

République Algérienne Démocratique et Populaire

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT DE MECANIQUE

THESE DE MAGISTER

Spécialité : Mécanique

Option : Energétique

Thème

**ETUDE EXPERIMENTALE DES
PARAMETRES CONTRIBUANT A
L'AMELIORATION DES PERFORMANCES
DYNAMIQUES ET THERMIQUES
DES ECHANGEURS TUBULAIRES**

Présentée par

M.LABID

(Ingénieur en mécanique)

Soutenue le 26/4/1995 devant la commission d'examen:

Mr M. BOUHADF, Professeur (USTHB).....Président

Mr S. AOUACHRIA , Maitre de conf. (INH).....Examinateur

Mr A. HARHAD, Maitre de conf. (USTB).....Examinateur

Mr M. DAMOU, Maitre de conf. (USTB).....Examinateur

Mr M. ZAHZAM, Maitre de conf. (USTB).....Rapporteur

SOMMAIRE

	Page
NOMENCLATURE.....	
INTRODUCTION.....	02
CHAPITRE I.....	06
ASPECTS DYNAMIQUES ET THERMIQUES DES ECOULEMENTS FORCES DANS LES CONDUITES CIRCULAIRES	
I.1 ASPECT DYNAMIQUE DE L'ECOULEMENT DANS LES CONDUITES CIRCULAIRES.....	07
I.1.1 Considérations générales et données expérimentales.....	07
I.1.2 Ecoulements hydrauliquement établis.....	08
I.1.3 Propriétés des écoulements non établis.....	08
I.2 DISSIPATION D'ENERGIE MECANIQUE - PERTES DE CHARGE.....	09
I.2.1 Pertes de charge par frottement ou linéaires.....	10
I.2.2 Pertes de charge singulières.....	10
I.2.3 Corrélations sur le coefficient de frottement dans les tubes lisses.....	11
- Corrélation de DARCY [19].....	11
- Corrélation de NIKURADSE [16].....	12
- Corrélation de BLASIUS et Mc ADAMS [16].....	12
- Corrélation de COLEBROOK [16].....	12
- Corrélation pour une paroi rugueuse d'un tube.....	14
I.3 ASPECT THERMIQUE DE L'ECOULEMENT FORCÉ DANS LES TUBES.....	14
I.3.1 Equation d'énergie.....	15
I.3.2 Comportement de l'écoulement dans la région d'entrée.....	16
- Température moyenne de mélange.....	16
- Cas du flux pariétal constant ($q_p = cte$) - écoulement laminaire.....	18
- Cas de température constante à la paroi ($T_p = cte$).....	18
I.3.3 Notions élémentaires de turbulence.....	19
- Grandeurs turbulentes.....	19
- Aspect de la turbulence.....	20
- Concept de l'écoulement turbulent.....	21
I.3.4 Corrélations sur Nusselt en régime turbulent établi.....	22
I.4 CONCLUSION.....	23
CHAPITRE II.....	25
AMELIORATION DE L'ECHANGE DE CHALEUR PAR CONVECTION FORCEE DANS LES APPLICATIONS INDUSTRIELLES	
II.1 GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR.....	25
II.1.1 Principaux types d'échangeurs.....	25

II.1.2 Evaluation du coefficient d'échange global	26
II.2 ANALYSE DE L'AMELIORATION DU TRANSFERT THERMIQUE.....	27
II.2.1 Augmentation de la surface d'échange.....	28
II.2.2 Augmentation du coefficient d'échange	29
II.2.2.1 Utilisation des surfaces artificiellement rugueuses.....	30
II.2.2.3 Différents types de surfaces rugueuses :.....	31
II.2.2.4 Utilisation des fils hélicoïdaux insérés dans des tubes [2].....	35
II.2.2.5 Utilisation des nervures turbulatrices dans des canaux rectangulaires	37
II.2.2.6 Utilisation des turbulateurs formés de chicanes	38
CHAPITRE III.....	41
ETUDE EXPERIMENTALE	
HYPOTHESES.....	41
OBJECTIFS.....	42
III.1 DESCRIPTION DU BANC EXPERIMENTAL.....	42
III.2 MODE OPERATOIRE.....	46
III.2.1 Mesure de la vitesse locale $U(r,x)$	46
III.2.2 Calcul de la vitesse moyenne.....	46
III.2.3 Mesure de la perte de charge.....	46
III.2.4 Mesure de température $T(r,x)$	47
III.2.5 Calcul de la température du mélange	47
III.2.6 Mesure de la température de la paroi.....	47
III.2.7 Profils de vitesses et de températures radiales.....	48
a) Profils de vitesses	48
b) Profils de températures adimensionnelles.....	48
III.2.8 Mise en évidence de l'influence du nombre de chicanes.....	48
III.2.9 Mise en évidence de l'influence de la forme géométrique de chicanes.....	49
III.2.10 Mise en évidence de l'influence de la position du turbulateur sur la distribution du Nusselt local et des températures du mélange	50
III.3 CALCULS.....	51
III.3.1 Données	51
III.3.2 Calcul du nombre de Nusselt local	52
III.3.3 Calcul du nombre de Nusselt moyen.....	53
III.3.4 Calcul du coefficient de perte de charge.....	53
III.3.5 Evaluation de l'indice d'efficacité : η	54

CHAPITRE IV 57

ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DISCUSSION

IV.1 INFLUENCE DU NOMBRE ET DE LA FORME DE CHICANES 58

1°) Sur le coefficient de transfert de chaleur 58

2°) Sur le nombre de Stanton moyen 63

3°) Sur le coefficient de perte de charge 64

IV.2 PERFORMANCES DYNAMIQUES ET THERMIQUES 65

IV.3 INFLUENCE DE LA POSITION DU TURBULATEUR SUR LA DISTRIBUTION AXIALE DE LA TEMPERATURE ET DU NUSSELT LOCAL ET MOYEN 72

IV.4 CONCLUSION 74

CONCLUSION GENERALE 79

ANNEXES 80

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 81

- D_p/D_t Diamètre géométrique d'un canal
- DTM Différence de température logarithmique moyenne
- DS_L Pas longitudinal de feuillet turbulent
- DS_T Pas transversal du feuillet turbulent
- e Epaisseur d'une paroi, d'une nervure, ou diamètre d'une aspérité
- f Paramètre de rugosité
- f Coefficient de perte de charge
- f_l Coefficient de perte de charge linéaire (par frottement)
- f_s Coefficient de perte de charge singulière
- f_s/f_l Coefficient de perte de charge d'un tube (d'une surface) rugueux
- f_s/f_{ls} Coefficient de perte de charge d'un tube (d'une surface) lisse
- g Accélération de la pesanteur
- H Hauteur
- h, h_{ext} Coefficient de transfert thermique par convection
- h_o Coefficient de transfert thermique extérieur
- h_i Coefficient de transfert thermique intérieur
- k^+ Paramètre de rugosité
- M/d Pression dynamique
- ΔP Chute de pression totale
- k Conductivité thermique
- K_1 Coefficient de transfert de masses

NOMENCLATURE

Symboles	Désignation
A	Surface d'échange; section de passage
$\alpha, (\alpha_t)$	Diffusivité thermique, (turbulente)
b	Hauteur d'une ailette; épaisseur d'un étranglement
C_p	Chaleur spécifique
C_f	Coefficient de frottement
D	Diamètre intérieur d'une conduite
D_c	Diamètre d'une chicane
ρ	Coefficient de diffusion de masse
D_H, D_h	Diamètre hydraulique d'un canal
$DTLM$	Différence de température logarithmique moyenne
D/S_L	Pas longitudinal du faisceau tubulaire
D/S_T	Pas transversal du faisceau tubulaire
e	Épaisseur d'une paroi, d'une nervure; ou diamètre d'une aspérité
e^+	Paramètre de rugosité
f	Coefficient de perte de charge
f_f	Coefficient de perte de charge linéaire (par frottement)
f_s	Coefficient de perte de charge singulière
f_r, f_R	Coefficient de perte de charge d'un tube (d'une surface) rugueux
f_l, f_S	Coefficient de perte de charge d'un tube (d'une surface) lisse
g	Accélération de la pesanteur
H	Hauteur
$h, h(x)$	Coefficient de transfert thermique par convection
h_e	Coefficient de transfert thermique extérieur
h_i	Coefficient de transfert thermique intérieur
h^+	Paramètre de rugosité
$\Delta H_d(i)$	Pression dynamique
ΔH_t	Chute de pression totale
K	Conductivité thermique
K_i	Coefficient de transfert de masse

L	:	Longueur
L_m	:	Longueur d'établissement mécanique
L_{th}	:	Longueur d'établissement thermique
l	:	Ecartement entre deux ailettes
m	:	Débit massique du fluide
N	:	Nombre de chicanes
$Nu, Nu(x)$:	Nombre de Nusselt local $Nu = h(x) D_h / K$
Nu_m, \overline{Nu}	:	Nombre de Nusselt moyen
Nu_C	:	Nombre de Nusselt relatif au régime établi
Nu_r	:	Nombre de Nusselt d'une surface rugueuse
Nu_l	:	Nombre de Nusselt d'une surface lisse
Nu_D	:	Nombre de Nusselt rapporté au diamètre D
p	:	Pas
P, p	:	Pression
\bar{p}	:	Pression moyennée
p'	:	Fluctuation de pression
Pr	:	Nombre de Prandtl
Pe	:	Nombre de Peclet
Pr_t	:	Nombre de Prandtl turbulent
Δp_f	:	Perte de charge par frottement (linéaire)
Δp_s	:	Perte de charge singulière
Δp	:	Perte de charge totale
Q	:	Quantité de chaleur
q_p	:	Flux de chaleur à la paroi
$r, r(i)$:	Distance radiale
Δr	:	Pas radial
Re	:	Nombre de Reynolds $Re = \rho D_h U_m / \mu$
R	:	Rayon interne du tube
R_C	:	Rayon de chicane
S_G	:	Surface globale d'échange
S_{ail}	:	Surface d'échange des ailettes
St	:	Nombre de Stanton
St_m, \overline{St}	:	Nombre de Stanton moyen
St_R	:	Nombre de Stanton d'une surface rugueuse
St_S	:	Nombre de Stanton d'une surface lisse

Sh	:	Nombre de Sherwood
T	:	Température
$T_m, T_m(x)$:	Température moyenne de mélange
$T_p, T_p(x)$:	Température de paroi
T^+	:	Température adimensionnelle
\bar{T}	:	Température moyennée
T'	:	Fluctuation de température
T_∞	:	Température ambiante
t	:	Temps
U	:	Coefficient d'échange global
U_m	:	Vitesse débitante
u, v, w	:	Composantes de la vitesse locale moyennée
u', v', w'	:	Composante de la fluctuation de vitesse
W	:	Largeur
x	:	Distance axiale
X	:	Position du turbulateur
Δx	:	Pas axial

Symboles grecs

α	:	Angle d'hélice, d'attaque des chicanes ou des nervures
β	:	Angle d'ouverture des chicanes
η	:	Efficacité
η_G	:	Efficacité (rendement) globale d'une surface ailettée
λ	:	Coefficient de perte de charge singulière unitaire
μ	:	viscosité dynamique
μ_p	:	viscosité dynamique à la paroi
$\nu, (\nu_t)$:	viscosité cinématique, (turbulente)
ρ	:	masse volumique du fluide
ρ_{air}	:	masse volumique de l'air
ρ_{eau}	:	masse volumique de l'eau

Indications

(tv)	:	Tube vide (sans turbulateur)
fd, FD	:	régime établi (fully developed flow)

INTRODUCTION

La limitation du monde en sources d'énergie, demande des recherches d'optimisation, afin de réduire la consommation en énergie et de diminuer les besoins en équipements industriels, tout en gardant ou bien en augmentant les mêmes gains ou produits.

Cela est appliqué sur les équipements (appareils) thermiques où le transfert de chaleur par convection dans les petites et moyennes conduites présente un intérêt important dans les divers domaines de la technologie.

Le développement de l'industrie, fait que l'exploration dans le domaine technique, fait accroître sans cesse l'intérêt porté aux échanges de chaleur. En effet, le

INTRODUCTION

équipements thermiques.

Cette amélioration peut conduire à des substitutions économiques de matériaux de construction (moins le temps d'utilisation de ceux-ci) ou d'énergie.

- Economie de la matière de fabrication, donc le coût, par modification de la conception, des dimensions et de la nature de la surface d'échange.

- Réduction de consommations d'énergie, par l'augmentation de l'efficacité (rendement) du cycle de production.

Après les améliorations dues à l'extension des surfaces d'échange, domaine qui est d'ailleurs loin d'être exploré entièrement, différentes méthodes ont été publiées pour améliorer l'échange thermique, telles que l'utilisation des surfaces rugueuses [4], des parois corruguées [8,9], des nervures [5-7,10,11] ou chicane [12,13], l'insertion des fils

INTRODUCTION

La limitation du monde en sources d'énergie, demande des recherches d'optimisation, afin de réduire la consommation en énergie et de diminuer les besoins en équipements industriels, tout en gardant ou bien en augmentant les mêmes gains ou produits.

Cela est appliqué sur les équipements (appareils) thermiques où le transfert de chaleur par convection dans les petites et moyennes conduites présente un intérêt important dans les divers domaines de la technologie.

Le développement de l'industrie, fait que l'exploration dans le domaine technique, fait accroître sans cesse l'intérêt porté aux échanges de chaleur. En effet, le principe du transfert thermique, particulièrement par convection forcée, a connu une évolution considérable durant les dernières années, vu ses larges applications : échangeurs de chaleur [1,2,3], refroidissement des réacteurs nucléaires [4], refroidissement des turbines des engins aérospatiaux [5,6,7]...etc. Donc, elle reste l'un des thèmes dominants de la recherche dont le but est l'amélioration des performances des équipements thermiques.

Cette amélioration peut conduire à des substantielles économies de matériau de construction (et/ou le temps d'utilisation de celui-ci) ou d'énergie :

- Economie de la matière de fabrication, donc le coût, par modification de la conception, des dimensions et de la nature de la surface d'échange.

- Economie de consommation d'énergie, par l'augmentation de l'efficacité (rendement) du cycle de production.

Après les améliorations dues à l'extension des surfaces d'échange, domaine qui est d'ailleurs loin d'être exploré entièrement, différentes méthodes ont été publiées pour améliorer l'échange thermique, telles que l'utilisation des surfaces rugueuses [4], des parois corruguées [8,9], des nervures [5-7,10,11] ou chicanes [12,13], l'insertion des fils

hélicoïdaux à l'intérieur des tubes [2] et autres facteurs géométriques. En général, ces méthodes ont pour but la perturbation de l'écoulement au voisinage des parois.

Des techniques expérimentales, sont utilisées pour mettre en évidence l'amélioration des performances thermohydrauliques des surfaces rugueuses ou des conduites : la méthode conventionnelle de l'échauffement des parois par résistance ohmique [5,6] avec un flux pariétal constant et des thermocouples pour la mesure des températures, le modèle réduit d'un échangeur de chaleur « double tube » [2], la technique de transfert de masse [8,12,13], la méthode de visualisation et de mesure par LHI (Laser Holographic Interferometry) [7].

L'augmentation des performances thermohydrauliques, en utilisant l'impact de la turbulence (turbulence promoters), consiste à maximiser le transfert thermique et minimiser la résistance hydraulique (perte de charge), en jouant sur les facteurs géométriques des surfaces ou des conduites. Pour cela, et suite à nos recommandations [14], on peut espérer développer de nouvelles techniques d'amélioration, grâce à l'utilisation de turbulateurs équipés de chicanes qui ont pour particularité, la perturbation de l'écoulement principal (central), pour augmenter le taux de turbulence entraînant une sensible amélioration de l'échange de chaleur.

Dans cette étude, à aspect essentiellement expérimental, nous nous sommes particulièrement intéressés à l'amélioration de l'échange de chaleur par convection forcée en régime turbulent, par l'impact de la turbulence créée à l'intérieur des tubes d'échangeurs.

Les essais de turbulateurs équipés de chicanes de différentes géométries et à différentes positions devraient nous conduire à un compromis entre les paramètres dynamiques et thermiques de l'écoulement des gaz dans les tubes : coefficient de frottement, perte de charge, efficacité, Re , Nu , ..., afin de déterminer des corrélations entre les paramètres géométriques et le coefficient global d'échange de chaleur.

L'objectif principal à atteindre consiste à identifier et concevoir un turbulateur équipé de chicanes dont la forme, le nombre ainsi que la position seront à déterminer et à préciser, afin d'optimiser une configuration finale de turbulateur.

Cette approche serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions d'appareils thermiques ou pour optimiser les indices économiques d'exploitation des réseaux de transfert thermique, tout en tenant compte des contraintes qui peuvent être engendrées par la présence des chicanes à l'intérieur des tubes (perte d'énergie, temps de séjour excessif du fluide caloporteur, fissuration des plaques tubulaires...).

CHAPITRE I
ASPECTS DYNAMIQUES ET THERMIQUES DES
SCOULEMENTS FORCÉS DANS LES CONDUITES
CIRCULAIRES

CHAPITRE I

ASPECTS DYNAMIQUES ET THERMIQUES DES
 ECOULEMENTS FORCÉS DANS LES CONDUITES
 CIRCULAIRES

La théorie des échanges thermiques a pour objet l'étude de la propagation de la chaleur. Cette propagation se présente sous trois formes principales : *conduction*, *convection*, et *rayonnement*.

On appelle *conduction thermique* le transfert moléculaire de la chaleur dans un milieu continu. Ce processus apparaît dans un milieu à distribution irrégulière de la température.

CHAPITRE I

**ASPECTS DYNAMIQUES ET THERMIQUES DES
 ECOULEMENTS FORCÉS DANS LES CONDUITES
 CIRCULAIRES**

transmission de ce dernier et son absorption par la surface.

L'objectif principal de notre cours est lié au transfert de chaleur par convection et particulièrement dans les conduites circulaires qui ont une grande application dans la conception des échangeurs. Nous distinguons :

- * Convection forcée : Le mouvement du fluide est induit par un moyen externe (compresseur, pompe, ...).
- * Convection libre : Si le mouvement du fluide est dû à un champ de forces externes, comme la gravité ou les gradients de densité.

Dans le cas de transfert de chaleur par convection forcée dans les tubes, le problème de la dynamique du fluide doit être traité et résolu en premier [15].

CHAPITRE I

ASPECTS DYNAMIQUES ET THERMIQUES DES ÉCOULEMENTS FORCÉS DANS LES CONDUITES CIRCULAIRES

La théorie des échanges thermiques a pour objet l'étude de la propagation de la chaleur. Cette propagation se présente sous trois formes principales : *conduction*, *convection*, et *rayonnement*.

On appelle *conduction thermique* le transfert moléculaire de la chaleur dans un milieu continu. Ce processus apparaît dans un milieu à distribution irrégulière de la température.

La *convection* est le transfert de chaleur par les volumes de gaz ou de liquide se déplaçant dans l'espace. L'échange de chaleur entre un liquide ou un gaz et la surface d'un corps solide s'appelle échange de chaleur par convection.

Le *rayonnement thermique* est le processus de propagation de la chaleur avec les ondes électromagnétiques. Cette forme de transfert est conditionnée par la transformation de l'énergie interne de la matière en énergie de rayonnement, la transmission de ce dernier et son absorption par la matière.

L'objectif principal de notre étude est lié au transfert de chaleur par convection et particulièrement dans les conduites circulaires qui ont une grande application dans la conception des échangeurs. Nous distinguons :

- Convection forcée : Le mouvement du fluide est induit par un moyen externe (compresseur, pompe, ...).
- Convection libre : Si le mouvement du fluide est dû à un champ de force extérieur, comme la gravité ou les gradients de densité.

Dans le cas de transfert de chaleur par convection forcée dans les tubes, le problème de la dynamique du fluide doit être traité et résolu en premier [15].

I.1 ASPECT DYNAMIQUE DE L'ÉCOULEMENT DANS LES CONDUITES CIRCULAIRES

Les écoulements internes (dans les tubes) ont pour caractère particulier l'absence de conditions aux limites à l'infini. Ils sont abordés dans ce chapitre sous les aspects : Les profils de vitesse (dont la connaissance est essentielle en convection thermique) et les dissipations d'énergie mécanique (pertes de charge), qui conditionnent le dimensionnement des circuits fluides, et en particulier la conception des échangeurs.

I.1.1 Considérations générales et données expérimentales

La grandeur physique la plus importante en pratique est souvent le débit total du fluide, qui a pour expression :

$$\dot{m} = \int_A \rho u \, dA \quad (\text{en kg/s}) \quad (\text{I.1})$$

On introduit alors une vitesse moyenne sur la section A , ou *vitesse débitante* ou encore *vitesse de mélange* définie par :

$$U_m = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad ; \quad (\text{I.2})$$

C'est cette vitesse débitante qui est choisie comme vitesse de référence dans un nombre qui caractérise l'écoulement, dit nombre de Reynolds, défini par :

$$Re = \frac{U_m D_h}{\nu} \quad ; \quad (\text{I.3})$$

où D_h est le diamètre hydraulique.

$$D_h = \frac{4 \times \text{section de passage}}{\text{perimetre mouillé}} \quad ;$$

pour une section circulaire de diamètre D : $D_h = D$

L'écoulement du fluide dans les tubes peut être laminaire ou turbulent. Dans le cas de l'écoulement laminaire, les particules du fluide suivent des trajectoires parfaitement définies.

Cependant, avec l'augmentation de la vitesse, le mouvement laminaire perd sa stabilité, le mouvement a un caractère aléatoire. Cette forme de mouvement est très fréquente dans la nature et porte le nom d'écoulement *turbulent*, et caractérisé par un nombre de Reynolds $Re \geq 2300$ pour un écoulement dans les tubes cylindriques.

Le phénomène de couche limite dynamique se manifeste dès l'entrée du tube au voisinage de la paroi, la « longueur d'établissement mécanique » est donnée par [16]:

en laminaire :

$$L_m/D \approx 0.06 Re \quad (I.4a)$$

en turbulent :

$$L_m/D \approx 0.63 Re^{0.25} \quad (I.4b)$$

I.1.2 Ecoulements hydrauliquement établis

Nous dirons qu'un écoulement hydrauliquement est établi si en tout point $M(x, r)$ on a :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (I.5)$$

Il résulte que la composante radiale de la vitesse est nulle ($v = 0$), et le gradient de pression demeure constant le long de l'écoulement.

I.1.3 Propriétés des écoulements non établis

Les écoulements établis qui font l'objet de paragraphe précédent, ne sont en fait que des cas particuliers dans les écoulements dans les tubes, et nous avons vu qu'ils sont tributaires de conditions très strictes. Par contre, dans les réseaux domestiques, et plus encore dans les appareils comme les échangeurs, la fréquence des singularités

(changement de section ou de direction) peut être à l'origine d'écoulements où les zones non établies occupent une place significative sinon majoritaire.

