette Pente forte: $7,5^\circ$	140	60	40	35	13	450
Mono ailette Pente forte: $4,5^\circ$	140	60	40	34	14	480
Double ailette Pente forte: $2^\circ$	140	60	40	12	40	480
Tube à pente axiale $\theta_a$	$\theta_r$ ( $^\circ$ )	$\theta_a$ ( $^\circ$ )	L (mm)	$E_{pe}/E_{po}$ (mm)	$A_i$ ( $m^2$ )	$A_t$ ( $m^2$ )
Mono ailette Pente forte: $7,5^\circ$	10	7.5	40	8/20	$5.7 \times 10^{-2}$	0.53
Mono ailette Pente forte: $4,5^\circ$	10	4.5	40	5/13.5	$6.03 \times 10^{-2}$	0.78
Double ailette Pente faible: $2^\circ$	10	$2 \times 20$	40	10/20	$5.7 \times 10^{-2}$	$0.7 \times 2$

## 6.2 Présentation des résultats

Le même protocole expérimental est appliqué au tube à double ailette hélicoïdale à forte pente axiale:  $\theta_a = 6,5^\circ$ .

L'étude hydrodynamique de la structure double ailette a donné les quatre régimes d'écoulement, précédemment observés, dans les différents tubes mono-ailettes. Ses débits de transitions d'un régime à l'autre sont, environ, 1,8 fois plus élevées que ceux trouvés dans le tube mono-ailette à forte pente axiale ( $\theta_a = 7,5^\circ$ ). Ce résultat semble logique puisque le tube à double ailette présente, à peu près, la même pente axiale mais une surface d'échange, double, pouvant recueillir des débits plus grands.

L'étude thermique a permis d'évaluer et de comparer les performances thermiques entre la structure double ailette et les structures mono-ailettes.

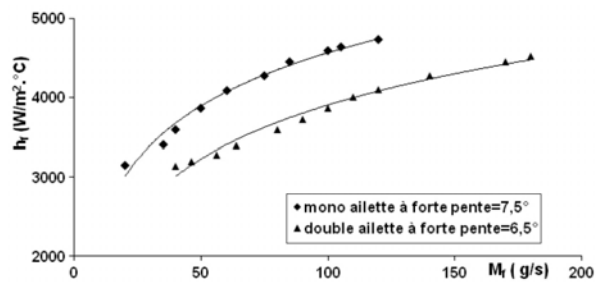


Fig. 15: Comparaison des coefficients thermiques partiels entre tube Mono ailette et tube double ailette de fortes pentes axiales rapprochées

La figure 15 présente les variations du coefficient partiel de transfert thermique en fonction du débit massique du film ruisselant, pour le tube à double ailette hélicoïdale qui présente une forte pente axiale et pour le tube mono-ailette, à forte pente axiale et, classé plus performant, suivant le critère de coefficient convectif partiel.

La figure 16 présente les variations de la hauteur d'unité de transfert partielle, côté film, en fonction du débit massique du film ruisselant pour le tube à double ailette et pour le tube, mono-ailette, à moyenne pente axiale ( $\theta_a = 4,5^\circ$ ) et, classé plus performant, suivant le critère de la hauteur d'unité de transfert partielle. Les résultats relatifs au tube mono-ailette à forte pente axiale sont aussi présentés.

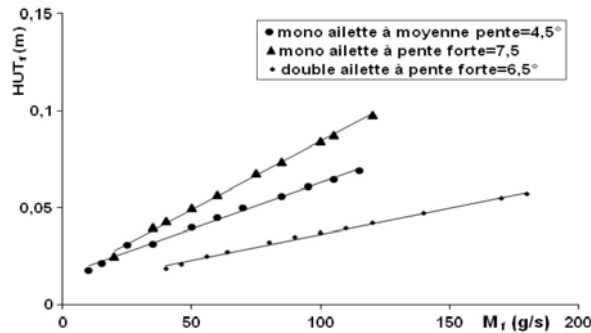


Fig. 16: Comparaison des  $HUT_f$  côté film, entre tubes mono ailettes et double ailette

### 6.3 Analyse des résultats

#### 6.3.1 Coefficient de transfert convectif partiel

L'analyse de la figure 15 montre que les valeurs du coefficient convectif partiel, côté film, pour le tube à double ailette et à forte pente axiale, sont, légèrement, faibles, comparées à celles du tube mono-ailette à forte pente axiale. En moyenne, elles sont plus faibles de 7 %. En effet, sur chacune des deux ailettes, placées en parallèle, ne ruisselle que, la moitié du débit d'alimentation et par suite, le coefficient convectif partiel correspondant s'y trouve, légèrement, diminué.