Dans ces régions d'écoulement non établi, le profil de vitesse se modifie le long de la conduite. En particulier, on observe très souvent des « zones de recirculation » où les particules fluides ne participent pas à l'écoulement général, mais suivent des trajectoires refermées sur elles mêmes.

DE LA PALISSE dirait que dans un écoulement non établi, les caractéristiques de l'écoulement établi ne sont plus réalisées [16].

En conséquence on a :

$$\frac{\partial u}{\partial x} \neq 0 \quad ; \quad v \neq 0 \quad ; \quad \frac{\partial p}{\partial x} \neq cte \quad (1.6)$$

L'écoulement sera convenablement décrit par les équations classiques de la couche limite.

L'équation générale qui régit le mouvement d'un fluide dans une conduite à section circulaire est celle donnée par le bilan de quantité de mouvement :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ (v + v_t) r \frac{\partial u}{\partial r} \right\}; \quad (1.7)$$

écrite ici dans le turbulent avec des grandeurs moyennées. En laminaire, il suffira de faire $v_t = 0$ et $\bar{p} = p$.

1.2 DISSIPATION D'ENERGIE MECANIQUE - PERTES DE CHARGE

A l'origine des pertes de charge lors du mouvement d'un liquide ou d'un gaz réel se trouve le processus de transformation irréversible de l'énergie mécanique du courant en chaleur. Cette transformation est due à la viscosité moléculaire et turbulente du fluide en mouvement.

On distingue deux aspects des pertes de charge :

- Les pertes de charge par frottement ou linéaires;
- Les pertes de charge singulières.

I.2.1 Pertes de charge par frottement ou linéaires

Les pertes de charge par frottement sont provoquées par la viscosité (autant moléculaire que ~~turbulente~~) des liquides et des gaz réels; elles prennent naissance lorsqu'il y a mouvement, et résultent d'un échange de quantité de mouvement entre les molécules (écoulement laminaire) ou entre les diverses particules (écoulement turbulent) des couches voisines du liquide ou du gaz qui se déplace avec des vitesses différentes. Ces pertes ont lieu sur toute la longueur de la conduite [17].

L'expression des pertes de pression dues aux frottements dans le cas d'un fluide isotherme est obtenue par intégration de l'équation du mouvement pour un tronçon de longueur L ; elle est exprimée par :

$$\Delta P_f = f_f \frac{L}{D} \rho \frac{U_m^2}{2} \quad (\text{en Pa}); \quad (I.8)$$

avec

$$f_f = 4 C_f \quad (I.9)$$

C_f est appelé coefficient de frottement, et f_f coefficient de perte de charge linéaire ou par frottements, qui est fonction des propriétés physiques du fluide, de la vitesse d'écoulement et de la géométrie du canal.

I.2.2 Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières se produisent quand il y a perturbation de l'écoulement normal, décollement des parois et formation de tourbillons aux endroits où il y a changement de section ou de direction de la conduite ou présence d'obstacles (entrée dans la conduite, élargissement, rétrécissement, courbure et branchement, filtrations à travers un corps poreux, écoulement autour de divers obstacles, etc...).

La perte de charge singulière tant en régime laminaire que turbulent est donnée par la relation:

$$\Delta P_s = \lambda \rho \frac{U_m^2}{2} \quad ; \quad (I.10)$$

où λ est appelé coefficient de perte de charge singulière.

On peut définir le coefficient de perte de charge singulière pour un tronçon de longueur L , si cette singularité se répète périodiquement le long du canal [12,18] :

$$f_s = \lambda L/D \quad (I.11)$$

On peut déterminer la perte de charge totale du tronçon par la formule :

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_s = (f_f + f_s) \frac{L}{D} \rho \frac{U_m^2}{2} \quad (I.12)$$

Si on pose :

$f = f_f + f_s$: coefficient de pertes de charge totale, la formule (I.12) devient :

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{U_m^2}{2} \quad ; \quad (I.13)$$

f_f est souvent négligeable devant f_s .

I.2.3 Corrélations sur le coefficient de frottement dans les tubes lisses

Des corrélations empiriques ont été établies pour les tubes lisses, où le coefficient de frottement se présente donc comme une fonction implicite de Re , aisément calculable par itération.

- Corrélation de DARCY [19]

Pour un écoulement établi, incompressible et isotherme, DARCY (1958) propose la corrélation suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{4C_f}} = 2.0 \log_{10} \left[Re \sqrt{4C_f} \right]^{-0.8} \quad (I.14)$$

- Corrélation de NIKURADSE [16]

La corrélation ci-dessous reprise par VONKARMAN (1930), ensuite développée par PRANDTL et finalement modifiée par NIKURADSE (1932) devient :

$$\frac{1}{\sqrt{4C_f}} = 0.88 \operatorname{Ln} \left[Re \sqrt{4C_f} \right]^{-0.78} \quad (\text{I.15})$$

- Corrélation de BLASIUS et Mc ADAMS [16]

Pour un tube lisse de section circulaire, BLASIUS propose :

$$4 C_f = 0.316 Re^{-0.25} ; \quad 4 \cdot 10^3 < Re < 10^6 ; \quad (\text{I.16})$$

le % d'erreur à celle de NIKURADSE est de 2% (voir fig I.1).

Tandis que l'auteur Mc ADAMS, propose la relation :

$$4 C_f = 0.184 Re^{-0.2} ; \quad 3 \cdot 10^4 < Re < 10^6 ; \quad (\text{I.17})$$

le % d'erreur à celle de NIKURADSE est de 6% (voir fig I.1).

- Corrélation de COLEBROOK [16]

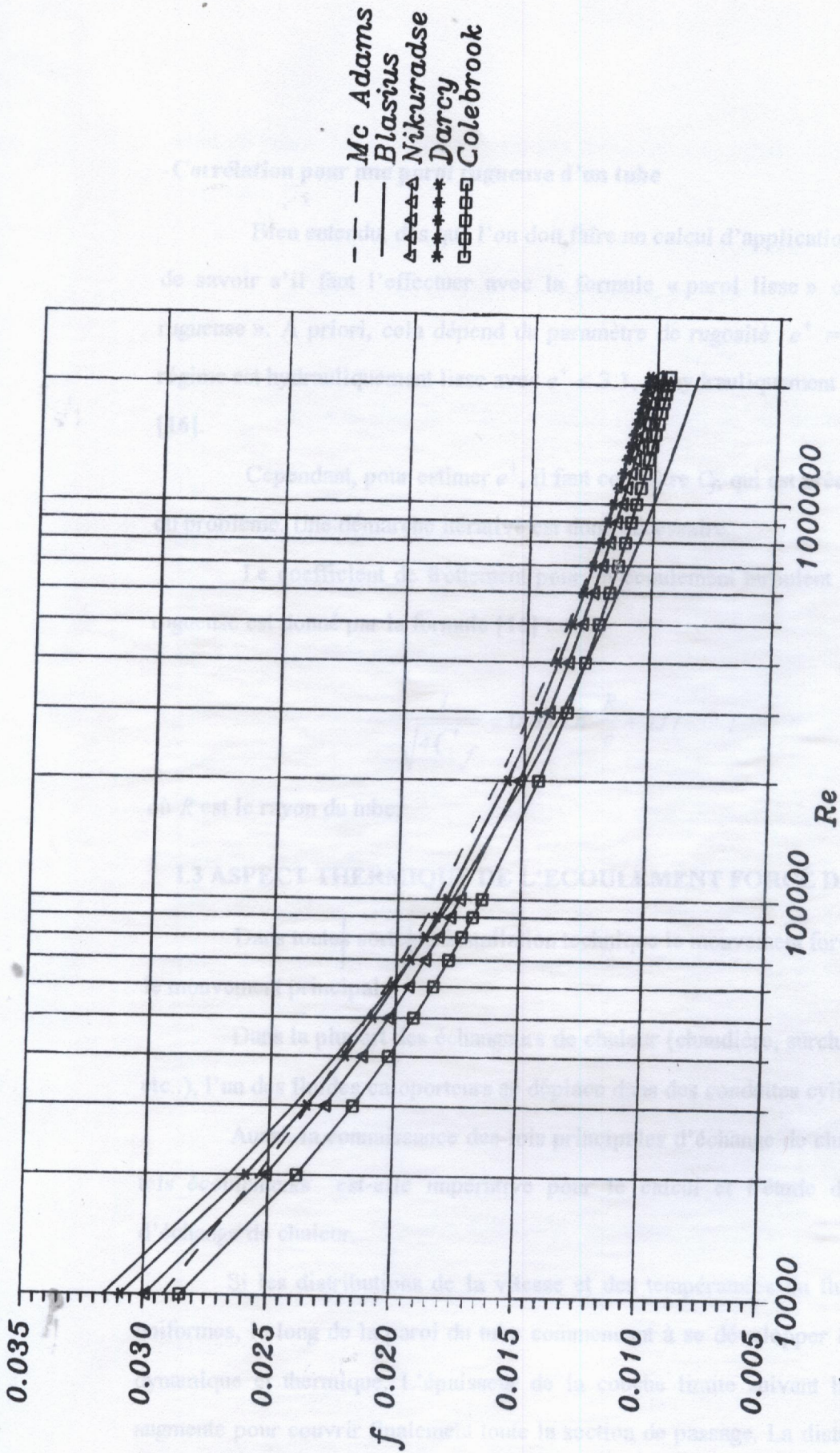
La formule de COLEBROOK permet de calculer C_f sans avoir à se demander si la paroi doit être considérée comme lisse ou rugueuse. Le coefficient de charge est de la forme :

$$\frac{1}{\sqrt{4C_f}} = -0.91 \operatorname{Ln} \left[0.27 \frac{e}{D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{4C_f}} \right] ; \quad (\text{I.18})$$

(e est la rugosité de la paroi, hauteur moyenne des aspérités).

Pour une gamme de nombre de Reynolds comprise entre $5 \cdot 10^5$ et 10^8 , l'erreur est de l'ordre de $\pm 0.5\%$ par rapport à la corrélation de NIKURADSE.

Vue l'étendue de Re et l'approximation par rapport à la corrélation de NIKURADSE, le choix est porté sur celle de COLEBROOK. Pour $Re < 10^5$, la formule de BLASIUS est celle la plus retenue [16] (fig I.1).



Fig(I.1) — Comparaison des corrélations du coefficient de perte de charge pour un écoulement turbulent dans un tube lisse.

-Corrélation pour une paroi rugueuse d'un tube

Bien entendu, dès que l'on doit faire un calcul d'application, la question se pose de savoir s'il faut l'effectuer avec la formule « paroi lisse » ou la formule « paroi rugueuse ». A priori, cela dépend du paramètre de rugosité $e^+ = e/D Re \sqrt{C_f/2}$: le régime est hydrauliquement lisse avec $e^+ \leq 3.1$, et hydrauliquement rugueux avec $e^+ > 3.1$ [16].

Cependant, pour estimer e^+ , il faut connaître C_f , qui est précisément ici l'inconnu du problème. Une démarche itérative est donc nécessaire.

Le coefficient de frottement pour un écoulement turbulent dans un tube à paroi rugueuse est donné par la formule [16] :

$$\frac{1}{\sqrt{4C_f}} = 0.88 \ln \frac{R}{e} + 1.77 \quad ; \quad (I.19)$$

où R est le rayon du tube.

I.3 ASPECT THERMIQUE DE L'ÉCOULEMENT FORCÉ DANS LES TUBES

Dans toutes sortes d'installation technique le mouvement forcé dans les tubes est le mouvement principal.

Dans la plupart des échangeurs de chaleur (chaudière, surchauffeur, condenseur, etc.), l'un des fluides caloporteurs se déplace dans des conduites cylindriques.

Aussi, la connaissance des lois principales d'échange de chaleur dans le cas de tels écoulements est-elle impérative pour le calcul et l'étude de divers appareils d'échange de chaleur.

Si les distributions de la vitesse et des températures du fluide à l'entrée sont uniformes, le long de la paroi du tube commencent à se développer des couches limites dynamique et thermique. L'épaisseur de la couche limite suivant la longueur du tube augmente pour couvrir finalement toute la section de passage. La distance de l'entrée au

point de rencontre des couches limites thermiques s'appelle *longueur d'établissement thermique* L_{th} .

- Pour une température de la paroi constante ($T_p = cte$), la longueur d'établissement thermique est donnée par [20]:

$$L_{th}/D \approx 0.0335 Re Pr \quad (I. 20a)$$

- Pour un flux de chaleur constant ($q_p = cte$), L_{th} est donné par [20]:

$$L_{th}/D \approx 0.0431 Re Pr \quad (I.20b)$$

ceci pour un laminaire, tandis que pour un écoulement turbulent les régimes dynamiques et thermiques s'établissent beaucoup plus rapidement.

I.3.1 Equation d'énergie

L'application de la théorie des échangeurs de chaleur dépend à priori d'une connaissance de la conductance totale entre le fluide et la paroi du tube [21]. Cette conductance ou coefficient de transfert, peut être obtenue soit expérimentalement ou déduite par des méthodes analytiques.

L'équation d'énergie d'un fluide incompressible a propriétés physiques constantes en absence dans le courant de sources de chaleur et de dissipation visqueuse, et possédant une symétrie axiale, s'écrit :

$$u(x, r) \frac{\partial T}{\partial x} + v(x, r) \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r(a + a_t) \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} ; \quad (I.21)$$

$$a = \frac{K}{\rho C_p} \quad : \text{c'est la diffusivité thermique.}$$

Par analogie avec la diffusivité mécanique turbulente ν_t , la diffusivité thermique turbulente est :

$$a_t = \nu_t / Pr_t$$

Pr_t : nombre de Prandtl turbulent, dans le

cas d'un écoulement laminaire a_t est nulle.

La conduction axiale est souvent négligeable devant la conduction radiale $\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx 0 \text{ pour } Re Pr > 100 \right)$, et si le profil hydrodynamique est pleinement développé ($\mathbf{V} = 0$), l'équation d'énergie devient :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[(a + a_t) \frac{\partial T}{\partial r} \right] ; \quad (I.22)$$

écrite ici dans le cas d'un régime turbulent avec des grandeurs moyennées. En laminaire, il suffira de faire $a_t = 0$.

I.3.2 Comportement de l'écoulement dans la région d'entrée

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur h dans la région d'entrée est une étude importante dans les écoulements laminaires et turbulents, il varie avec la longueur x . Ce cas correspond à la plupart des applications industrielles [22]. Il convient de tenir compte alors de l'évolution en x du profil de vitesse.

C'est KAYS (1964) qui a abordé ce type de problème. Il a donné dans le cas d'un tube, un certain nombre d'expressions correspond à différentes conditions aux limites thermiques [20].

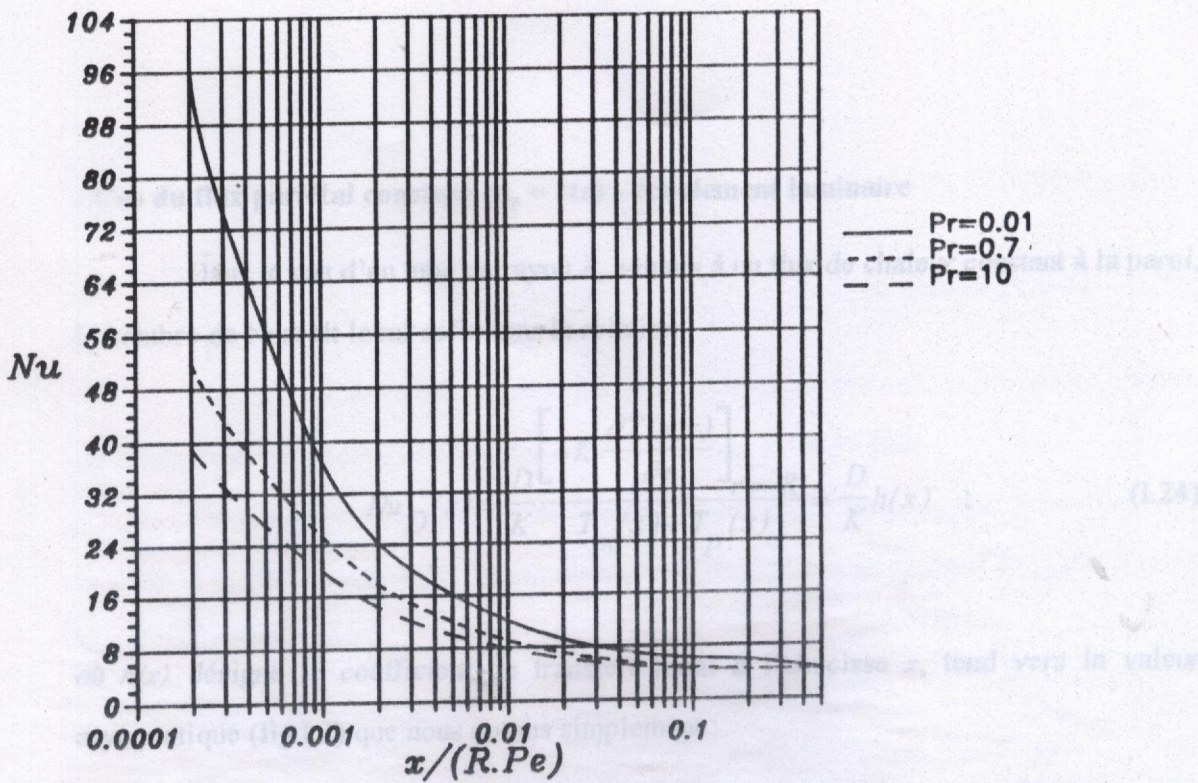
Pour ce type de problème on se reporte à partir de la bibliographie (figs.: I.2, I.3), la variation axiale de Nusselt d'après les auteurs HORNBECK (1964) [20], HEATON, REYNOLDS et KAYS (1964) [20].

- Température moyenne de mélange

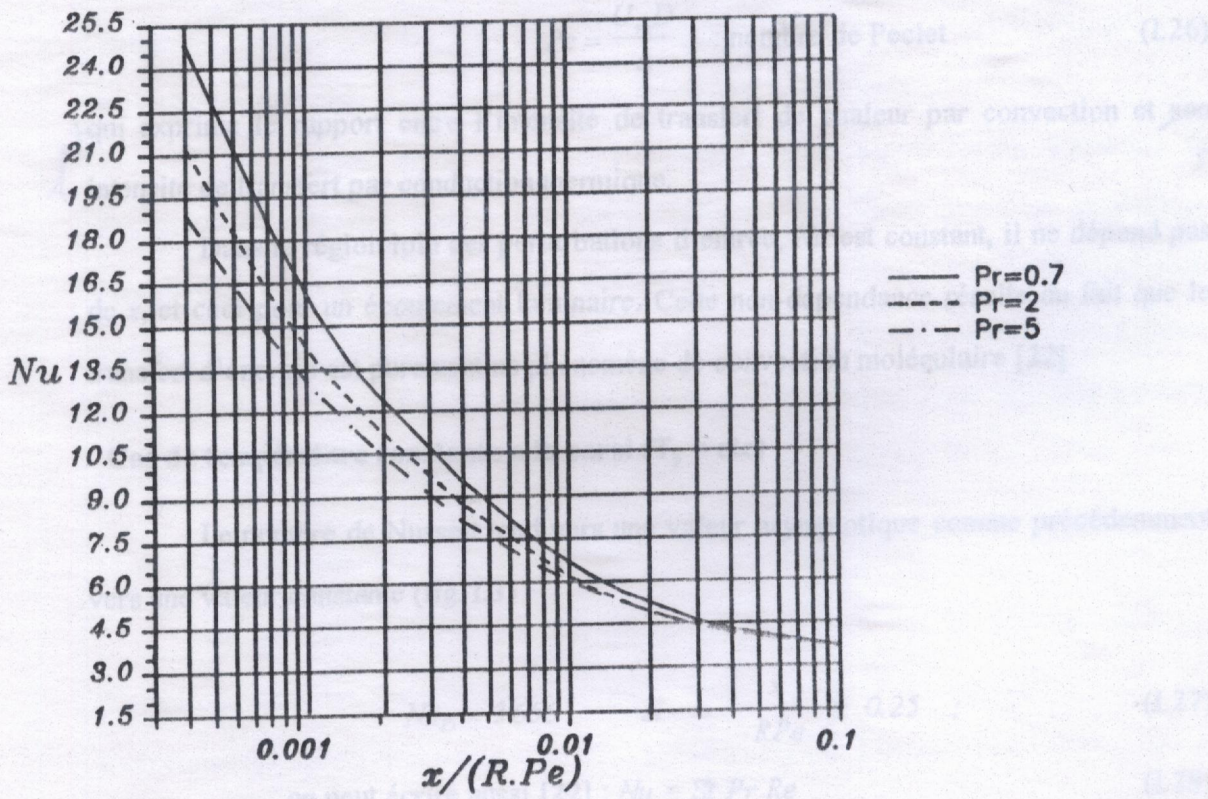
Toute fois, la température au centre ne donne pas la variation de l'énergie interne de tout le fluide, il est donc d'usage utilisé la température moyenne de mélange défini par :

$$T_m(x) = \frac{\rho}{m C_p} \int_{-R}^R C_p(T) T(x, r) u(x, r) \pi r dr \quad (I.23)$$

Fig(1.3) - Variation du nombre de Nusselt local pour un profil de vitesse et des températures en centre d'échappement régime laminaire (Hornbeck, 1964).



Fig(1.2)- Variation du nombre de Nusselt local pour un profil des vitesses et des températures en cours d'établissement, régime laminaire (Heaton, et Kays): flux=constant.



Fig(1.3)- Variation du nombre de Nusselt local pour un profil des vitesses et des températures en cours d'établissement, régime laminaire (Hornbeck): T_p =constante.

- Cas du flux pariétal constant ($q_p = cte$) - écoulement laminaire

Dans le cas d'un tube de rayon R , soumis à un flux de chaleur constant à la paroi, le nombre de Nusselt local défini par la relation :

$$Nu_D(x) = \frac{D}{K} \left[-K \frac{\partial T(x,r)}{\partial r} \right]_{r=R} = \frac{D}{K} h(x) ; \quad (I.24)$$

où $h(x)$ désigne le coefficient de transfert local à l'abscisse x , tend vers la valeur asymptotique (fig I.2) que nous notons simplement :

$$Nu_D = \frac{48}{11} = 4.364 \quad \text{si} \quad \frac{x}{RPe} \geq 0.25 ; \quad (I.25)$$

$$Pe = \frac{U_m D}{a} : \text{nombre de Peclet} \quad (I.26)$$

qui exprime le rapport entre l'intensité de transfert de chaleur par convection et son intensité de transfert par conduction thermique.