#### 6.3.2 Hauteur d'unité de transfert partielle

L'analyse de la figure 16 a permis de comparer les performances, basées sur le critère  $HUT_f$ , du tube à double ailette et des deux tubes mono-ailettes (à forte et à moyenne pentes axiales). Le tube à double ailette présente des valeurs de  $HUT_f$  plus faibles, par conséquent, il est le plus performant. Le tube, à moyenne pente axiale et qualifié comme le plus performant parmi les tubes mono-ailettes testés, se classe au second rang après le tube à double ailette à forte pente axiale.

La valeur moyenne de  $HUT_f$ , relative au tube à double ailette, est, respectivement, plus faible de 42 % et 19 % par rapport au tube mono-ailette à forte pente axiale et au tube à moyenne pente axiale.

La structure double ailette à forte pente axiale constitue, donc, une meilleure solution, satisfaisant, d'une part le compromis recherché et d'autre part réalisant la compacité géométrique souhaitée puisque son facteur d'augmentation de surface atteint une valeur de 15, ce qui signifie qu'un seul tube à double ailette remplace, environ, 15 tubes lisses de même hauteur et de même diamètre de base.

## 7. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Cette étude a montré l'influence de l'hydrodynamique du film ruisselant et de la géométrie de l'ailette, particulièrement, sa pente axiale sur les performances thermiques de l'évaporateur en régime d'échauffement.

L'étude hydrodynamique du film ruisselant a permis de conclure que:

- Le régime d'écoulement, avec débordement sans engorgement, est le plus intéressant puisqu'il correspond au domaine de mouillabilité totale de la surface de l'ailette.
- L'épaisseur moyenne du film dépend des angles de pentes axiale et radiale, en particulier, une forte pente axiale ( $7,5^\circ$ ) et radiale ( $10^\circ$ ) a permis d'établir un écoulement d'épaisseur moyenne de 1,68 mm, valeur supérieure à celle d'un tube lisse vertical, d'environ 20,8 %, ceci éviterait la formation de zones sèches, en cas de flux thermique fort ou de faible débit film.
- L'augmentation de la pente axiale accélère l'écoulement et initie le débordement qui apparaît rapidement pour doubler la surface d'échange thermique.

L'étude thermique a permis d'évaluer les performances thermiques à savoir la puissance volumique, les coefficients convectifs global et partiel en fonction du débit film. Ils augmentent, tous, avec le débit du film dans le régime 2 et deviennent quasi-constants dans le régime 3, établissant, ainsi, un état thermique presque stationnaire de l'évaporateur.

L'étude de l'influence de la pente axiale, a permis de tirer les conclusions suivantes:

- Une forte pente axiale fait diminuer la puissance thermique volumique à cause de la faible surface d'échange thermique offerte par une telle ailette. La puissance volumique chute, en moyenne, de 48 % quand la pente axiale passe de  $2^\circ$  à  $7,5^\circ$ .
- Une forte pente axiale accélère l'écoulement et y induit une turbulence qui améliore le transfert thermique global et partiel. Quand la pente axiale passe de  $2^\circ$  à  $7,5^\circ$ , le coefficient convectif global augmente de 38 % et celui partiel de 42%. Ceci montre une nette sensibilité du transfert thermique partiel côté film aux variations de la pente axiale.
- Les classements, utilisant les coefficients convectifs global et partiel, comme critères de comparaison, place les tubes: à forte pente axiale ( $7,5^\circ$ ) au premier rang, à moyenne pente axiale ( $4,5^\circ$ ) au deuxième rang et à faible pente axiale ( $2^\circ$ ) au dernier rang.
- Le classement, utilisant la hauteur d'unité de transfert partielle, comme critère de comparaison, place les tubes : à moyenne pente axiale au premier rang, à faible pente axiale au deuxième rang et à forte pente axiale au dernier rang. Ce classement est, totalement, modifié comparé à celui donné par le critère du coefficient convectif.
- L'analyse des évolutions, regroupées, des paramètres ( $h_f$ ), ( $HUT_f$ ) et ( $A_f$ ) en fonction de la pente axiale de l'ailette a permis de dégager les deux points suivants:
  - 1- Les deux paramètres ( $h_f$ ) et ( $A_f$ ) varient en sens inverse en fonction de la pente axiale. Il existe, donc, une dualité entre une surface d'échange augmentée et un coefficient de transfert convectif partiel élevé qu'il faudrait lever par la recherche d'un compromis.

2- Il existe une pente axiale optimale qui permettrait d'obtenir un ( $HUT_f$ ) minimale.