Dans la région loin des perturbations d'entrée, Nu est constant, il ne dépend pas de x , et ceci pour un écoulement laminaire. Cette non-dépendance résulte du fait que le transfert d'énergie est purement un phénomène de convection moléculaire [22].

- Cas de température constante a la paroi ($T_p = cte$)

Le nombre de Nusselt tend vers une valeur asymptotique comme précédemment vers une valeur constante (fig. I.3) :

$$Nu_D = 3.656 \quad \text{si} \quad \frac{x}{RPe} \geq 0.25 ; \quad (I.27)$$

$$\text{on peut écrire aussi [22] : } Nu = St Pr Re \quad (I.28)$$

$$St = \frac{h}{U_m \rho C_p} \quad : \text{nombre de Stanton} \quad (I.29)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad : \text{nombre de Prandtl} \quad (I.30)$$

Il arrive qu'au lieu du nombre de Nusselt non déterminant, on utilise le nombre de Stanton qui est la combinaison des nombres de Nu , Re et Pr [22].

Par conséquent, le nombre de Stanton est le rapport entre le flux thermique vers la paroi et le flux convectif tel qu'il puisse être transféré par le courant du fluide lors de la diminution de T_m à T_p .

I.3.3 Notions élémentaires de turbulence

Les effets pratiques de la turbulence sont cependant considérables et doivent être pris en compte : ce phénomène provoque en effet une diffusion importante des diverses entités physiques transportées par les molécules fluides, la chaleur en particulier. Cela se traduit par un accroissement des flux et des contraintes aux parois, ou par un mélange rapide si le fluide comporte plusieurs constituants.

Comme nous avons déjà eu l'occasion de le signaler, les équations de mouvement et d'énergie établis dans les paragraphes précédents devraient en principe permettre de venir à bout de tous les problèmes de convection. Cette possibilité reste malheureusement illusoire la plupart du temps, en raison de difficultés mathématiques extrêmes, spécialement lorsque les écoulements sont turbulents. Pour cela des modèles simplificateurs ont été utilisés.

- Grandeurs turbulentes

Le problème majeur du phénomène de turbulence est la détermination des fluctuations sur les grandeurs physiques (vitesse, température, pression, ...), afin d'exprimer les diffusivités mécanique (ν_t) et thermique (α_t) turbulentes. Il faut donc, un recours à une description statistique ou probabiliste.

On postule donc que toute grandeur physique de l'écoulement peut être considérée comme variable aléatoire, dont la valeur instantanée est la somme d'une valeur moyenne \bar{C} et d'une valeur fluctuante c . Dans les équations, on sera donc amené à remplacer C par $\bar{C} + c$. Cette décomposition est appelée décomposition de Reynolds.

Soit par exemple :

$$T = \bar{T} + T' \quad (L31)$$

$$\begin{cases} u = \bar{u} + u' \\ v = \bar{v} + v' \\ w = \bar{w} + w' \end{cases} \quad (L32)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (L33)$$

On adopte des coordonnées cylindriques (x, r, θ) ; on appelle u, v, w les composantes instantanées des vitesses axiales, radiale et orthoradiale, u', v', w' , les fluctuations correspondantes. Comme le problème est de révolution toutes les grandeurs sont indépendantes de θ : \bar{w} et les termes corrélés $\overline{u'w'}$, $\overline{v'w'}$, et $\overline{T'w'}$ sont nuls.

Le problème reste à écrire les équations statistiques de bilan des grandeurs correspondantes ($\overline{u'^2}$, $\overline{u'v'}$, $\overline{v'T'}$...etc).

Différents modèles ont été explorés : le modèle de fermeture de PRANDTL, basé sur la définition de diffusivités turbulentes et les modèles $k-l$ et $k-\varepsilon$, qui sont plus complets que le modèle de PRANDTL.

- Aspect de la turbulence

La visualisation par des appareils optiques [7,23,24] nous montre que dans un écoulement turbulent, il y a naissance des paquets tourbillonnaires de molécules, appelés *bouffées*, qui grossissent, se stabilisent puis disparaissent, tandis que d'autres les remplacent. Leur taille, leur vitesse, leur durée de vie, leur lieu d'origine et leur fréquence d'apparition sont à première vue absolument aléatoire.

On postule donc que toute grandeur physique de l'écoulement peut être considérée comme variable aléatoire, dont la valeur instantanée est la somme d'une valeur moyenne \bar{C} et d'une valeur fluctuante c . Dans les équations, on sera donc amené à remplacer C par $\bar{C} + c$. Cette décomposition est appelée décomposition de Reynolds.

Soit par exemple :

$$T = \bar{T} + T' \quad (I.31)$$

$$\begin{cases} u = \bar{u} + u' \\ v = \bar{v} + v' \\ w = \bar{w} + w' \end{cases} \quad (I.32)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (I.33)$$

On adopte des coordonnées cylindriques (x, r, θ) ; on appelle u, v, w les composantes instantanées des vitesses axiales, radiale et orthoradiale, u', v', w' les fluctuations correspondantes. Comme le problème est de révolution toutes les grandeurs sont indépendantes de θ : \bar{w} et les termes corrélés $\overline{u'w'}$, $\overline{v'w'}$, et $\overline{T'w'}$ sont nuls.

Le problème reste à écrire les équations statistiques de bilan des grandeurs correspondantes ($\overline{u'^2}$, $\overline{u'v'}$, $\overline{v'T'}$...etc).

Différents modèles ont été explorés : le modèle de fermeture de PRANDTL, basé sur la définition de diffusivités turbulentes et les modèles $k-l$ et $k-\varepsilon$, qui sont plus complets que le modèle de PRANDTL.

- Aspect de la turbulence

La visualisation par des appareils optiques [7,23,24] nous montre que dans un écoulement turbulent, il y a naissance des paquets tourbillonnaires de molécules, appelés *bouffées*, qui grossissent, se stabilisent puis disparaissent, tandis que d'autres les remplacent. Leur taille, leur vitesse, leur durée de vie, leur lieu d'origine et leur fréquence d'apparition sont à première vue absolument aléatoire.

Quand on s'éloigne de l'entrée (d'un tube par exemple), on arrive dans une zone où la turbulence est pleinement développée. On distingue dans un tube, en régime établi, traditionnellement deux types de zones, définies par les propriétés des contraintes turbulentes $\overline{u'v'}$, et $\overline{v'T'}$:

- Des zones internes, voisines de la paroi, dans lesquelles les contributions moléculaires (visqueuses) ne sont pas totalement négligeables: dominant à la paroi, ces contributions deviennent cependant très faibles à l'autre limite d'une zone interne.
- Des zones externes, qui ne sont en pratique le siège que d'effets turbulents : $\overline{u'v'}$, et $\overline{v'T'}$; ces zones occupent la quasi-totalité du tube, et constituent le coeur ou le noyau de l'écoulement turbulent.

- Concept de l'écoulement turbulent

Presque toutes les solutions praticables débouchent sur les concepts de :

- Viscosité turbulente (ν_t), obtenue dans le cas plus simple de PRANDTL. En posant :

$$-\rho \overline{u'v'} = \rho \nu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} \quad (I.34)$$

- Diffusivité thermique turbulente (a_t), obtenue par :

$$-\rho C_p \overline{v'T'} = \rho C_p a_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \quad (I.35)$$

Des déterminations expérimentales de la contrainte turbulente $\overline{u'v'}$ montrent que celle-ci est prépondérante au coeur de l'écoulement et décroît très brutalement au voisinage de la paroi [20]. Le terme $-\rho C_p \partial(\overline{v'T'}) / \partial r$ représente la convection turbulente, il ne dépend que de r (hypothèse du régime établi). Certains tourbillons produits par la contrainte de cisaillement $\mu \partial \bar{u} / \partial r$ sont susceptibles d'occuper pratiquement toute la section d'un tube. Ces tourbillons jouent un rôle considérable

puisqu'ils brassent le fluide et tendent à homogénéiser les vitesses et températures moyennes.

1.3.4 Corrélations sur Nusselt en régime turbulent établi

Les connaissances actuelles sur la turbulence sont souvent empiriques. La turbulence est un phénomène présent pratiquement dans tous les transferts thermiques d'intérêt industriel.

Le coefficient de transfert deviendra constant et la situation sera pleinement développée. On utilise alors des corrélations essentiellement d'origine expérimentale [20], du type :

$$Nu = Cte Re^n Pr^m \quad (I.36)$$

Les expressions du nombre de Nusselt dépendent :

- De la nature de régime de l'écoulement;
- De la nature des fluides considérés, à cet égard, les fluides usuels (air, gaz, eau, etc...) caractérisés par des nombres de Prandtl voisins de l'unité ($0.5 < Pr < 7$) sont affectés de corrélations très différentes de celles valables pour les métaux liquides ($Pr < 0.02$) ou des huiles lourdes ($Pr > 100$);
- Des conditions thermiques aux parois (flux constant, température de paroi constante, etc...).

Pour un tube et dans le cas d'un fluide usuel, à propriétés physiques constantes, il existe dans la bibliographie différentes corrélations équivalentes relatives à des écoulements turbulents établis. La précision de ces corrélations est de l'ordre de 20%; les plus classiques sont :

- Equation de COLBURN [20] :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (I.37)$$

$$Re > 10^4 \quad ; \quad 0.7 < Pr < 160 \quad ; \quad L/D > 60$$

- Equation de DITTUS-BOELTER [20] :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (I.38)$$

$$10^4 < Re < 1.2 \cdot 10^5 ; 0.7 < Pr < 120 ; L/D > 60$$

Si la viscosité dynamique μ varie considérablement pour une variation de température, **SIDER** et **TATE** ont proposé à partir de travaux expérimentaux réalisés sur des tubes, une corrélation prenant en compte la dépendance en température de μ [20] :

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} ; \quad (I.39)$$

où μ_m et μ_p désignent les viscosités dynamiques à la température de mélange T_m et de paroi T_p respectivement.

I.4 CONCLUSION

On a vu pour un écoulement dans un tube lisse ou rugueux que les paramètres thermohydrauliques (Nu , T_m , Δ_p , f , Re , ...), dépendent fortement des conditions aux limites (à l'entrée et à la sortie du tube, ainsi qu'à la paroi). La résolution des équations de mouvement et d'énergie pour le cas d'un régime turbulent présente une difficulté notable; ceci est dû à la non-modélisation des fluctuations ($\overline{u'v'}$, $\overline{v'T'}$, ...).

Pour cela le recours à une approche numérique à des hypothèses déterminées ou à des corrélations expérimentales demeure inévitable.

Dans les applications réelles, on se retrouve dans des cas plus complexes, tel que la présence du régime non établi, de parois rugueuses, de singularités...etc. C'est le cas de notre étude dans les prochains chapitres.

CHAPITRE II

AMELIORATION DE L'ECHANGE DE CHALEUR PAR CONVECTION FORCEE DANS LES APPLICATIONS INDUSTRIELLES

L'échange de chaleur par convection forcée a trouvé une application importante durant ces dernières années [9], vu ses larges applications dans l'industrie (échangeurs de chaleur, récupérateurs, régénérateurs, refroidissement des turbines, refroidissement des réacteurs nucléaires, etc.).

Le développement de la technologie, l'accroissement des besoins de chauffage et de refroidissement, la récupération ou l'élimination de la chaleur nécessitent

CHAPITRE II AMELIORATION DE L'ECHANGE DE CHALEUR PAR CONVECTION FORCÉE DANS LES APPLICATIONS INDUSTRIELLES

constitue une importante section de la théorie de transfert thermique [25].

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction; la transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection.

Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des fluides, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs.

II.1.1.7. Principaux types d'échangeurs

Un des modèles les plus simples d'échangeurs, est constitué de deux tubes coaxiaux, l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire. Les deux

CHAPITRE II

AMELIORATION DE L'ECHANGE DE CHALEUR PAR CONVECTION FORCEE DANS LES APPLICATIONS INDUSTRIELLES

L'échange de chaleur par convection forcée a trouvé une amélioration importante durant ces dernières années [9], vu ses larges applications dans l'industrie (échangeurs de chaleur, récupérateurs, régénérateurs, refroidissement des turbines, refroidissement des réacteurs nucléaires, etc.).

Le développement de la technologie, l'accroissement des besoins de chauffage de refroidissement, la récupération ou l'évacuation de la chaleur nécessitent l'amélioration des performances des appareils industriels de transfert thermique qui pourrait être acquise par l'amélioration de la puissance thermique et par l'augmentation de la durée de vie de ces appareils.

II.1 GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

L'analyse des échangeurs de chaleur, des récupérateurs et des régénérateurs constitue une importante section de la théorie de transfert thermique [25].

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction; la transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection.

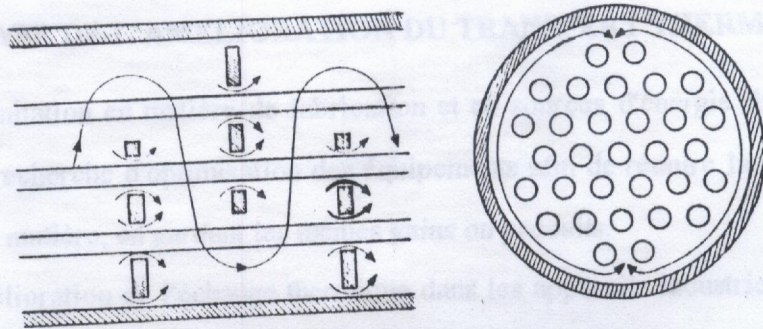
Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des fluides, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs.

II.1.1 Principaux types d'échangeurs

- Un des modèles les plus simples d'échangeurs, est constitué de deux tubes coaxiaux, l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire. Les deux

fluides peuvent circuler dans le même sens ou en sens contraire, c'est le cas d'un échangeur de type « double-tube ».

- Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec la configuration « double-tube », alors on préfère disposer un faisceau de tubes dans une enveloppe appelée calandre. L'un des fluides circule dans les tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, ce type d'échangeurs s'appelle *échangeur à faisceau tubulaire*. L'appareil est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes disposées perpendiculairement à l'axe de la calandre, favorisant la turbulence, ce qui a pour effet d'améliorer l'échange de chaleur (fig.II.1).
- Il existe une autre famille d'échangeurs de chaleur, également très utilisée dans d'autres domaines tel que les industries alimentaires, est celle des *échangeurs à plaques*.



Fig(II.1)- Ecoulement du fluide à travers la calandre

II.1.2 Evaluation du coefficient d'échange global

Pour un écoulement permanent, la quantité de chaleur échangée à travers un échangeur est calculée à partir de l'équation suivante :

$$Q = U.A.DTLM \quad ; \quad (II.1)$$

où $DTLM$ est la différence de température logarithmique moyenne, elle est donnée par :

$$DTLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} ; \quad (II.2)$$

avec : les indices a, b se rapportent aux extrémités de l'échangeur.

Le coefficient d'échanges global U est donné par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e}{K} + \frac{1}{h_i}} ; \quad (II.3)$$

où h_e, h_i sont les coefficients de transfert thermique par convection extérieur (côté calandre) et intérieur (côté tubes) respectivement.

Pour augmenter la quantité de chaleur échangée, il faut augmenter h_e et/ou h_i , ou bien augmenter la surface d'échange A : c'est l'objet des recherches sur l'amélioration des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

II.2 ANALYSE DE L'AMELIORATION DU TRANSFERT THERMIQUE

La limitation en matière de fabrication et en sources d'énergie dans le monde, nécessite une recherche d'optimisation des équipements afin de réduire la consommation d'énergie et de matière, en gardant les mêmes gains ou produits.

L'amélioration de l'échange thermique dans les appareils industriels est l'un des thèmes de recherche les plus originaux dont le but est d'améliorer les performances des échangeurs de chaleur, le refroidissement des turbines des engins spatiaux [5-7], le refroidissement des réacteurs nucléaires [4], le transfert de masse [8,12,13]...etc.

En se référant à la chronologie de l'évolution technologique, plusieurs publications ont participé dans le domaine de l'amélioration du transfert thermique, citant (RAJA RAO, MEYER, HAN, SAPARROW, MOLKI, HSIEH,...).

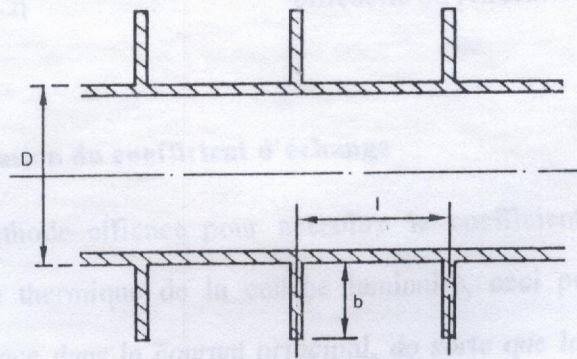
Cette amélioration peut être obtenue par une augmentation de surface d'échange thermique ou du coefficient d'échange global, à condition de trouver les solutions économiques acceptables.

II.2.1 Augmentation de la surface d'échange

L'augmentation de la surface d'échange peut être réalisée par différentes manières : par exemple dans le cas d'un échangeur à faisceau tubulaire, l'augmentation de la surface d'échange peut se faire par augmentation du nombre de tubes, ou l'allongement de ces derniers, mais ceci accroît dans les mêmes proportions le prix et l'encombrement.

Pour améliorer le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur, la meilleure façon d'accroître la surface d'échange est l'utilisation d'ailettes extérieures de hauteur b et d'écartement l (fig.II.2), fixées sur la surface des tubes.

L'expérience montre que les ailettes augmentent efficacement le transfert de chaleur vers, ou à partir d'un fluide, qu'elles sont mieux utilisées lorsque le milieu est un liquide en convection forcée.



Fig(II.2)- Tube aileté

Le coefficient de perte de charge augmente par l'augmentation du rapport b/l . Dans le cas d'un faisceau en quinconce, où $b \leq 6.35$ mm (ailettes basses), $S_T/D \leq 4$, et $900 \leq Re \leq 7.10^5$, on retiendra la corrélation de HI CHANG HAI [16] :

$$f = 1.75 Re^{-0.233} (b/l)^{0.55} (D/S_T)^{0.6} (D/S_L)^{0.174} ; \quad (II.4)$$

où S_L/D est le pas longitudinal du faisceau, et S_T/D est le pas transversal.

On définit ainsi l'efficacité de l'ailette η comme le rapport entre la quantité de chaleur réellement transmise et la quantité de chaleur maximale qui pourrait être transmise si toute la surface de l'ailette était portée à la température de base. Cette efficacité ne dépend pas seulement de la conductivité thermique du métal mais aussi de la forme de l'ailette et de ses dimensions.

On peut définir l'efficacité globale η_G [26], d'une surface ailetée comme étant le quotient du flux thermique total dissipé par la surface globale à celui qui aurait lieu si cette surface était tout entière à la température de base, elle est donnée par :

$$\eta_G = 1 - \frac{S_{ait}}{S_G} (1 - \eta) \quad (II.5)$$

avec

S_{ait}	:	surface d'échange des ailettes.
S_G	:	surface globale d'échange.
η	:	efficacité ou rendement des ailettes

proprement dites.

II.2.2 Augmentation du coefficient d'échange

La seule méthode efficace pour accroître le coefficient de transfert est de détruire la résistance thermique de la couche laminaire, ceci peut être accompli en augmentant la turbulence dans le courant principal, de sorte que les tourbillons peuvent pénétrer plus profondément dans la couche laminaire. Une augmentation de la turbulence est toute fois accompagnée de chute de pression due au frottement dans les tubes, et ceci résulte probablement de la présence des zones de recirculation qui apparaissent clairement dans les références [7,23,24], et les fluctuations de vitesses et de températures.

La turbulence est parfois réalisée en augmentant la vitesse d'écoulement du fluide, mais ceci accroît la puissance de pompage, donc le coût de fonctionnement.

II.2.2.1 Utilisation des surfaces artificiellement rugueuses

Par *surface rugueuse* on entend une surface dont les aspérités sont sensiblement inférieures à l'épaisseur de la couche limite ou du rayon du tube. L'aspérité exerce alors une action directe sur l'écoulement du fluide dans la couche visqueuse.

On distingue la rugosité *naturelle*, conditionnée par le processus de fabrication, et artificielle, établie spécialement à la surface du tube (filetage, saillis et rainures transversales [25] ou longitudinales [27]). Dans le cas général, la rugosité est caractérisée par la profondeur et le pas des aspérités. Dans les calculs techniques, pour l'évaluer on emploie la notation de profondeur équivalente de rugosité e (diamètre ou épaisseur des grains).

Le transfert de chaleur à une surface rugueuse est plus intense qu'à une surface lisse; ceci est dû à une intensité accrue de transfert turbulent au voisinage de la paroi. Le transfert de chaleur s'accompagne d'une augmentation du coefficient de frottement.

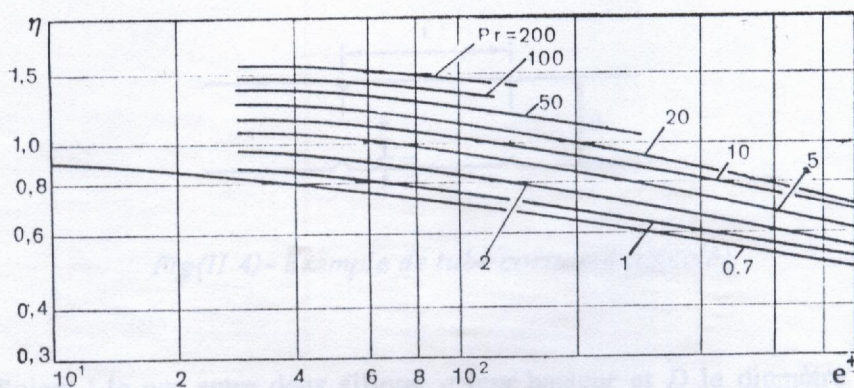
L'efficacité de surface rugueuse, citée dans la référence [26], peut être évaluée d'après la formule :

$$\eta = \frac{Nu_r / Nu_l}{f_r / f_l} \quad ; \quad (II.6)$$

où Nu_r , Nu_l , et f_r , f_l sont les nombres de Nusselt et les coefficients de perte de charge des tubes à surface rugueuse et lisse.

La figure (II.3) visualise la relation entre l'efficacité η et le paramètre de rugosité $e^+ = \frac{e}{D} Re \sqrt{f_r / 8}$ d'une part et le nombre de Prandtl d'autre part. En partant de ce graphique, si on connaît f_l , f_r et e , on peut calculer le transfert de chaleur à une surface rugueuse.

raisonner comme s'il s'agissait d'une sorte de rugosité et définir un coefficient de frottement moyen de la même manière que pour une perte de charge en ligne [16].



Fig(II.3)- Relation entre l'efficacité des tubes rugueux et le paramètre de rugosité pour différentes valeurs de Prandtl [26].

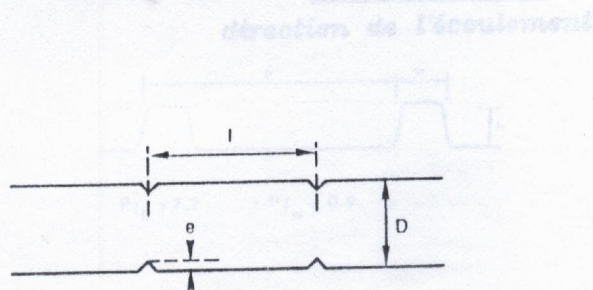
II.2.2.3 Différents types de surfaces rugueuses :

- Tubes corrugués

Un tube « corrugué » est obtenu par moletage d'un tube lisse : il comporte à des intervalles fixes des étranglements dont le profil est habituellement triangulaire [24] ou rectangulaire [7,28], disposés en anneaux ou en hélice sur la paroi (fig.II.4). Ces tubes sont de plus en plus utilisés dans les échangeurs, car les perturbations de l'écoulement induites par les corrugations ont pour effet d'améliorer sensiblement le transfert thermique à la paroi. En contre partie, on augmente également la perte de charge dans l'écoulement.

En toute rugueur, chaque sillon constitue une singularité de la canalisation. Cependant, comme les accidents sont nombreux et régulièrement espacés, on peut

raisonner comme s'il s'agissait d'une sorte de rugosité et définir un coefficient de frottement moyen de la même manière que pour une perte de charge en ligne [16].



Fig(II.4)- Exemple de tube corrugué (annelé).

Soient l le pas entre deux sillons, e leur hauteur et D le diamètre intérieur du tube (fig.II.4).

Pour $10^4 \leq Re \leq 10^5$, $7 \leq l/e \leq 14$ et $0.05 \leq e/D \leq 0.11$, on pourra, d'après GOTH, FEIDT et al. [16], prendre la corrélation :

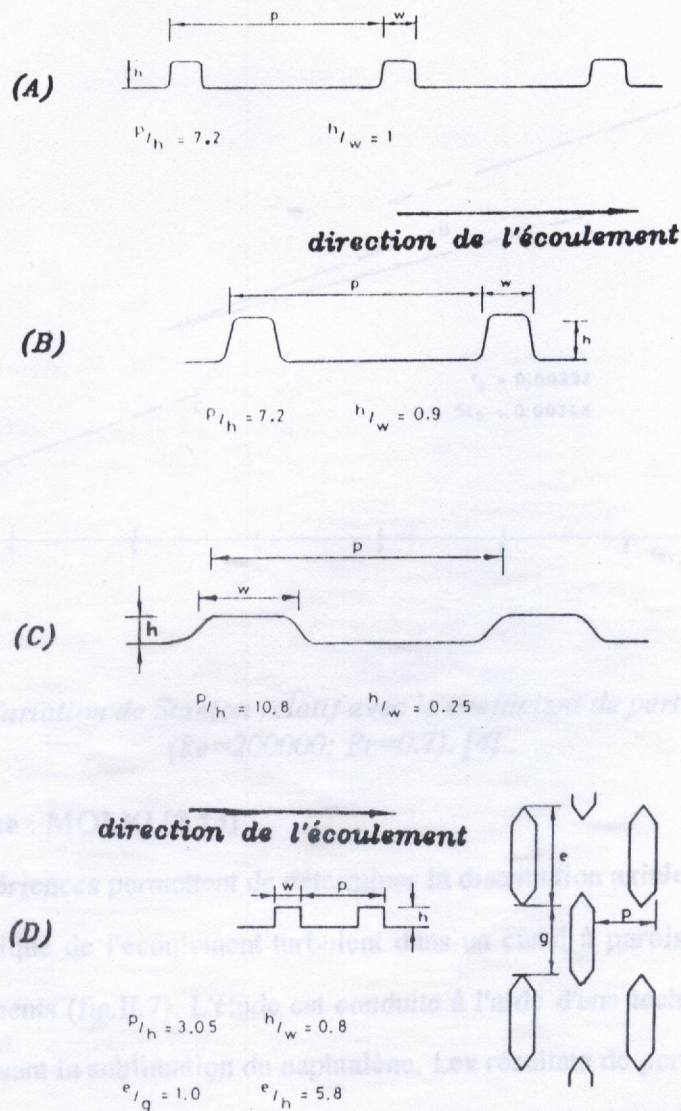
$$\frac{1}{\sqrt{C_f/2}} = 2.5 \left\{ \ln \frac{D}{e} - 1.5 \right\} + 1.68(l/e)^{0.5} \quad (\text{II.7})$$

- Surfaces rugueuses : FIRTH, MEYER [4]

Des expériences réalisées par FIRTH et MEYER (1983), sur des surfaces rugueuses dans un programme de recherche relatif au refroidissement des réacteurs nucléaires, montrent que la rugosité de forme (D), représentée sur la figure (II.5), augmente considérablement le coefficient de transfert (ou le nombre de Stanton).

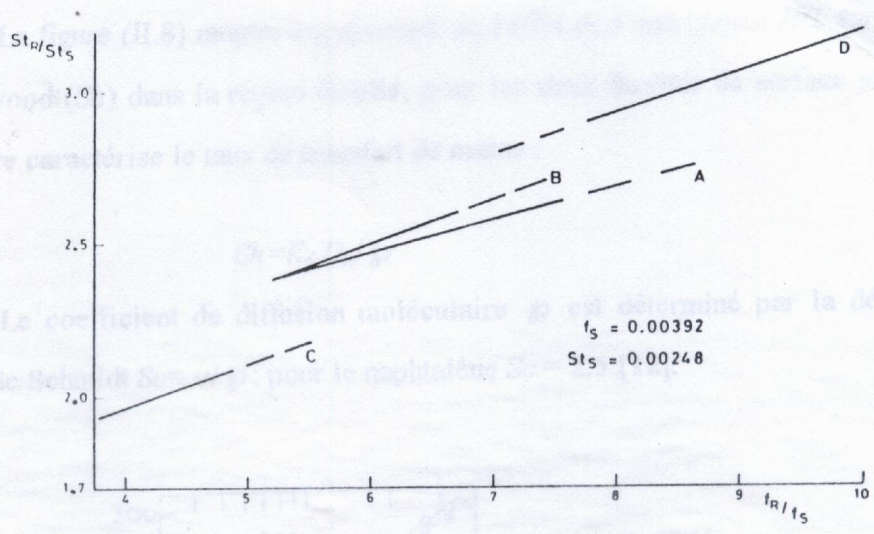
L'analyse a montré que pour les types (A), (B) et (C), le paramètre principal qui influe sur les performances thermiques et dynamiques, est le rapport h/w , tandis que la forme géométrique a une influence secondaire.

(B), (C) et (D). On remarque que la forme trapézoïdale (C) est moins efficace que les autres formes, ceci résulte de la faible hauteur h/w qui entraîne un coefficient de frottement moins important [4].



Fig(II.5)- Profils des surfaces superficielles avec une rugosité artificielle.

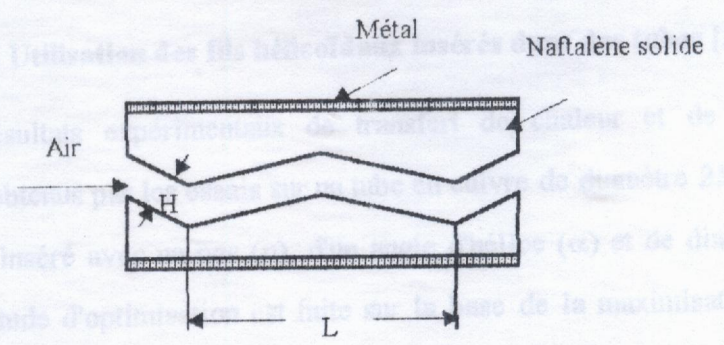
La figure (II.6) montre les résultats de l'influence du coefficient de frottement relatif sur l'échange de chaleur pour les différentes formes de surfaces rugueuses : (A), (B), (C) et (D). On remarque que la forme trapézoïdale (C) est moins efficace que les autres formes; ceci résulte de la faible hauteur h/w qui entraîne un coefficient de frottement moins important [4].



Fig(II.6)- Variation de Stanton relatif avec le coefficient de perte de charge (Re=200000; Pr=0.7). [4].

-Surface rugueuse : MOLKI [8,13]

Des expériences permettent de déterminer la distribution axiale du coefficient de convection thermique de l'écoulement turbulent dans un canal à parois corruguées avec différents écartements (fig.II.7). L'étude est conduite à l'aide d'une technique de transfert de masse, en utilisant la sublimation du naphthalène. Les résultats de perte de charge et de transfert thermique (ou de masse) sont exploités pour évaluer les performances thermiques du canal.

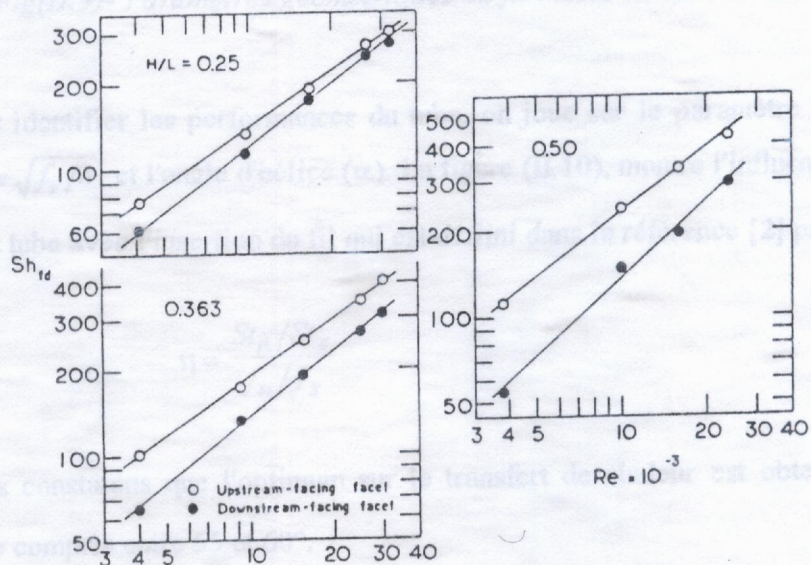


Fig(II.7)- Surfaces rugueuses dans un canal rectangulaire.

La figure (II.8) montre les résultats de l'effet de l'écartement H/L sur le nombre de Sherwood (Sh) dans la région établie, pour les deux facettes de surface inférieure et supérieure caractérise le taux de transfert de masse :

$$Sh = K_d D_w / \varrho \quad (\text{II.8})$$

Le coefficient de diffusion moléculaire ϱ est déterminé par la définition du nombre de Schmidt $Sc = \nu / \varrho$; pour le naphthalène $Sc = 2.5$ [12].

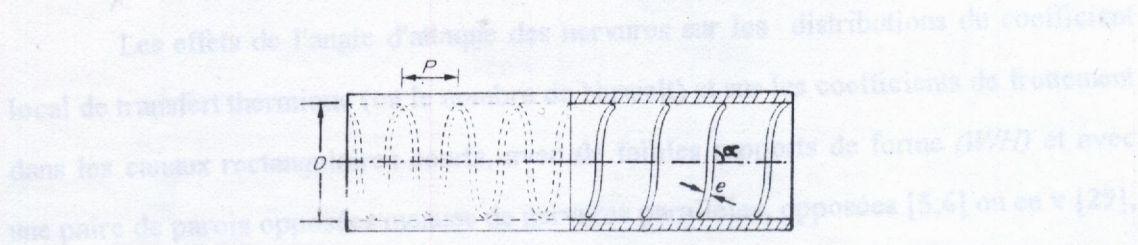


Fig(II.8)- Effet de l'écartement sur le nombre de Sherwood en régime développé (fd). [8].

II.2.2.4 Utilisation des fils hélicoïdaux insérés dans des tubes [2]

Des résultats expérimentaux de transfert de chaleur et de coefficient de frottement sont obtenus par les essais sur un tube en cuivre de diamètre 25 mm, muni d'un serpentín de fil inséré avec un pas (p), d'un angle d'hélice (α) et de diamètre de fil (e) (fig.II.9). Une étude d'optimisation est faite sur la base de la maximisation du transfert thermique et de la réduction de la puissance de pompage et de l'aire frontale de

l'échangeur de chaleur, afin d'identifier le tube le plus efficace dans l'ensemble des données.

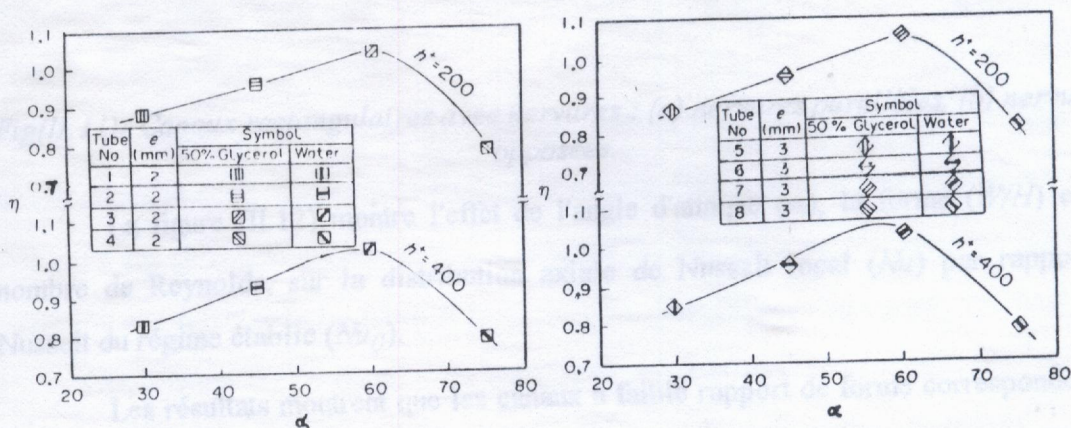


Fig(II.9)- Paramètres géométriques du fil inséré dans le tube.

Pour identifier les performances du tube, on joue sur le paramètre de rugosité $h^+ = (e/D) Re \sqrt{f_r/8}$, et l'angle d'hélice (α). La figure (II.10), montre l'influence de α sur l'efficacité du tube avec l'insertion du fil qui est défini dans la référence [2] par :

$$\eta = \frac{St_R / St_S}{f_R / f_S} \tag{II.9}$$

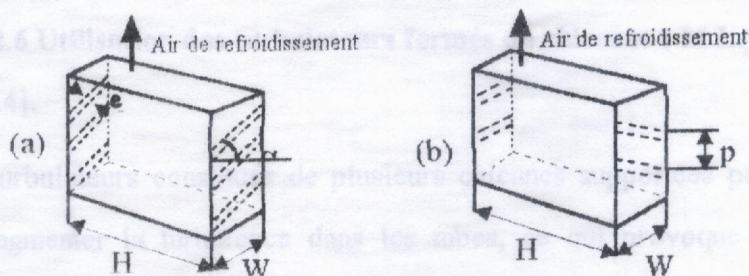
Nous constatons que l'optimum sur le transfert de chaleur est obtenu pour un angle d'hélice compris entre 55 et 60°.



Fig(II.10)- Variation de l'efficacité (η) en fonction de l'angle d'hélice et le paramètre de rugosité (h^+). [2].

II.2.2.5 Utilisation des nervures turbultrices dans des canaux rectangulaires : HAN et al [5,6].

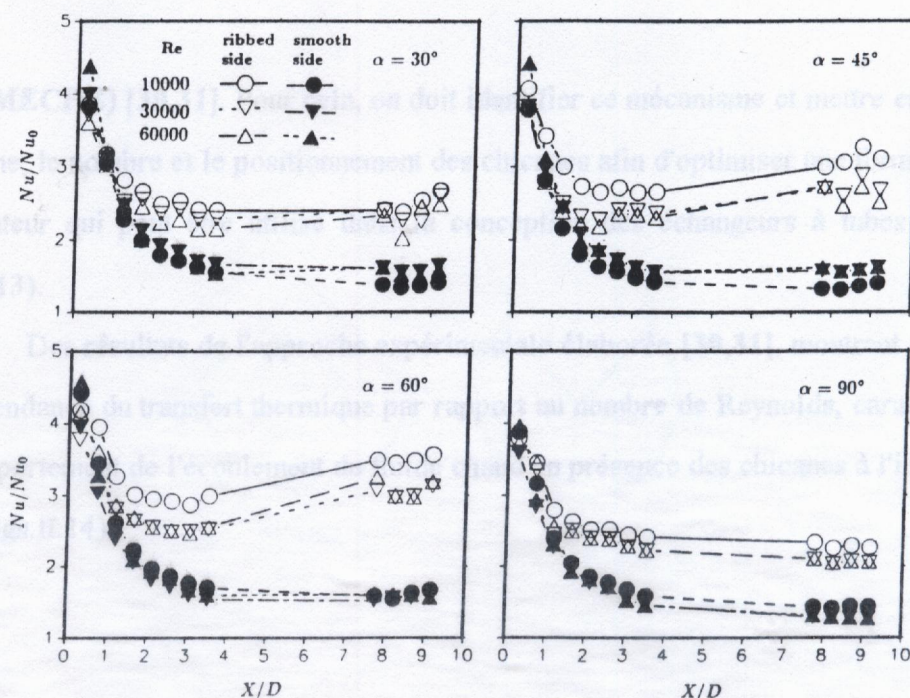
Les effets de l'angle d'attaque des nervures sur les distributions du coefficient local de transfert thermique (ou le nombre de Nusselt) et sur les coefficients de frottement dans les canaux rectangulaires courts, avec de faibles rapports de forme (W/H) et avec une paire de parois opposées munies de nervures parallèles, opposées [5,6] ou en v [29], sont déterminés pour des nombres de Reynolds compris entre 10000 et 60000 (fig.II.11). Les résultats peuvent être utilisés dans la conception des canaux à faible rapport de forme, pour le refroidissement des turbines des engins aérospatiaux. Les essais expérimentaux sont fait sur des canaux rectangulaires où l'échauffement (flux pariétal constant) se fait au moyen d'une résistance ohmique le long de la paroi du canal.



Fig(II.11)- Canaux rectangulaires avec nervures : (a) nervures parallèles, (b) nervures opposées.

La figure (II.12) montre l'effet de l'angle d'attaque (α), la forme (W/H) et le nombre de Reynolds, sur la distribution axiale de Nusselt local (Nu) par rapport à Nusselt du régime établi (Nu_0).

Les résultats montrent que les canaux à faible rapport de forme correspondent à une meilleure performance de transfert de chaleur pour une puissance égale de pompage.



Fig(11.12)- Effet de l'angle d'inclinaison des nervures sur la distribution de Nusselt pour un canal carré ($W/H = 1$). [6].

II.2.2.6 Utilisation des turbulateurs formés de chicanes (M.LABID et M. ZAHZAM) [14].

Les turbulateurs constitués de plusieurs chicanes supportées par une tige, ont pour rôle d'augmenter la turbulence dans les tubes, ce qui provoque une répartition uniforme de la température dans une section donnée qui se traduit par une augmentation de l'échange thermique.

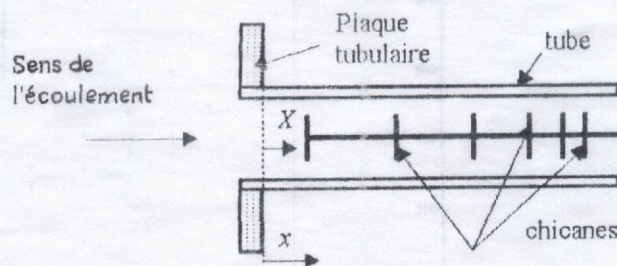
Ce modèle de turbulateur sera désigné dans la conception des tubes de fumées des chaudières et des échangeurs de chaleur. Il permet d'augmenter le temps de séjour du fluide entre les chicanes, accompagné d'un échange de chaleur important entre les gaz de combustion circulants dans les tubes et l'eau circulant dans l'espace annulaire.

L'utilisation de ce modèle de turbulateur est l'un des moyens efficaces pour améliorer les performances thermiques des chaudières et des échangeurs industriels.

La recherche sur l'amélioration des performances de ce type d'installation doit être basée sur l'analyse des éléments constituant le turbulateur (M.ZAHZAM,

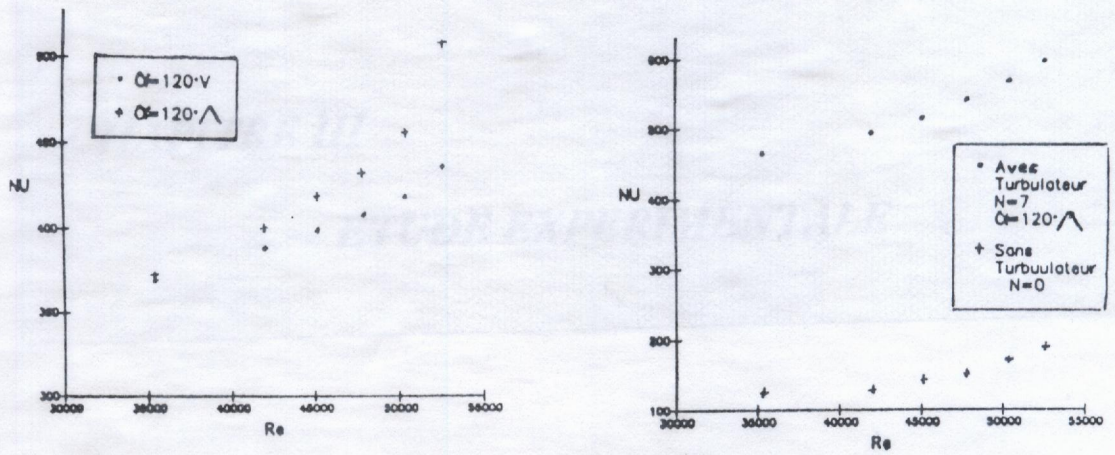
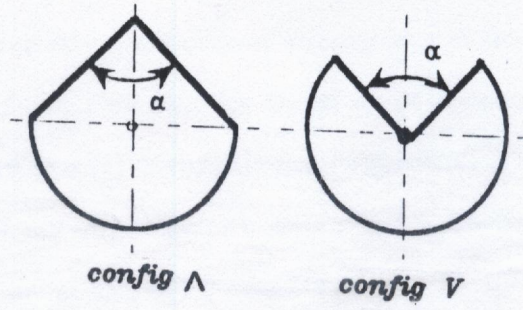
A.LAMECHE) [30,31]. Pour cela, on doit identifier ce mécanisme et mettre en évidence la forme, le nombre et le positionnement des chicanes afin d'optimiser une forme finale de turbulateur qui peut être utilisé dans la conception des échangeurs à tubes de fumée (fig.II.13).