L'étude thermique de la structure double ailette à forte pente axiale ( $6,5^\circ$ ) a permis de satisfaire à ce compromis. En effet, La valeur moyenne de ( $HUT_f$ ), relative à la

structure double ailette à forte pente axiale, est, respectivement, plus faible de 42% et 19 % par rapport au tube mono-ailette à forte pente axiale et au tube à moyenne pente axiale.

La structure double ailette hélicoïdale est une solution qui est basée sur le dédoublement de la surface d'échange ( $f = 15$ ) en gardant une ailette à forte pente axiale qui, elle, garantit un coefficient de transfert convectif élevé.

Une deuxième solution, basée sur l'augmentation du coefficient de transfert thermique convectif, pourrait être envisagée. Elle consisterait à créer des promoteurs de turbulence sur le parcours de l'écoulement spiralé du film ruisselant, genre ailettes à pas d'escaliers en colimaçon, tout en gardant une ailette à faible pente axiale et qui garantit une surface d'échange thermique importante.

Une troisième solution consisterait à élaborer un modèle mathématique rigoureux liant les trois facteurs décisifs à savoir la géométrie de l'ailette, l'écoulement du film ruisselant et les transferts thermiques global et partiel.

## NOMENCLATURE

$A_f$ : Surface d'échange thermique côté film, $m^2$	$A_i$ : Surface d'échange thermique côté caloporteur, $m^2$
$A_m$ : Surface mouillée côté film, $m^2$	$C_p$ : Chaleur massique de l'eau, $W/kg.K$
$D_0$ : Diamètre intérieur du tube de base, m	$D_i$ : Diamètre extérieur du tube de base, m
$D_{ex}$ : Diamètre extérieur du tube à ailette hélicoïdale, m	$P_V$ : Puissance thermique volumique, $W/m^3.K$
$E_{p0}$ : Epaisseur de l'ailette à la base, m	$P$ : Pas de l'ailette, m
$T_f$ : Température du film ruisselant, K	$E_{pe}$ : Epaisseur de l'ailette à l'extrémité, m
$T_p$ : Température de la paroi, K	$t_s$ : Temps de séjours du film ruisselant, s
$f$ : Facteur d'augmentation de surface	$T_c$ : Température du caloporteur, K
$V_r$ : Volume de rétention du liquide, $m^3$	$R_{ec}$ : Nombre de Reynolds caloporteur
$F$ : Facteur correctif	$V$ : Volume global du tube avec ailette, $m^3$
$h_g$ : Coefficient de transfert thermique global, $W/m^2.K$	$e$ : Entrée échangeur- s :Sortie échangeur
$H$ : Hauteur du tube, m	$h_f$ : Coefficient de transfert thermique partiel, côté film, $W/m^2.K$
$\Delta T_{(p-f)}$ : Température moyenne logarithmique entre paroi et film, K	$\Delta T_i$ : Potentiel thermique initial, K
$HUT_g$ : Hauteur d'unité de transfert thermique globale, m	$\Delta T_{ml}$ : Température moyenne logarithmique entre caloporteur et film, K
$Q_{moy}$ : Flux thermique moyen transféré, W	$HUT_f$ : Hauteur d'unité de transfert thermique partielle, côté film, m
$M_f$ : Débit massique du film, $kg/s$	$L$ : Largeur de l'ailette, m
$M_v$ : Débit volumique du film, $m^3/s$	$M_c$ : Débit massique du caloporteur, $kg/s$
$\delta$ : Epaisseur moyenne du film, mm	$N$ : Nombre de spires par tube
$\theta_r$ : Inclinaison radiale de l'ailette, °	$\theta_a$ : Inclinaison axiale de l'ailette, °