Des résultats de l'approche expérimentale élaborée [30,31], montrent clairement la dépendance du transfert thermique par rapport au nombre de Reynolds, caractérisé par le comportement de l'écoulement du fluide chaud en présence des chicanes à l'intérieur du tube (figs.II.14).



Fig(II. 13)- Tube de fumée équipé d'un turbulateur formé de chicanes dans un échangeur à faisceaux tubulaires.

Fig(II. 14)- Evolution de Nusselt en fonction de Reynolds [31]



Fig(II. 14)- Evolution de Nusselt en fonction de Reynolds [31].

CHAPITRE III

ETUDE EXPERIMENTALE

L'amélioration des performances dynamiques et thermiques des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire est l'un des domaines de recherches les plus actuels. Cette amélioration peut être en effet accomplie par l'augmentation du coefficient d'échange de chaleur (ou le nombre de Nusselt) qui dépend essentiellement des conditions d'écoulement interne des gaz circulant dans les tubes.

Ceci peut être accompli en installant des tubuleurs à l'intérieur des tubes des échangeurs. Ainsi, les coefficients d'échange thermique et de frottement deviennent fonction de la forme et du nombre de tubuleurs installés dans le faisceau.

CHAPITRE III**ETUDE EXPERIMENTALE**

- Le fluide est permanent ($\rho = \text{cte}$).
- Le fluide est incompressible ($\mu = \text{cte}$).
- La pression est uniforme sur une section.
- Les profils de vitesses et de températures présentent une symétrie axiale rigoureuse (Fig. III.4).
- Les fluctuations de pressions, de vitesses et de températures sont négligeables devant leurs quantités moyennes.
- Les perturbations de l'écoulement dues à la présence de la résistance électrique, des tubes de pilot et du thermocouple dans la conduite sont négligeables.

CHAPITRE III

ETUDE EXPERIMENTALE

L'amélioration des performances dynamiques et thermiques des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire est l'un des domaines de recherches les plus actuels. Cette amélioration peut être en effet accomplie par l'augmentation du coefficient d'échange de chaleur (ou le nombre de Nusselt) qui dépend essentiellement des conditions d'écoulement interne des gaz circulant dans les tubes.

Ceci peut être accompli en installant des turbulateurs à l'intérieur des tubes des échangeurs. Ainsi, les coefficients d'échange thermique et de frottement deviennent fonction de la forme et du nombre de chicanes constituant le turbulateur.

HYPOTHESES

Vu la complexité de l'écoulement dans une conduite avec un turbulateur équipé de chicanes, vu la limitation en bibliographie dans ce domaine, et vu le manque de moyens d'analyse performants, dans notre contribution nous nous permettons de fixer les hypothèses suivantes :

- Le régime est permanent ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$);
- Le fluide est incompressible ($\rho = cte$);
- La pression est uniforme sur une section ;
- Les profils de vitesses et de températures présentant une symétrie axiale (figures III.3, III.4);
- Les fluctuations de pressions, de vitesses et de températures sont négligeables devant leurs quantités moyennes;
- Les perturbations de l'écoulement dues à la présence de la résistance électrique, des tubes de pitot et du thermocouple dans la conduite sont négligeables.

OBJECTIFS

Dans la conception et le choix d'échangeurs et des chaudières industrielles, où entre en jeu, non seulement le coût initial, mais aussi la consommation d'énergie et les frais de fonctionnement, l'augmentation d'échange de chaleur est un facteur très important. L'optimisation du projet nécessite donc un compromis entre le coût initial et les dépenses pour le bon fonctionnement et pour la consommation d'énergie. Ceci conduit à optimiser les éléments constituant le turbulateur afin de réduire les pertes de charge et d'augmenter l'échange de chaleur vers le milieu extérieur.

Les principaux objectifs visés par cette étude sont :

- La quantification de l'évolution du nombre de Nusselt moyen et le nombre de Stanton moyen en fonction du nombre Re et de la forme des chicanes pour une même puissance de pompage;
- L'identification du nombre et de la forme de chicanes sur le comportement dynamique de l'écoulement, en particulier sur le coefficient de perte de charge pour une puissance égale de pompage;
- L'optimisation des paramètres dynamiques et thermiques par la diminution du coefficient de perte de charge et par l'augmentation du nombre de Stanton moyen, respectivement, en évaluant l'indice d'efficacité η ;
- L'établissement de la distribution axiale des températures du mélange et du Nusselt local le long de la conduite en présence de chicanes de différentes configurations;
- La détermination de l'influence du positionnement du turbulateur par rapport à l'entrée du tube sur la distribution de température et de Nusselt local.

III.1 DESCRIPTION DU BANC EXPERIMENTAL

Le matériel utilisé pour les essais dynamiques et thermiques est représenté sur la figure (III.1). La conduite sert à l'échange thermique, simule un des tubes du faisceau

d'une chaudière industrielle à tubes de fumée. C'est un modèle physique réduit d'un échangeur de chaleur. Le banc d'essais est constitué de :

- Une conduite en Plexiglas (1);
- Une conduite en cuivre (2) de longueur $L = 1300 \text{ mm}$, munie d'orifices pour les prises de mesure de vitesses, de pression et de températures;
- Un thermocouple digital (3) de diamètre 2 mm permettant la lecture de la température;
- Deux thermomètres (4) placés, l'un à l'amont du tronçon et l'autre à l'aval, qui indiquent la stabilité du régime;
- Une résistance électrique (5) d'une puissance de 700 watts, placée à l'entrée de la conduite, enroulée autour d'une tige en céramique; elle sert à chauffer l'air s'écoulant dans le tube, afin de simuler les gaz chauds;
- Un générateur de tension (6) permet de varier la tension aux bornes de la résistance électrique; l'erreur commise sur la tension d'alimentation est de $\pm 5 \text{ volts}$;
- Deux tubes de pitot (7), de type statique, de même diamètre $\phi = 4 \text{ mm}$, l'un à l'amont et l'autre à l'aval pour la mesure des vitesses et de la chute de pression;
- Un multimanomètre (8), pour lire la variation de pression en hauteur d'eau colorée;
- Un compresseur d'alimentation en air (9);
- Un depresseur (10) monté à l'amont de la conduite servant à augmenter et à régler le débit d'air entrant dans la conduite;
- Des supports (11) pour maintenir la conduite et le depresseur.

L'entraînement de l'air se fait par l'intermédiaire d'un réservoir d'air comprimé; le compresseur d'alimentation est entraîné par un moteur électrique.

La dénivellation de pression dynamique sur le manomètre correspond à la vitesse du point considéré, mesuré par le tube de pitot; ce dernier exige un emplacement parallèle à l'écoulement.

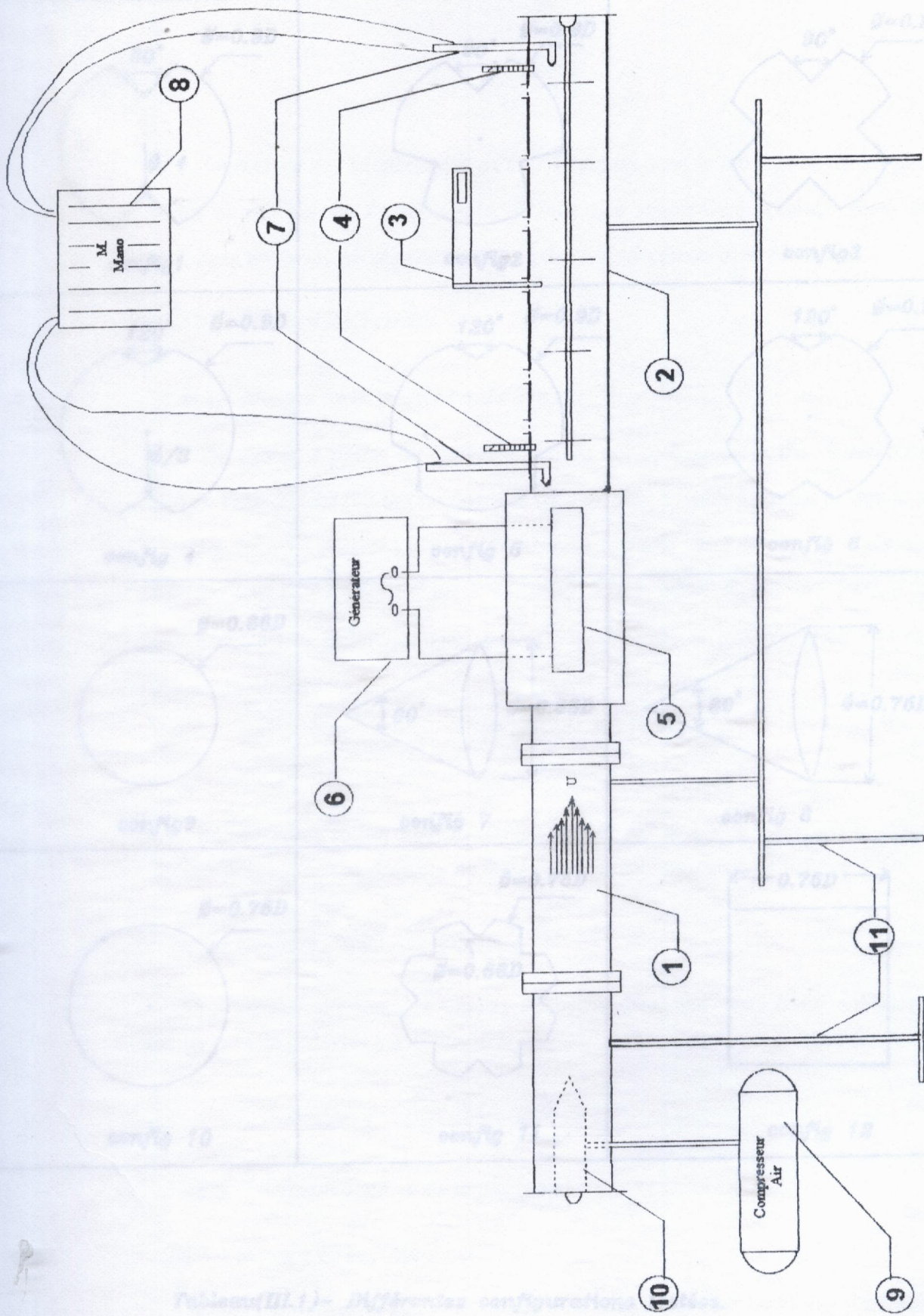
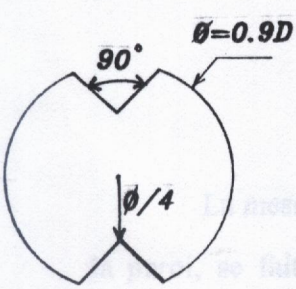
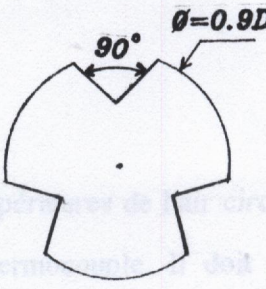
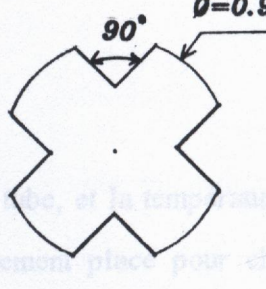
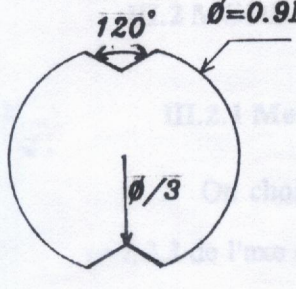
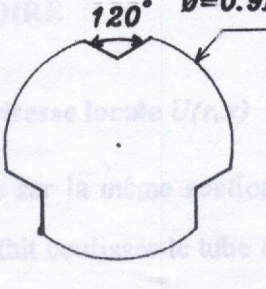
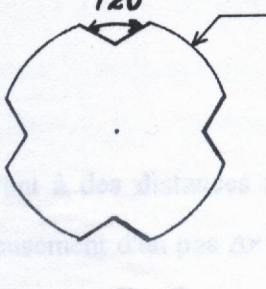
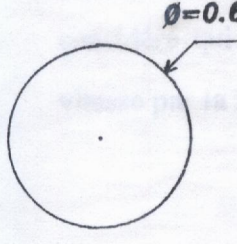
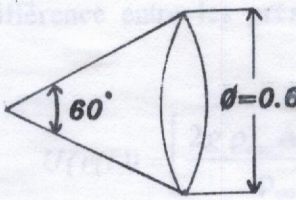
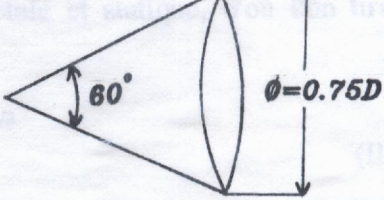
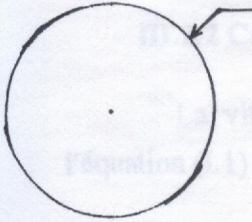
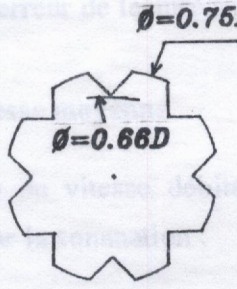
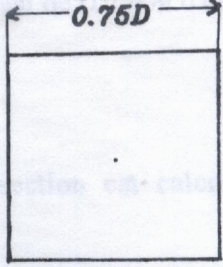


Figure (III.1) - Schéma du dispositif expérimental

 <p>config 1</p>	 <p>config 2</p>	 <p>config 3</p>
 <p>config 4</p>	 <p>config 5</p>	 <p>config 6</p>
 <p>config 9</p>	 <p>config 7</p>	 <p>config 8</p>
 <p>config 10</p>	 <p>config 11</p>	 <p>config 12</p>

Tableau(III.1)- Différentes configurations testées.

La mesure des températures de l'air circulant dans le tube, et la température de la paroi, se fait par un thermocouple. Il doit être soigneusement placé pour chaque mesure, dans des trous percés dans le tube à des emplacements bien déterminés.

III.2 MODE OPERATOIRE

III.2.1 Mesure de la vitesse locale $U(r, x)$

On choisit 3 points sur la même section qui se trouvent à des distances $r(i)$: $i=1, 2, 3$ de l'axe du tube, on fait coulisser le tube de pitot soigneusement d'un pas $\Delta r = 10$ mm ($r(1) = 10$ mm; $r(2) = 20$ mm; $r(3) = 30$ mm) à partir de l'axe de la conduite. La dénivellation du manomètre $\Delta H_d(i)$ correspond à la pression dynamique dans le point considéré qui est la différence entre les pressions totale et statique, d'où l'on tire la vitesse par la formule :

$$U(r(i)) = \left[\frac{2g \rho_{eau} \Delta H_d(i)}{\rho_{air}} \right]^{1/2} \quad (III.1)$$

La procédure se fait pour 3 sections ($x = 0$; $L/2$ et L), la mesure et le calcul se fait comme précédemment. L'erreur de lecture sur le manomètre est de 0.2 mm d'eau.

III.2.2 Calcul de la vitesse moyenne

La vitesse moyenne ou vitesse débitante dans une section est calculée par l'équation (I.1) en intégrant par la sommation :

$$U_m = \frac{2\pi}{\pi R^2} \sum_{i=1,3} U(r(i)) \cdot r(i) \cdot \Delta r \quad ; \quad (III.2)$$

où $r(i)$ est la distance radiale, et Δr le pas radial.

III.2.3 Mesure de la perte de charge

La dénivellation ΔH_f (mm d'eau) du manomètre entre les positions des tubes de pitot ($x = 0$ et $x = L$) correspond à la différence entre les pressions totales à l'entrée et à

la sortie du tronçon (AB) à tester. Qui représente la perte de charge entre les deux points considérés.

III.2.4 Mesure de température $T(r,x)$

Pour mesurer le champ de températures dans le tronçon (AB), on choisit 9 sections espacées d'un pas axial $\Delta x = 150 \text{ mm}$. En faisant coulisser le thermocouple pour chaque section considérée avec un pas radial $\Delta r = 10 \text{ mm}$ à partir de l'axe du tube. On obtient pour chaque section choisie, 3 températures $T(r(i))$: pour $r(i) = 10 \text{ mm}$, 20 mm et 30 mm .

La précision sur l'instrument de mesure de températures est de $\pm 0.5^\circ\text{C}$, et l'erreur qui provient de l'instabilité du régime ou des perturbations de l'écoulement est d'environ 1°C .

III.2.5 Calcul de la température du mélange

La température du mélange sur une section est calculée par la formule (I.26). Pour notre cas non continu, on intègre par la sommation, en supposant qu'il y a symétrie axiale :

$$T_m(x) = \frac{2\pi}{\pi R^2 C_p U_m} \sum_{i=1,3} C_p T(r(i)) U(r(i)) r(i) \Delta r \quad (\text{II.3})$$

III.2.6 Mesure de la température de la paroi

Pour chaque pas axial Δx , on mesure la température de la paroi interne de la conduite, en enfonçant le thermocouple d'une distance de 1 mm de la paroi externe du tube.

III.2.7 Profils de vitesses et de températures radiales

a) Profils de vitesses

Pour voir l'allure de la vitesse en fonction de la distance radiale, on fait coulisser le tube de pitot le long d'une section de la conduite soigneusement avec un pas de 5 mm de part et d'autre du tube.

Les résultats obtenus sont représentés sur la courbe de la figure (III.3).

b) Profils de températures adimensionnelles

On fait coulisser le thermocouple le long d'une section de la conduite, soigneusement d'un pas de 5 mm de part et d'autre de l'axe du tube. On prélève les températures $T(r)$.

On définit la température adimensionnelle par la relation :

$$T^+ = \frac{T(r, x) - T_p(x)}{T_m(x) - T_p(x)} \quad (\text{III.4})$$

Les résultats obtenus, pour 3 sections ($x = 0, L/2$ et L), sont illustrés sur la figure (III.4).

III.2.8 Mise en évidence de l'influence du nombre de chicanes

Le nombre de chicanes est un paramètre important qui entre dans la conception du turbulateur. Entre deux obstacles (chicanes, nervures, ...etc.), il y a création des zones de recirculation, qui sont visualisées dans les références [7,23,24], et caractérisées par des fluctuations de vitesses (u', v', w') et de température T' sous forme de contraintes turbulentes. Donc le nombre de chicanes augmente la turbulence, et par suite influe sur les performances dynamiques et thermiques de l'écoulement.

Pour mettre en évidence l'influence du nombre de chicanes, on varie celui-ci de 3 à 9, il prend les valeurs 3, 5, 7 et 9 pour chaque forme de chicanes. Les résultats de

l'influence du nombre de chicanes sur les performances thermohydrauliques sont représentés sur les figures (II.1 à II.12), ainsi qu'à l'annexe (A.1).

Remarque : Durant tous les essais et pour les configurations (1-9), la d.d.p est fixée à 220 volts, la puissance de pompage est constante (pression de sortie du réservoir = 2 bars). Les configurations (10, 11, 12) sont testées pour un nombre de chicanes fixe $N=5$.

III.2.9 Mise en évidence de l'influence de la forme géométrique de chicanes

Pour mettre en évidence l'influence de la forme géométrique de chicanes sur les performances dynamiques et thermiques du tube, douze formes de différentes géométries et dimensions sont testées (tableau III.1).

Le choix de la géométrie est basé sur :

- Le diamètre (ou le côté) de chicanes :

$D_c/D = 0.90$ pour les configurations (1-6)

$D_c/D = 0.66$ pour les configurations 7 et 9

$D_c/D = 0.75$ pour les configurations 8, 10, 11 et 12

- L'angle d'attaque α pour les configurations coniques (7, 8);

- L'angle β , le nombre et l'emplacement des ouvertures sur les chicanes (configs : 1-6).

Et ceci pour trouver un compromis entre la diminution des pertes de charge et l'augmentation de l'échange de thermique.

Pour chaque nombre et forme de chicanes, on relève les températures $T(r,x)$ et $T_p(x)$, les vitesses $u(r,x)$ et la chute de pression ΔH_t , en gardant la puissance de pompage constante.

L'effet des différentes formes géométriques sur les paramètres : $\overline{Nu}, \overline{St}, f$ et l'indice d'efficacité sont représentés sur les courbes des figures (IV.1 à IV.12), ainsi qu'à l'annexe (A.1).

III.2.10 Mise en évidence de l'influence de la position du turbulateur sur la distribution du Nusselt local et des températures du mélange

Contrairement au tube lisse sans obstacles dans les échangeurs industriels, le faisceau avec turbulateur et sa plaque tubulaire se trouvent certainement exposés aux phénomènes de fissuration et d'oxydation (brûlure).

La principale cause de ces phénomènes est l'augmentation du temps de séjour des gaz chauds dans le système faisceau-plaque tubulaire et l'accroissement des contraintes thermiques. C'est dans le souci de préserver ce système de ces phénomènes qu'on se propose d'étudier l'effet du positionnement de la première chicane par rapport à l'entrée sur la distribution de Nusselt local et de températures de mélange le long de la conduite.

La présence du turbulateur près de l'entrée (plaque tubulaire pour le cas réel) où la température d'entrée dépasse 800°C [14], expose inévitablement le matériau à la fatigue. Par conséquent il y a plus de fréquence de réparation, ce qui mène à une diminution du temps d'utilisation de l'appareil.

Pour mettre en évidence l'effet du positionnement de la première chicane par rapport à l'entrée, on déplace le turbulateur d'un pas de 150 mm . Il prend les positions : $X = 100\text{ mm}$, 250 mm et 400 mm par rapport à l'origine $x = 0$ qui est l'extrémité finale de la résistance électrique; tout en gardant le nombre de chicanes constant ($N = 5$).

L'objet est de rendre le transfert thermique plus ou moins uniforme le long du tube, et d'éviter l'accumulation de chaleur à l'entrée par la détermination de la répartition axiale de Nusselt local et de mélange.

Les résultats de la distribution de températures et de Nusselt local pour trois configurations (configs : 10, 11, 12) en fonction de position du turbulateur, sont représentés sur les figures (IV.17-IV.22) et dans l'annexe (A.2).

III.3 CALCULS du nombre de Nusselt local

III.3.1 Données

- Diamètre de la conduite à tester, $D = 69 \text{ mm}$
- Diamètre de la conduite en Plexiglas, $\phi = 65 \text{ mm}$
- Longueur du tronçon (AB) à tester, $L = 1200 \text{ mm}$
- Masse volumique de l'eau du manomètre, $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3$
- Accélérations de la pesanteur, $g = 9.81 \text{ N/kg}$
- La température ambiante T_{∞} dépend des conditions expérimentales, elle varie entre 15 à 25°C.
- Les propriétés physiques de l'air en circulation : masse volumique ρ_{air} , viscosité cinématique ν , viscosité dynamique μ , le nombre de Prandtl Pr et la conductivité thermique K , sont légèrement variables pour l'ordre de températures mesurées (25-125°C). Pour les évaluer à la température désirée, on fait une interpolation linéaire, en utilisant le tableau des propriétés physiques de l'air (voir annexe A.3).

Fig(III.2)- Élément du tronçon (AB)

En appliquant le bilan thermique sur le volume de contrôle du tronçon (AB), on

peut écrire :

$$\dot{m} C_p dT_c(x) = h(x) dA (T_c(x) - T_f(x)) \quad (III.5)$$

$$\dot{m} C_p (T_c(x + \Delta x) - T_c(x)) = h(x) dA (T_c(x + \Delta x/2) - T_f(x + \Delta x/2))$$

d'où :

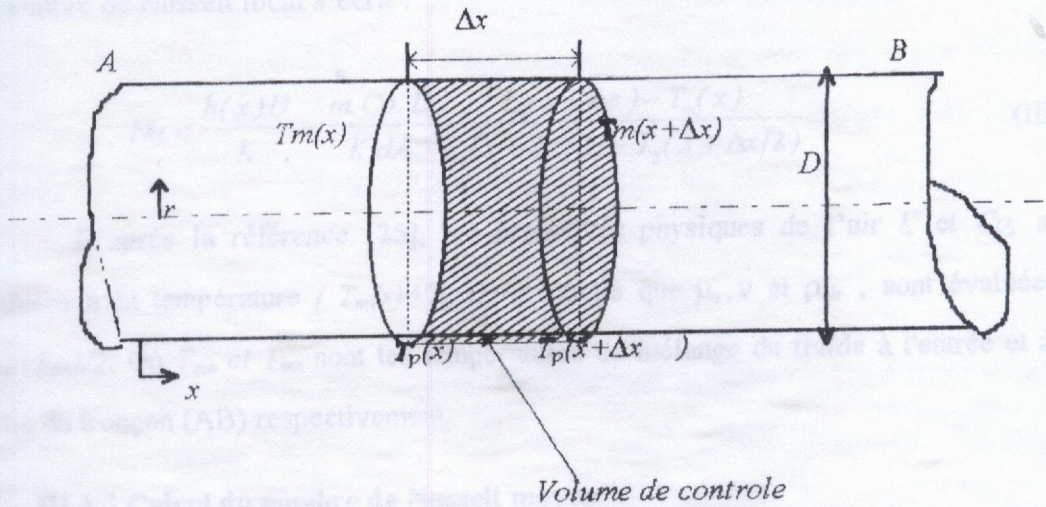
$$h(x) = \frac{\dot{m} C_p (T_c(x + \Delta x) - T_c(x))}{dA (T_c(x + \Delta x/2) - T_f(x + \Delta x/2))} \quad (III.6)$$

avec :

$$\dot{m} = \rho_a \frac{\pi D^2}{4} U_a$$

III.3.2 Calcul du nombre de Nusselt local

L'étude de l'influence des différents paramètres (nombre, forme et position des chicanes) sur l'échange de chaleur sera basée sur le calcul du coefficient d'échange par convection fluide (air chaud)-paroi, et par suite la détermination du nombre de Nusselt local et moyen.



Fig(III.2)- Élément du tronçon (AB)

En appliquant le bilan thermique sur le volume de contrôle du tronçon (AB), on peut écrire :

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot dT_m(x) = h(x) \cdot dA \cdot (T_m(x) - T_p(x)) \quad ; \quad (\text{III.5})$$

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot [T_m(x + \Delta x) - T_m(x)] = h(x) \cdot dA \cdot [T_m(x + \Delta x/2) - T_p(x + \Delta x/2)] \quad ;$$

d'où

$$h(x) = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{dA} \frac{T_m(x + \Delta x) - T_m(x)}{T_m(x + \Delta x/2) - T_p(x + \Delta x/2)} \quad ; \quad (\text{III.6})$$

avec :

$$\dot{m} = \pi \frac{D^2}{4} \rho_{\text{air}} U_m$$

$$dA = \pi D \Delta x \quad (III.9)$$

$$T_m(x + \frac{\Delta x}{2}) = \frac{T_m(x + \Delta x) + T_m(x)}{2}$$

$$T_p(x + \frac{\Delta x}{2}) = \frac{T_p(x + \Delta x) + T_p(x)}{2}$$

Le nombre de Nusselt local s'écrit :

$$Nu = \frac{h(x)D}{K} = \frac{m \cdot Cp \cdot D}{K \cdot dA} \frac{T_m(x + \Delta x) - T_m(x)}{T_m(x + \Delta x/2) - T_p(x + \Delta x/2)} \quad (III.7)$$

D'après la référence [25], les propriétés physiques de l'air K et C_p , sont évaluées à la température $(T_m(x) + T_p(x))/2$, tandis que μ , ν et ρ_{air} , sont évaluées à $(T_{me} + T_{ms})/2$. Où T_{me} et T_{ms} sont les températures du mélange du fluide à l'entrée et à la sortie du tronçon (AB) respectivement.

III.3.3 Calcul du nombre de Nusselt moyen

Le nombre de Nusselt moyen de tout le transfert thermique le long de la conduite est donné par :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \cdot dx \quad (III.8a)$$

Dans notre cas, où nous avons des points descritisés (non continus), on intègre par la sommation :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \sum_{j=1}^8 Nu \cdot \Delta x \quad (III.8b)$$

Pour le cas du tube vide (sans turbulateur), la valeur du nombre de Nusselt moyen est comparée à celle donnée par COLBURN (formule I.37).

III.3.4 Calcul du coefficient de perte de charge

Le coefficient de perte de charge totale sera calculé par la formule (I.13) :

$$f = \frac{D \rho_{\text{eau}} g \Delta H_t}{L \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} U_m^2}, H_t \text{ [en mm d'eau]} \quad (\text{III.9})$$

Pour le cas du tube vide (sans turbulateur), ce coefficient sera comparé à celui donné par la formule de BLASIUS (formule I.16).

III.3.5 Evaluation de l'indice d'efficacité : η

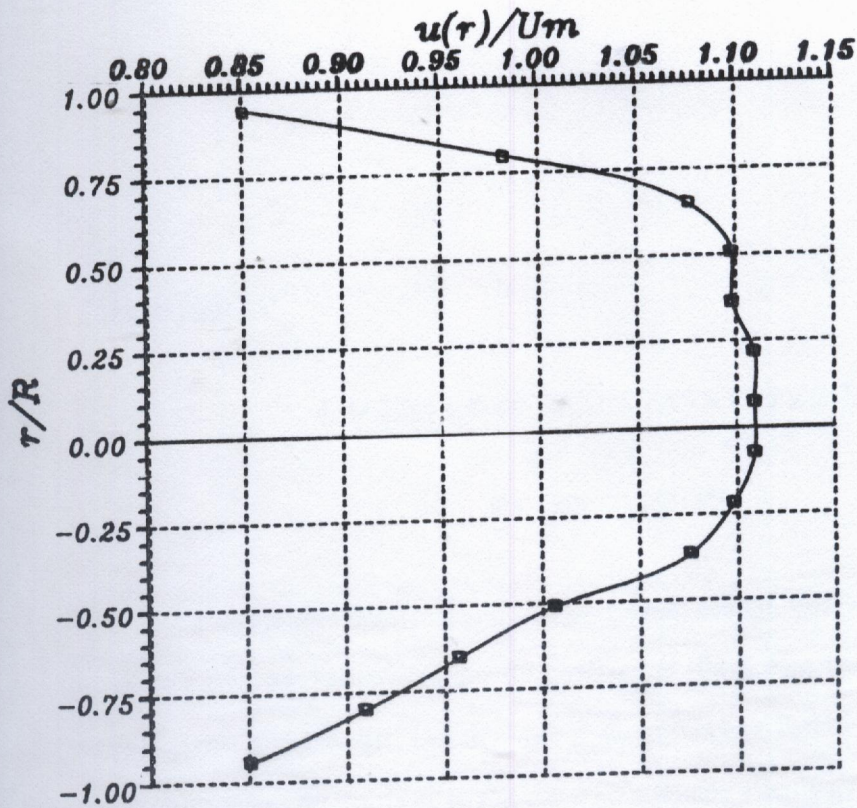
L'efficacité du transfert de chaleur le long du tube indique les effets du turbulateur sur l'augmentation de l'échange thermique. En d'autre terme, elle représente le gain relatif en chaleur transmise par rapport aux pertes d'énergie « de charge ». L'indice d'efficacité η , cité par HAN dans la référence [5], et donné par :

$$\eta = \frac{[\bar{St}/\bar{St}(tv)]}{[f/f(tv)]^n}; \quad (\text{III.10})$$

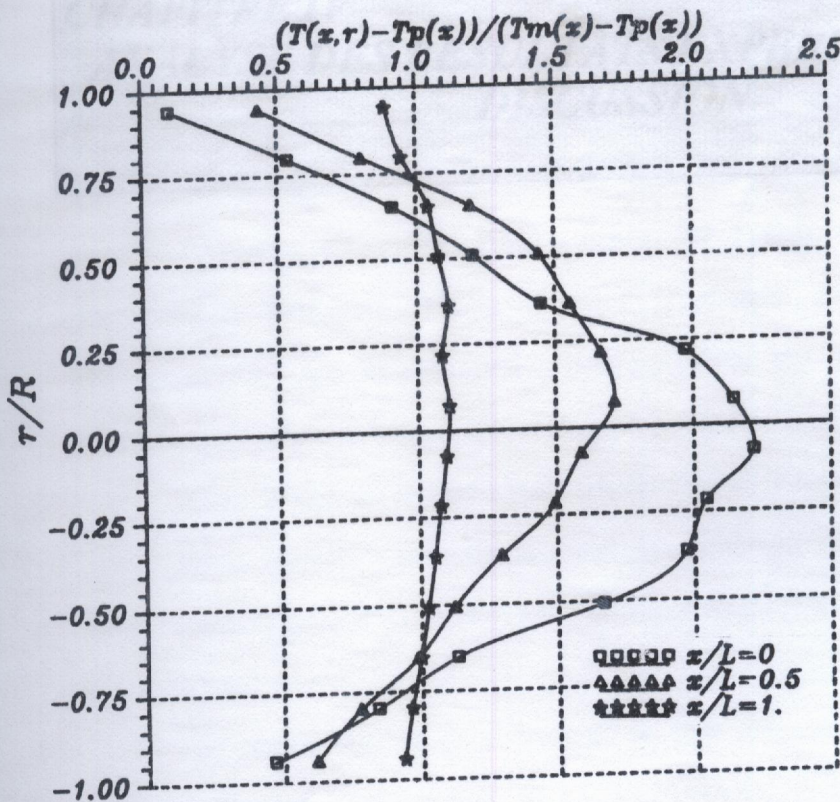
d'après [5] : $n = 1/3$, avec, $\bar{St}(tv)$, $f(tv)$ sont rapportés au tube vide (sans turbulateur).

Les résultats obtenus de l'indice d'efficacité, seront illustré par les graphes (IV.10-IV.12).

N.B : Tous les résultats obtenus sont calculés par un programme élaboré en Fortran 77.



Fig(III.3)- Profil expérimental des vitesses pour un écoulement turbulent dans un tube lisse à section circulaire; ($x/L=0.5$; $Re=28000$).



Fig(III.4)- Profils des températures adimensionnelles expérimentales pour un écoulement turbulent dans un tube lisse à section circulaire ($Re=28000$).

CHAPITRE IV

ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

ET DISCUSSION

L'étude de l'amélioration des performances thermiques par convection forcée est basée sur l'augmentation du coefficient d'échange thermique et la diminution de la perte hydraulique, qui dépendent de nombreux facteurs. Les plus importants sont la viscosité du fluide et le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent).

L'écoulement turbulent est caractérisé par un mouvement désordonné des

CHAPITRE IV
ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET
DISCUSSION

Partant de ces constatations, on s'est penché sur l'étude des phénomènes perturbés provoquant le frottement croissant dans les écoulements dans les conduites. Il a été constaté que la perturbation provoquée par une singularité s'accompagne de formation d'énergie turbulente qui se dissipe en chaleur à la paroi.

Dans le cas de perturbations artificielles de l'écoulement, la résistance de la couche limite laminaire près de la paroi est diminuée, par formation de tourbillons supplémentaires [23], ceci conduit à la participation de la majorité des particules fluides à l'échange thermique.

Un certain nombre de chercheurs se sont intéressés au transfert de chaleur ou au frottement hydraulique. S.F.KI, FUKUSAKO et HIRATA [32,33] ont étudié l'effet de la chaleur transportée par turbulence dans les régions de recirculation. Bien que le fluide crée le transfert de la chaleur à la paroi et les fluctuations de vitesse, les

CHAPITRE IV

ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

ET DISCUSSION

L'étude de l'amélioration des performances thermiques par convection forcée est souvent basée sur l'augmentation du coefficient d'échange thermique et la diminution de la résistance hydraulique, qui dépendent de nombreux facteurs. Les plus importants sont le comportement du fluide et le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent).

L'écoulement turbulent est caractérisé par un mouvement désordonné des particules fluides. Ces particules, en se mélangeant, jouent un rôle de porteuses d'énergie. Au coeur de l'écoulement, la turbulence semble caractérisée par un processus de diffusion qui favorise la dégradation énergétique par le transfert de cette énergie, à partir du coeur vers les parois. En présence de turbulence, les flux de transfert sont plusieurs fois supérieurs à ceux dûs à la diffusion moléculaire.

Plusieurs auteurs se sont penchés sur l'étude des phénomènes pariétaux notamment le frottement existant dans les écoulement dans les conduites. Il a été clairement établi que la perturbation provoquée par une singularité s'accompagne de production d'énergie turbulente qui se dissipe en chaleur à la paroi.

Dans le cas de perturbations artificielles de l'écoulement, la résistance de la couche limite laminaire près de la paroi est diminuée, par formation de tourbillons supplémentaires [23], ceci conduit à la participation de la majorité des particules fluides à l'échange thermique.

Un certain nombre de chercheurs se sont intéressés au transfert de chaleur en aval d'un élargissement brusque. SEKI, FUFUSAKO et HIRATA [32,33] examinent l'effet de la chaleur transportée par turbulence dans les régions de recirculation. Etant donné la liaison entre le transfert de la chaleur à la paroi et les fluctuations de vitesse, les

auteurs ont souligné leur intérêt particulier aux contraintes turbulentes. Il est évident que le facteur le plus important qui contribue au transfert de chaleur par diffusivité turbulente est le terme qui dépend de la fluctuation de vitesse normale à l'écoulement moyen (et à la paroi), soit la quantité $\rho C_p \overline{v' T'}$.

Dans un écoulement turbulent des gaz à l'intérieur d'une conduite, la présence d'un turbulateur constitué de chicanes, rend la trajectoire de l'écoulement plus complexe, qui tend à favoriser l'échange de chaleur entre les particules chaudes et celles adjacentes à la paroi de la conduite. Ainsi les coefficients de transfert thermique et de frottement deviennent fonction des paramètres : forme, nombre et la position relative des chicanes le long de la conduite.

IV.1 INFLUENCE DU NOMBRE ET DE LA FORME DE CHICANES

1°) Sur le coefficient de transfert de chaleur

Pour le cas de l'écoulement dans la conduite sans turbulateur, le transfert thermique caractérisé par le nombre de Nusselt, est comparé au cas d'un écoulement établi dont le nombre de Nusselt est donné par la corrélation de COLBURN (I.37). La déviation par rapport au régime établi est de 14% avec un nombre de Reynolds $Re=28000$: l'écoulement est en cours d'établissement [34].

Le nombre de chicanes est un paramètre important influant sur l'échange de chaleur à travers la conduite. Les figures (IV.1-IV. 3) illustrent les effets du nombre de Nusselt moyen relatif au tube vide, avec une puissance de pompage constante.

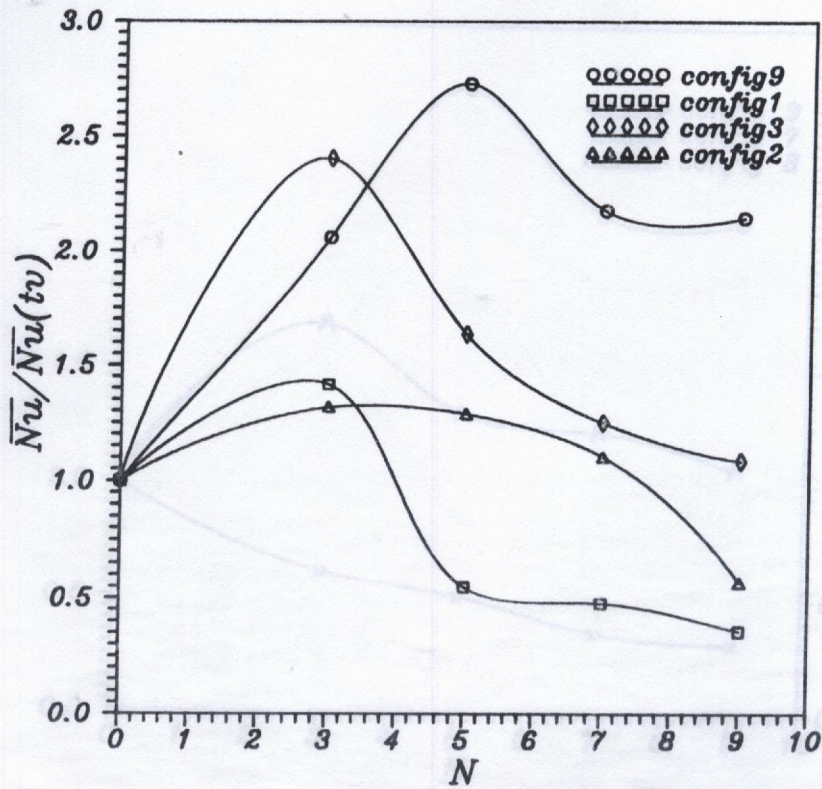
Le nombre de Nusselt moyen croît si on augmente le nombre de chicanes à $N=3$ pour toutes les formes, excepté pour les formes (4) et (7). Avec l'augmentation des chicanes ($N=5$), il y a diminution du Nusselt moyen par rapport à $N=3$ à l'exception de la configuration (9) où on a un accroissement de transfert de chaleur de 170%. Une décroissance relative de Nusselt est observée si $N>5$. L'augmentation du nombre de chicanes augmente l'échange radial à la paroi, par contre elle réduit le transfert axial de la chaleur par l'augmentation du temps de séjour du fluide dans la conduite ou la

réduction du débit massique (équation.III.7); cela provient de la puissance de pompage qui est constante durant les essais. D'un autre côté, on remarque que l'effet du nombre de chicane sur l'échange thermique, dépendant aussi de la configuration utilisée.

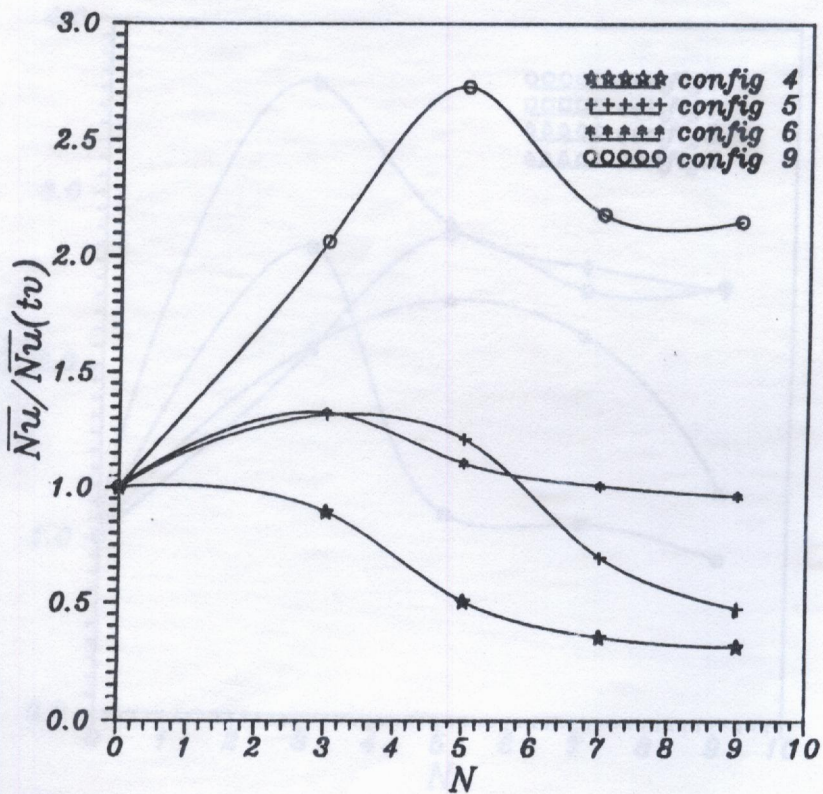
L'influence de la forme géométrique des chicanes sur le coefficient d'échange thermique est plus importante. Cependant la géométrie permet de contrôler le passage du fluide et influe directement sur le taux de turbulence.

D'après les courbes de la figure (IV.1) des configurations (1,2,3) où les ouvertures se trouvent à $R_c/2$ du centre de la chicane, l'échange de chaleur est d'autant plus important que le nombre d'ouvertures augmente; ceci est dû à l'augmentation de la surface de passage du fluide : le débit massique tend à se conserver. De même pour les configurations (4,5,6) dont les ouvertures se trouvent à $2R_c/3$ du centre de la chicane (fig IV.2). On constate que le nombre de Nusselt moyen correspondant aux formes (1,2,3) est légèrement inférieur à celui des géométries (4,5,6), à nombre d'ouvertures égal.