## REFERENCES

- [1] P.E. Minton, '*Handbook of Evaporation Technology*', Noyes Publications, Park Ridge, New Jersey, USA, 1987.
- [2] J.F. Reynaud, '*Concentration par Evaporation et Recompression Mécanique de Vapeur*', Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, Editions Eyrolles, 1984.
- [3] R.A. Smith and M.A. Mimech, '*Vaporisers Selection, Design and Operating*', Longman Scientific and Technical, Wiley, New York, 1986.
- [4] P.K. Sarma, A.A. Jubouri and V.N. Murthy, '*Evaporation from Accelerating Laminar Liquid Films*', The Canadian Journal of chemical Engineering, Vol. 56, N°5, pp. 639 – 642, 1987.
- [5] Z.Q. Shen, C.H. Liu and F. Liu, '*Effect of Systematic Grooved Surface on the Rate of Heat and Mass Transfer in a Falling Liquid Film*', 8<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference, San Francisco, California, pp. 17 - 22, 1986.
- [6] B.Q. Liu, P. Le Goff, '*Transfert de chaleur et limite de mouillabilité d'un film ruisselant sur paroi plane inclinée entre 0 et 90°*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, N°7, pp. 1847 – 1855, 1991.
- [7] B.Q. Liu, P. Le Goff, '*Contacteur Gaz-Liquide à Film Ruisselant sur Plaque Plane pour Evaporation, Absorption et Désorption*', Revue Générale de Thermique, Vol. 31, N°364, pp. 245 – 252, 1992.
- [8] M. Barkaoui, '*Contribution à l'Etude des Evaporateurs à Film Ruisselant*', Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, France, 1986.
- [9] A. Ramadan, P. Le Goff et B. Clauzade, '*Comment la Non Uniformité de l'Écoulement Permet d'Augmenter l'Efficacité de Certains Echangeurs*', Colloque sur les Progrès Récents dans les Echangeurs Thermiques, Grenoble, 1988.
- [10] H. Le Goff, A.Y. Soetrisnanto, B. Schwarzer and P. Le Goff, '*A New Falling Film Evaporator with Spiral Fins*', The Chemical Engineering Journal, Vol. 50, N°3, pp. 169 – 171, 1996.
- [11] B.P. Schwarzer, M.S. Rahbar and P. Le Goff, '*A Novel Type of Falling Film Heat and Mass Exchanger*', International Absorption Heat Pump Conference, New-Orleans, LA, USA, July 19-24, 1994.
- [12] B. Schwarzer, S. Mojtaba and H. Le Goff, '*Film Ruisselant dans un Tube à Ailette Spirale Intérieure*', 4<sup>ème</sup> Congrès Français de Génie des Procédés, Grenoble, France 21–23 Septembre 1993.
- [13] S. Bessenet, V. Renaudin, J.P. Leclerc and J.M. Hornut, '*RTD Studies in a Falling Film Graphite Evaporator with Internal Spiral Fins: Influence of the Geometry*', The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 78, N°3, pp. 486 – 494, 2000.
- [14] M. El-Haimer, H. Le Goff et A. Soetrisnanto, '*Un Nouvel Evaporateur à Film Ruisselant sur Spirale Externe en Graphite*', Première Conférence Maghrébine de Génie des Procédés, COMAGEP 1, Marrakech, 4-6 Mai, 1994.
- [15] M. El-Haimer, P. Le Goff, A. Soetrisnanto et M. Barkaoui, '*Un Nouvel Evaporateur à Film Ruisselant sur Spirale Externe, Essais Hydrodynamiques*', Congrès Maghrébin de Génie des Procédés, Gabès, Tunisie, 1994.
- [16] M. El-Haimer, M. Barkaoui, P. Le Goff, A. Soetrisnanto and A. Irhzo, '*Un Nouvel Evaporateur à Film Ruisselant sur Spirale Externe, Essais d'Echauffement*', International Thermal Energy and Environment Congress, ITEEC 97, Marrakech, 9-12 June 1997.
- [17] Z. Meddeb et M.R. Jeday, '*Etude Expérimentale et Théorique de l'Écoulement sur des Ailettes Spirales*', 4<sup>es</sup> Journées sur les Écoulements et les Transferts, Hammamet, Tunisie, 2002.

- [18] Z. Meddeb et M.R. Jeday, '*Modélisation du Début de l'Evaporation dans un Nouvel Echangeur / Evaporateur à Ailettes Spirales en Graphite*', Journal Maghrébin de Physique, Vol. 2, N°2, pp. 1 – 12, 2003.
- [19] P. Le Goff et B. Clauzad, '*Procédés et Dispositif d'Echange Thermique avec Film Ruisselant: Un Nouvel Evaporateur à Film Ruisselant de Haute Performance*'.
- [20] J.F. Saccadura, '*Initiation aux Transferts Thermiques*', Editions Techniques et Documentations, Paris, 1993.
- [21] D.E. Briggs and E.H. Young, '*Modified Wilson Plot Technics For Obtaining Heat Transfer Correlations For Shell And Tube Heat Exchanges*', Chemical Engineering Progress Symposium, Vol. 65, N°92, pp. 34 – 45, 1969.
- [22] Z. Middeb, M.R. Jeday et S. Harman, '*Flux Thermique et Coefficients de Transfert Global et Partiel d'un Echangeur à Ailette Spiralee en Graphite*', Mécanique et Industries, Vol. 5, N°5, pp. 519 – 527, 2004.
- [23] F.P. Incropera and D.P. DeWitt, '*Fundamentals of Heat and Mass transfer*', Wilay, NY, 3<sup>rd</sup> Ed, 53 p., 1990.
- [24] A. Soetrignano, '*Un Nouvel Evaporateur à Film Ruisselant sur Ailette Spiralee en Graphite*', Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, France, 1992.