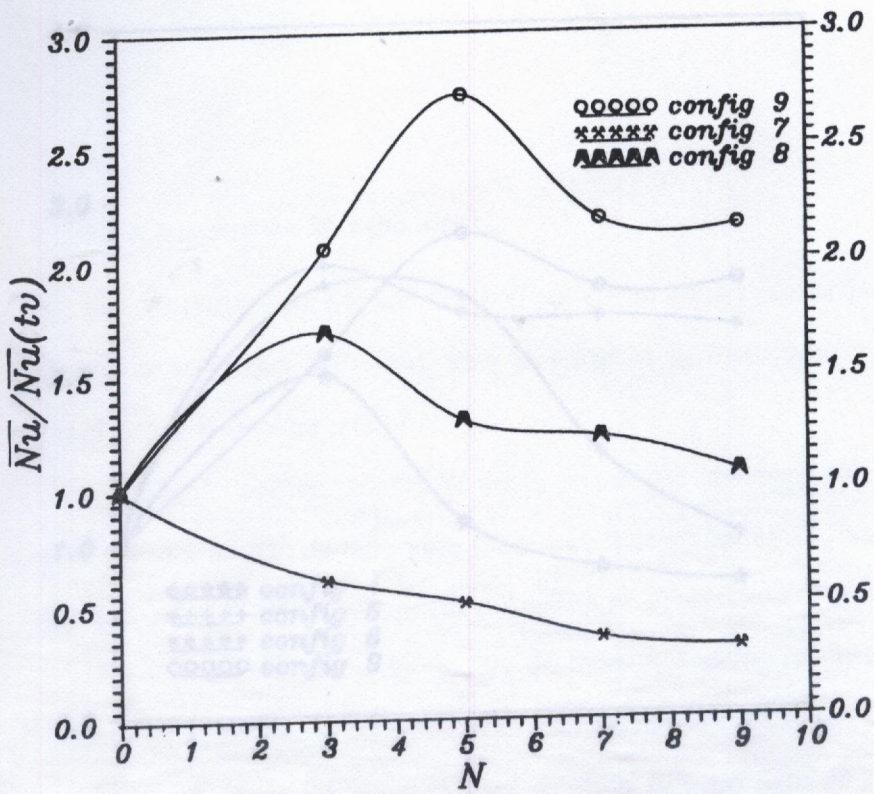
Si on diminue le diamètre des chicanes, le cas de la configuration (9) où $D_c/D=0.66$, l'échange de chaleur sera accentué considérablement et atteint un pic pour $N=5$. En conservant le même diamètre des chicanes ($D_c/D=0.66$), c'est-à-dire la surface de la section de passage restant constante, et utilisant la forme conique (config.7) à angle d'attaque $\alpha=60^\circ$, on remarque une diminution importante du nombre de Nusselt; ceci provient de la réduction des effets de la turbulence par la réduction du choc des particules fluides sur les chicanes. En gardant la forme conique avec le même angle d'attaque $\alpha=60^\circ$, et utilisant des chicanes de diamètre $D_c/D=0.75$ (config.8), nous observons une élévation de transfert de chaleur, elle est de 70% pour $N=3$ (fig VI.3). Cette même valeur $D_c/D=0.75$ et un nombre de chicanes $N=5$, on obtient un maximum de transfert thermique pour les configurations (10,11), il atteint 270% (config.10) pour une puissance égale de pompage. Nous reviendrons aux résultats d'essais de ces formes géométriques dans les paragraphes suivants.



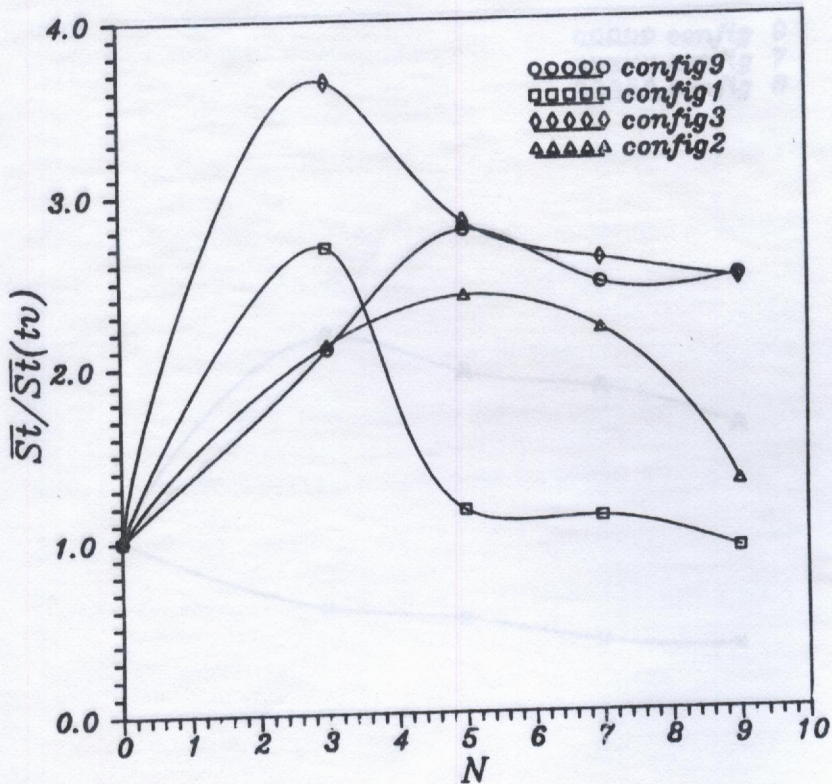
Fig(IV.1)– Effets du nombre et de la configuration des chicanes sur le nombre de Nusselt moyen, (configurations 1,2,3,9).



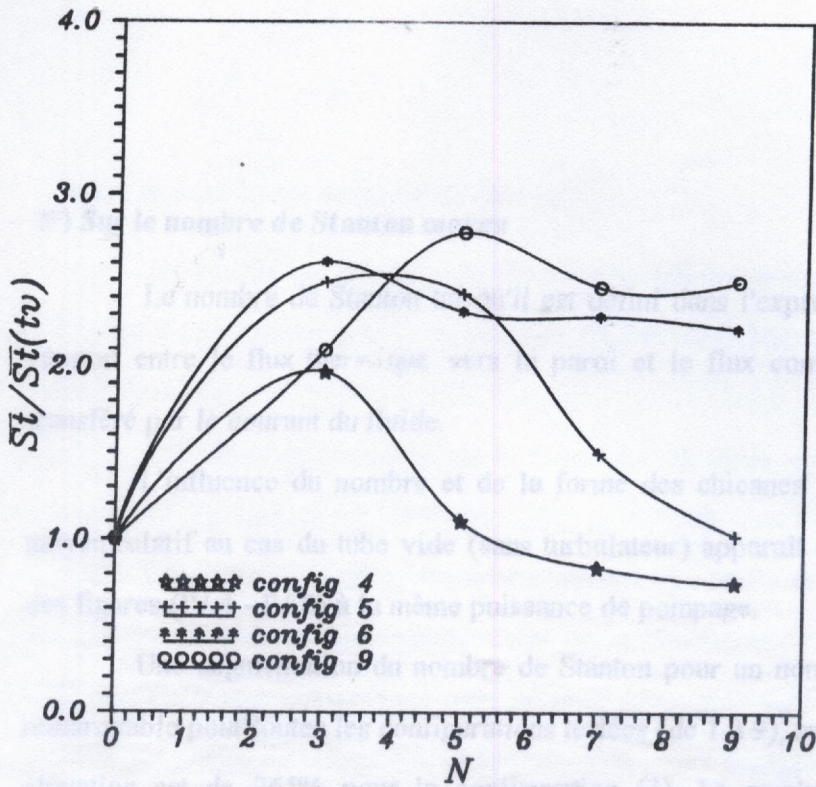
Fig(IV.2)– Effets du nombre et de la configuration des chicanes sur le nombre de Nusselt moyen, (configurations 4,5,6,9).



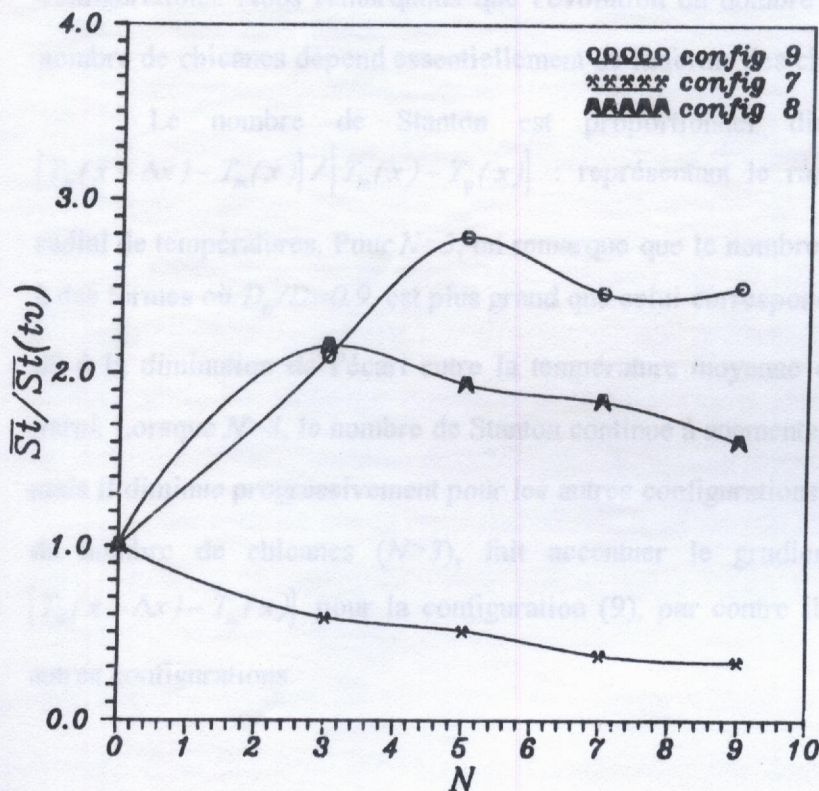
Fig(IV.3)- Effets du nombre et de la configuration des chicanes sur le nombre de Nusselt moyen. (configurations 7,8,9).



Fig(IV.4)- Effets du nombre et de la configuration des chicanes sur le nombre de Stanton moyen. (configurations 1,2,3,9).



Fig(IV.5)- Effets du nombre et de la configuration des chicanes sur le nombre de Stanton moyen, (configurations 4,5,6,9).



Fig(IV.6)- Effets du nombre et de la configuration des chicanes sur le nombre de Stanton moyen, (configurations 7,8,9).

2°) Sur le nombre de Stanton moyen

Le nombre de Stanton tel qu'il est défini dans l'expression (I.29), représente le rapport entre le flux thermique vers la paroi et le flux convectif tel qu'il puisse être transféré par le courant du fluide.

L'influence du nombre et de la forme des chicanes sur le nombre de Stanton moyen relatif au cas du tube vide (sans turbulateur) apparaît clairement sur les graphes des figures (IV.4 - IV.6) à la même puissance de pompage.

Une augmentation du nombre de Stanton pour un nombre de chicanes $N=3$ est remarquable pour toutes les configurations testées (de 1 à 9), sauf pour la forme (7); cette élévation est de 265% pour la configuration (3). Le nombre de Stanton continue à accroître si le nombre de chicanes croît à $N=5$ pour la configuration (9), où on a un écart relatif de 180%; alors qu'il décroît progressivement si $N>5$ pour toutes les configurations. Nous remarquons que l'évolution du nombre de Stanton en fonction du nombre de chicanes dépend essentiellement de la forme des chicanes testées.

Le nombre de Stanton est proportionnel directement à l'expression $\left[T_m(x + \Delta x) - T_m(x) \right] / \left[T_m(x) - T_p(x) \right]$: représentant le rapport du gradient axial et radial de températures. Pour $N=3$, on remarque que le nombre de Stanton qui correspond à des formes où $D_c/D=0.9$, est plus grand que celui correspondant à $D_c/D=0.66$; ceci est dû à la diminution de l'écart entre la température moyenne du mélange et celle de la paroi. Lorsque $N>3$, le nombre de Stanton continue à augmenter pour la configuration (9), mais il diminue progressivement pour les autres configurations; en effet une augmentation du nombre de chicanes ($N>3$), fait accentuer le gradient axial de températures $\left[T_m(x + \Delta x) - T_m(x) \right]$ pour la configuration (9), par contre il le fait diminuer pour les autres configurations.

3°) Sur le coefficient de perte de charge

Le coefficient de perte de charge $f(tv)$ qui correspond au cas du tube vide est comparé à celui donné par la formule de BLASIUS (L.16) du régime établi, d'un écart relatif de 12%.

Les effets du nombre et de la forme des chicanes sur le coefficient de perte de charge sont représentés sur les figures (IV.7 - IV.9), ainsi qu'à l'annexe (A.1).

On observe un accroissement continu du coefficient de frottement en fonction du nombre de chicanes indépendamment de la configuration géométrique des chicanes utilisées. Cette augmentation est brusque pour $N=3$, puis varie progressivement si $N>3$; en effet les pertes de charge linéaires (tube vide) sont négligeables devant les pertes de charge singulières (présence de chicanes). Pour une puissance de pompage constante, l'augmentation du nombre de chicanes entraîne une réduction de la vitesse d'écoulement [16] et une élévation du gradient de pression; ce qui donne un accroissement du frottement dans la conduite.

Les résultats obtenus sur le coefficient de perte de charge sont comparés à ceux présentés dans la référence [17] pour des régimes et des géométries similaires à ceux de notre étude.

L'influence de la forme des chicanes sur le coefficient de frottement est remarquable. Les figures (IV.7,IV.8) montrent que le coefficient de perte de charge est d'autant moins important que le nombre d'ouvertures de la chicane augmente (configs : 1-6); il résulte de l'augmentation de la vitesse débitante en augmentant la section de passage du fluide. On constate que le rapport d'élévation est de 100 fois plus grand que celui du tube vide (sans chicanes), ceci pour $N=7$ (configs : 1,4). Le coefficient de frottement correspondant à des formes où les ouvertures se trouvent à $2R_c/3$ est légèrement supérieur à celui dont les ouvertures se trouvent à $R_c/2$ du centre de la chicane. La diminution du diamètre des chicanes ($D_c/D=0.66$) fait diminuer considérablement le

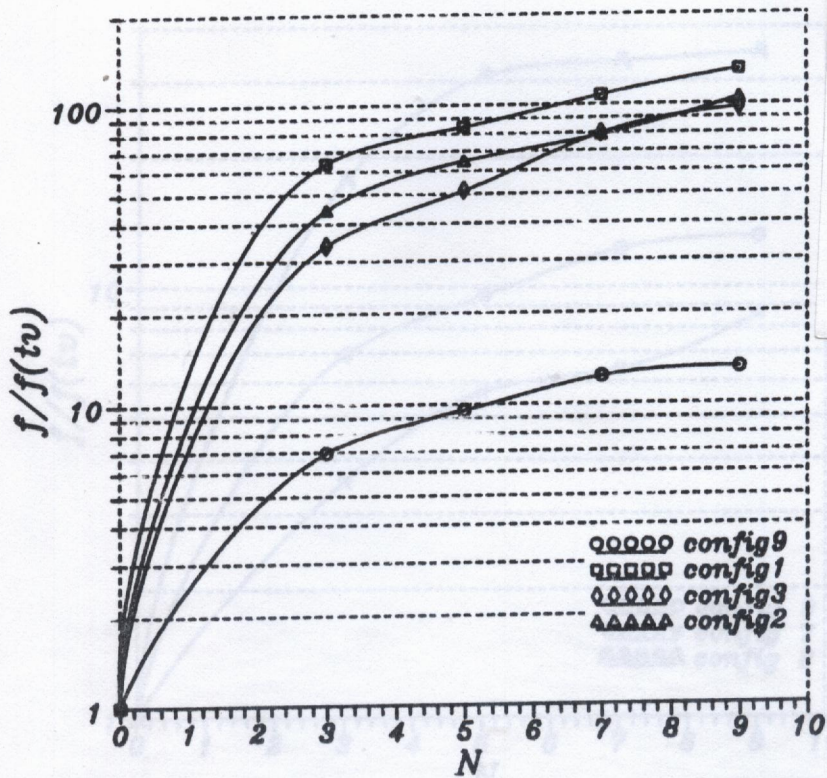


Fig (IV.7) - Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur le coefficient de perte de charge, (configurations 1,2,3,9).

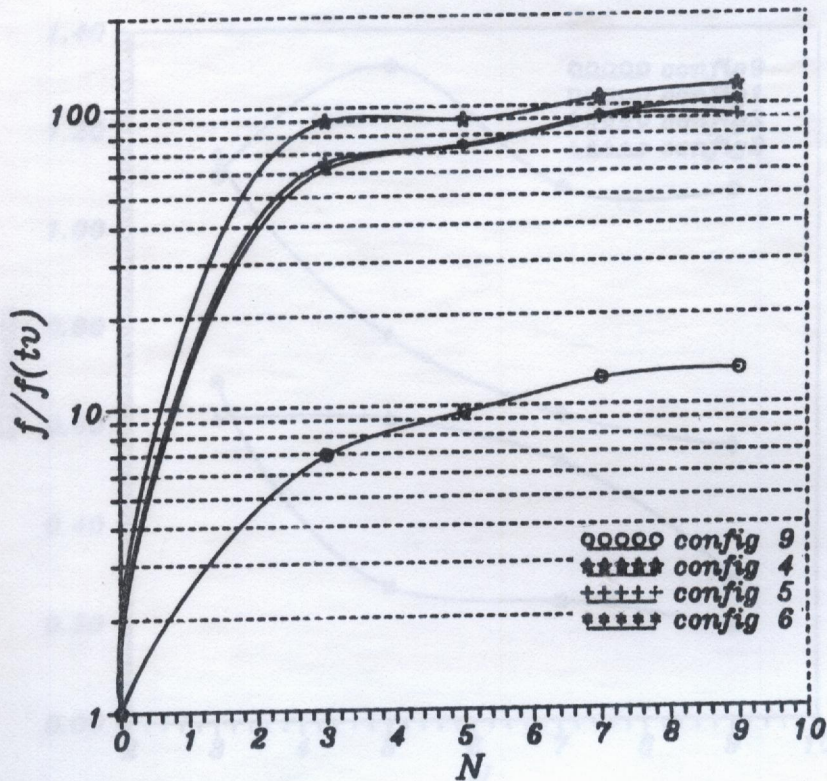


Fig (IV.8) - Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur le coefficient de perte de charge, (configurations 4,5,6,9).

coefficient de frottement (config.9) où le rapport est d'environ 10 fois plus grand à celui du tube vide $f(tv)$, ceci pour $N=5$ (voir tableau (A.1) de l'annexe (A.1)).

L'utilisation des chicanes de forme conique à angle d'attaque $\alpha=60^\circ$, permet une réduction importante du coefficient de frottement (config.7); cette réduction est de moitié pour $N=5$ par rapport à la configuration (9). Tandis qu'on observe une augmentation du coefficient de frottement (config.8) de 3 fois plus grand à celui de la configuration (9). On déduit que le coefficient de perte de charge ne dépend pas seulement de la surface de passage du fluide, mais aussi de la forme géométrique des chicanes (normale ou conique).

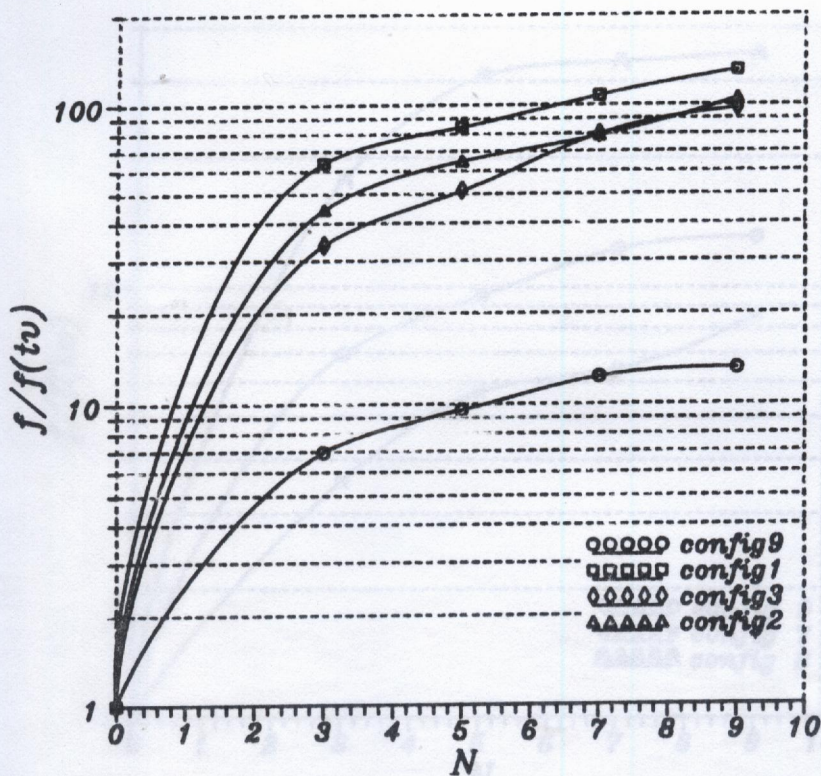
IV.2 PERFORMANCES DYNAMIQUES ET THERMIQUES

Dans notre travail, on caractérise les performances thermiques par l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur, et dynamiques par la diminution du coefficient de frottement; ceci peut être quantifié par la détermination de l'indice d'efficacité η [2,4,5], en combinant les paramètres dynamiques et thermiques.

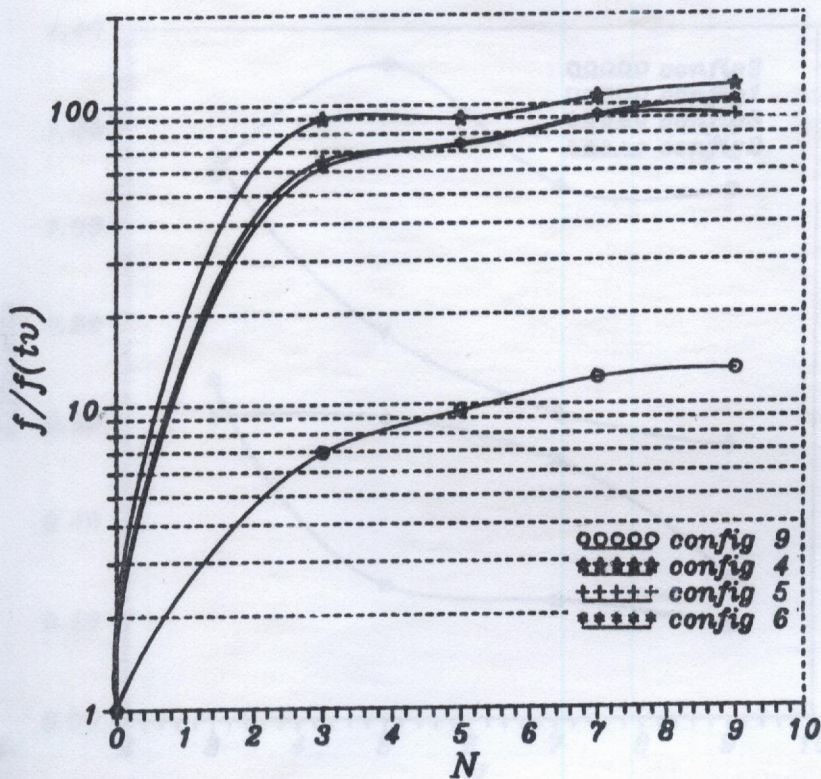
Les figures (IV.10-IV.12) montrent l'évolution de l'efficacité $(St/f^{1/3})$ en fonction du nombre et de la forme des chicanes à une puissance de pompage constante.

Nous constatons que l'efficacité diminue si le nombre de chicanes augmente ($N>3$), excepté pour la configuration (9), où on obtient une augmentation qui atteint un pic ($\eta=1.32$) pour $N=5$; la diminution de l'efficacité en fonction du nombre de chicanes se traduit par l'accroissement du coefficient de frottement et la diminution du nombre de Stanton.

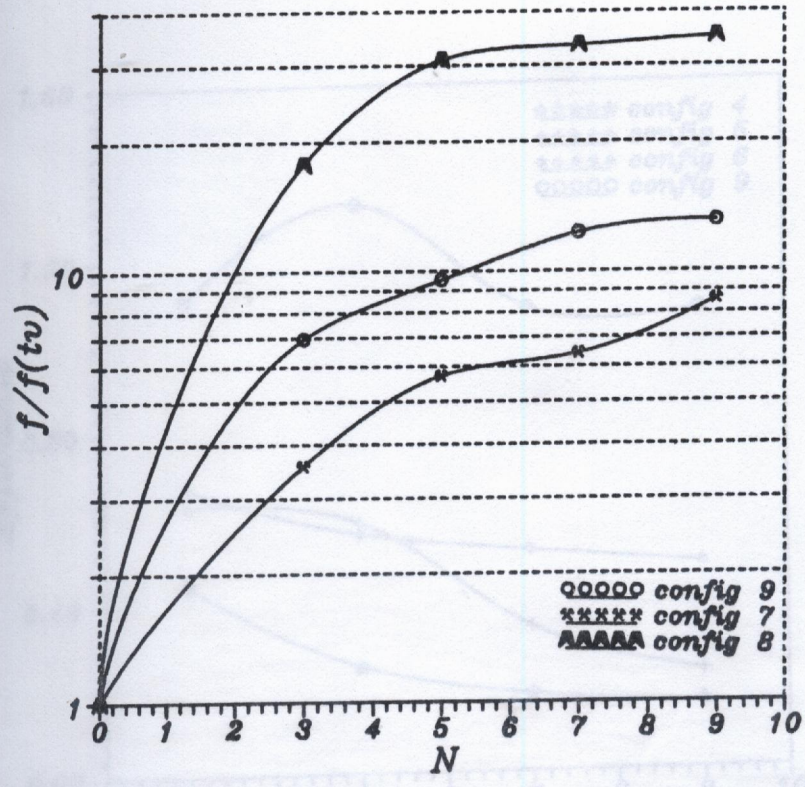
L'influence de la forme des chicanes sur l'efficacité est remarquable; en effet si on augmente le nombre d'ouvertures de la chicane (config.1-6), l'efficacité s'accroît relativement. La figure (IV.12) montre clairement que la configuration conique (8) est plus performante que la configuration (7).



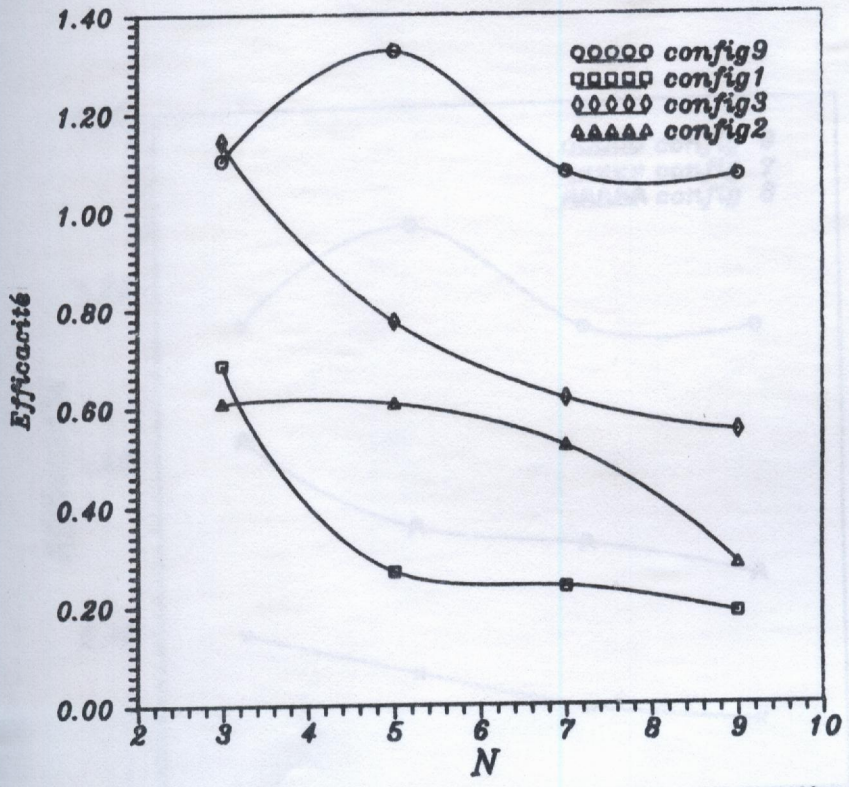
Fig(IV.7) - Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur le coefficient de perte de charge. (configurations 1,2,3,9).



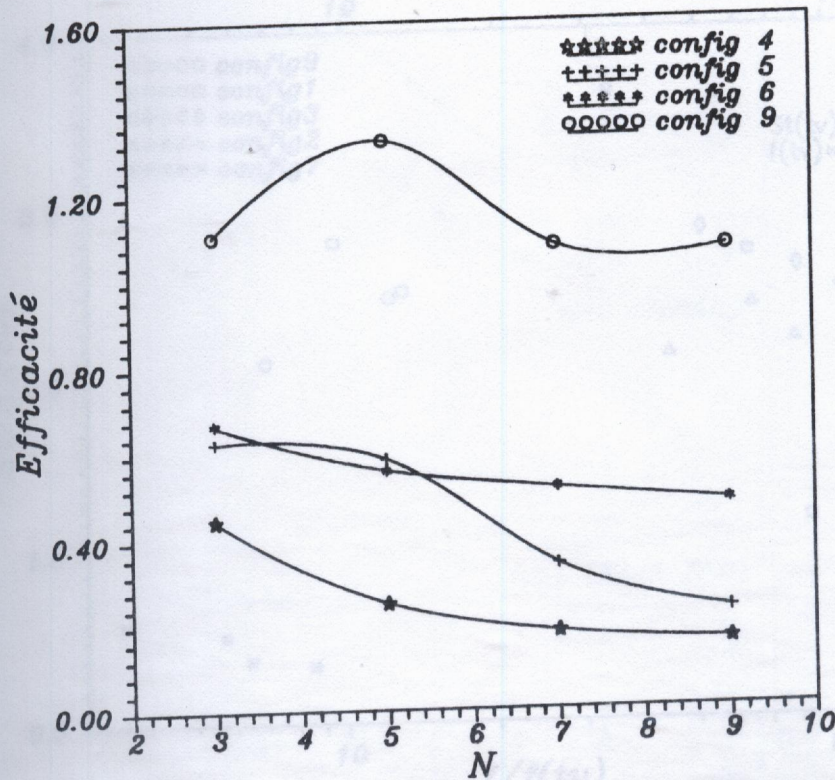
Fig(IV.8) - Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur le coefficient de perte de charge. (configurations 4,5,6,9).



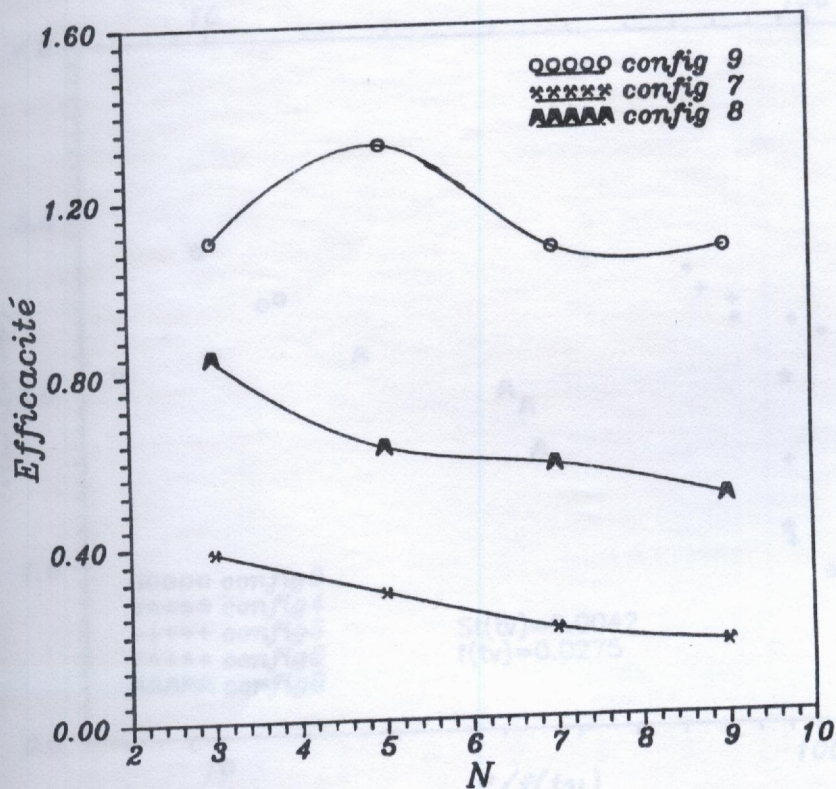
Fig(IV.9) - Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur le coefficient de perte de charge, (configurations 7,8,9).



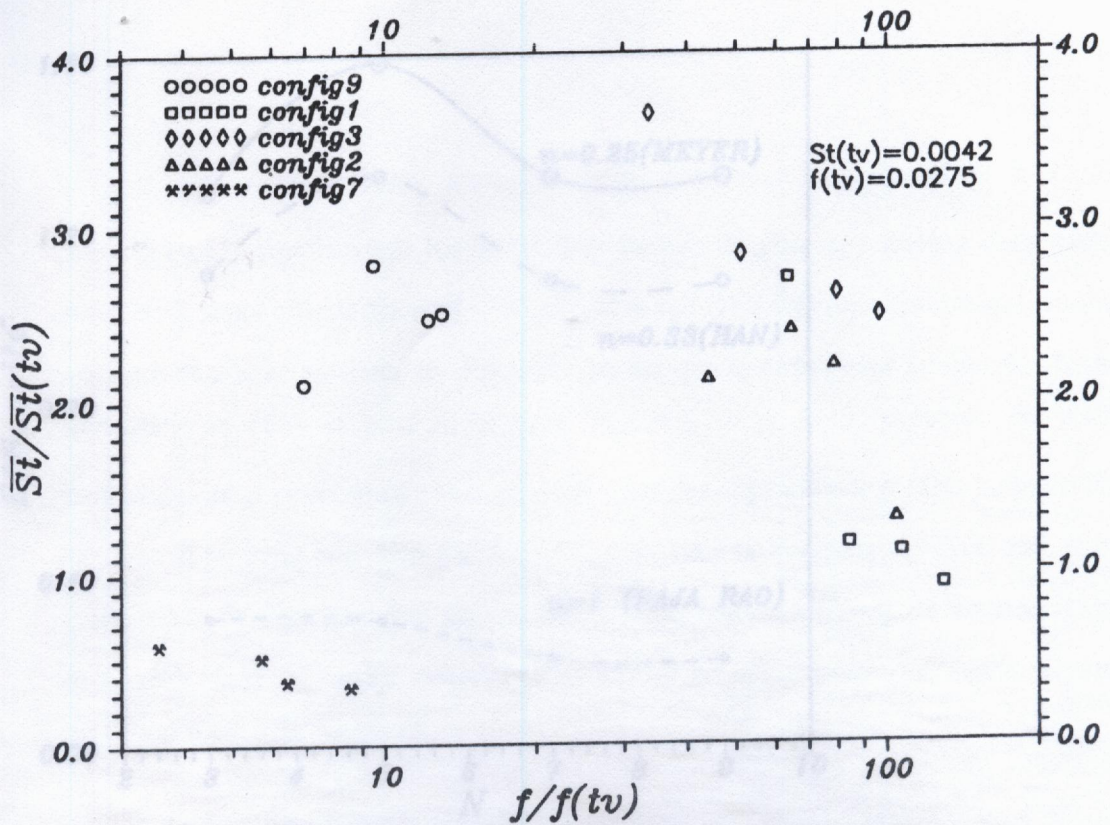
Fig(IV.10) - Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur l'efficacité (HAN), (configurations 1,2,3,9).



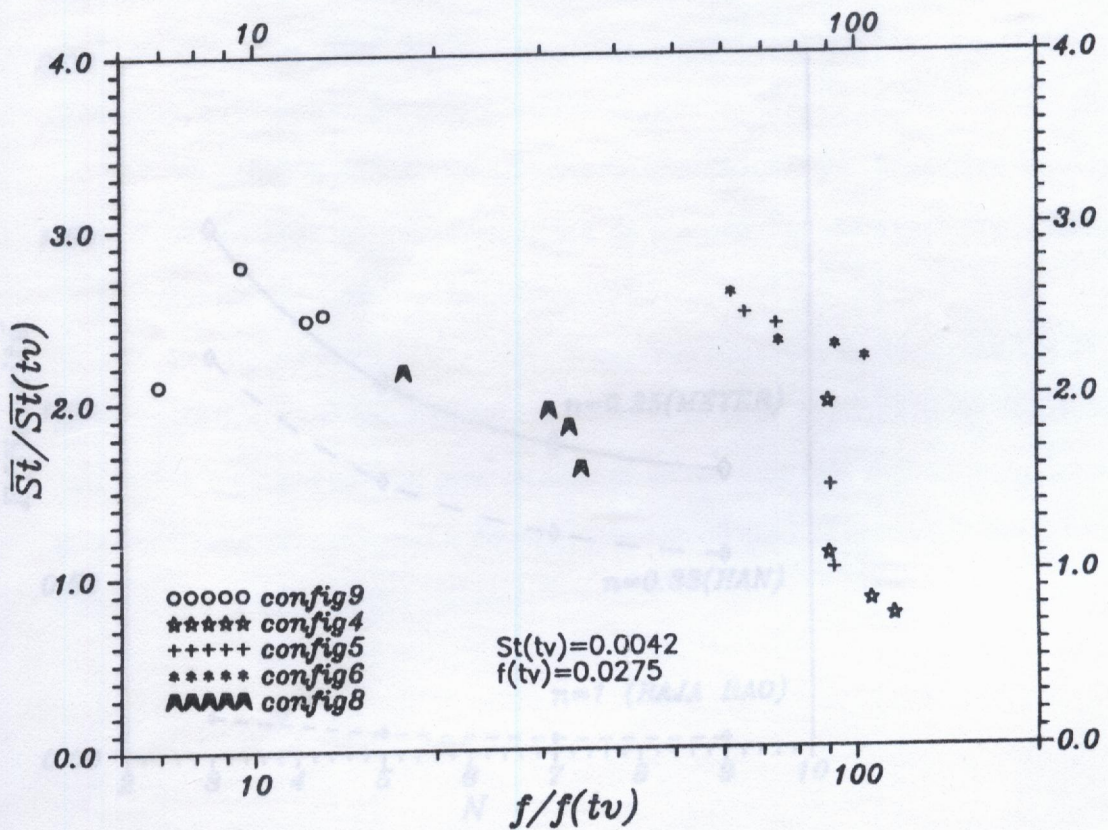
Fig(IV.11)- Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur l'efficacité (HAN), (configurations 4,5,6,9).



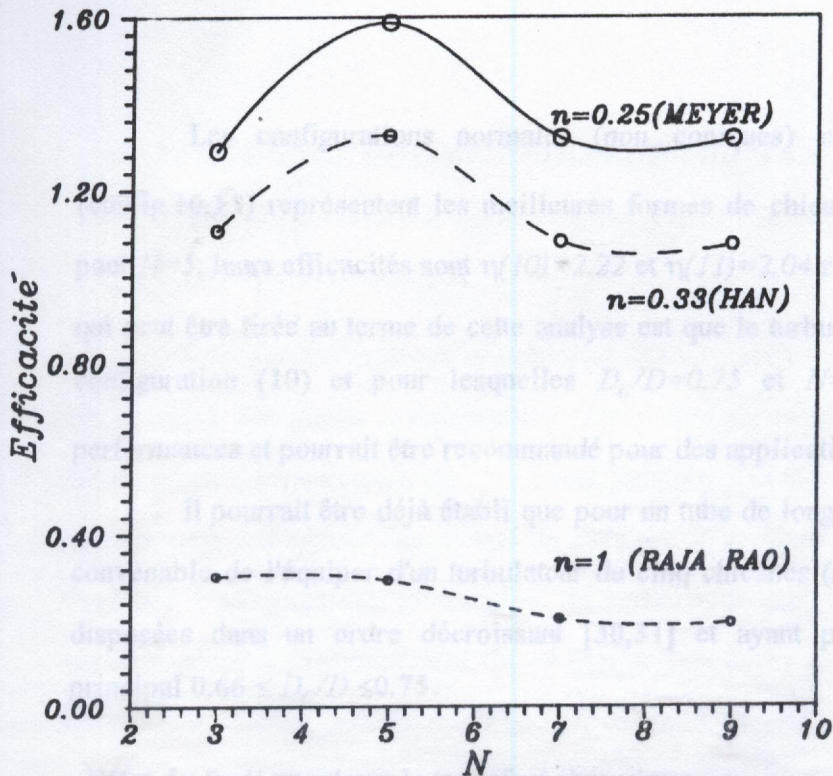
Fig(IV.12)- Influence du nombre et de la configuration des chicanes sur l'efficacité (HAN), (configurations 7,8,9).



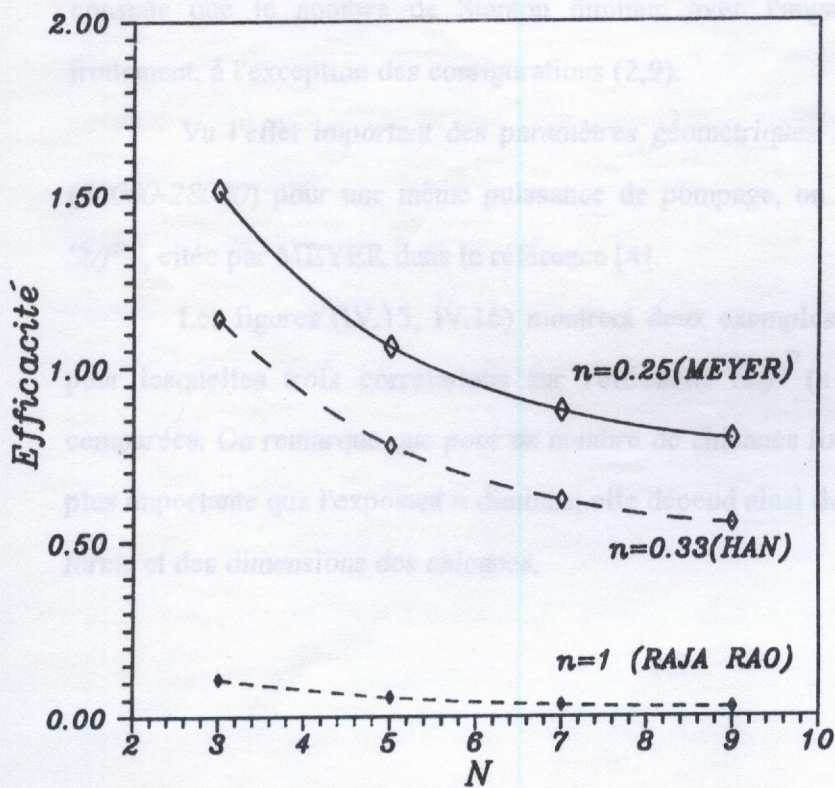
Fig(IV.13)- Variation du nombre de Stanton moyen relatif avec la variation du coefficient de perte de charge relatif, (configurations 1, 2, 3, 7, 9).



Fig(IV.14)- Variation du nombre de Stanton moyen relatif avec la variation du coefficient de perte de charge relatif, (configurations 4, 5, 6, 8, 9).



Fig(IV.15)- Comparaison des corrélations sur l'efficacité;
(configuration 9).



Fig(IV.16)- Comparaison des corrélations sur l'efficacité;
(configuration 3).

Les configurations normales (non coniques) correspondant à $D_c/D=0.75$ (config.10,11) représentent les meilleures formes de chicane testées dans cette étude pour $N=5$; leurs efficacités sont $\eta(10)=2.22$ et $\eta(11)=2.04$ respectivement. La conclusion qui peut être tirée au terme de cette analyse est que le turbulateur équipé de chicane de configuration (10) et pour lesquelles $D_c/D=0.75$ et $N=5$, présente de meilleures performances et pourrait être recommandé pour des applications réelles industrielles.

Il pourrait être déjà établi que pour un tube de longueur $L=1200\text{ mm}$, il est plus convenable de l'équiper d'un turbulateur de cinq chicanes ($N=5$) de configuration (10), disposées dans un ordre décroissant [30,31] et ayant pour paramètre géométrique principal $0.66 \leq D_c/D \leq 0.75$.

- Effet du frottement sur le transfert thermique

Les figures (IV.13,IV.14) montrent la variation de Stanton moyen relatif en fonction du coefficient de perte de charge relatif, à une puissance égale de pompage. On constate que le nombre de Stanton diminue avec l'augmentation du coefficient de frottement, à l'exception des configurations (2,9).

Vu l'effet important des paramètres géométriques sur le nombre de Reynolds (10000-28000) pour une même puissance de pompage, on détermine une efficacité en $St/f^{0.4}$, citée par MEYER dans la référence [4].

Les figures (IV.15, IV.16) montrent deux exemples de configurations (3 et 9), pour lesquelles trois corrélations sur l'efficacité St/f^n ($n=1; 0.33$ et 0.25) ont été comparées. On remarque que pour un nombre de chicane fixe, l'efficacité η est d'autant plus importante que l'exposant n diminue; elle dépend ainsi du nombre de Reynolds, de la forme et des dimensions des chicanes.

IV.3 INFLUENCE DE LA POSITION DU TURBULATEUR SUR LA DISTRIBUTION AXIALE DE LA TEMPERATURE ET DU NUSSELT LOCAL ET MOYEN.

Dans les applications industrielles des chaudières et des échangeurs de chaleur, on arrive à des dégâts considérables (fissuration de la plaque tubulaire, brûlure des tubes, brûlure des chicanes, etc...) qui sont causés par la disposition des turbulateurs dans les faisceaux des tubes. C'est le cas de cette partie de travail, où nous allons mettre en évidence l'influence de la position du turbulateur par rapport à l'entrée du tube correspondant à l'emplacement de la plaque tubulaire, sur la distribution axiale du transfert de chaleur, afin d'obtenir une répartition uniforme de l'échange thermique et cela pour éviter l'accumulation de la chaleur à l'entrée et préserver la plaque tubulaire et les tubes contre la fatigue et la fissuration. Les figures (IV.18,IV.20,IV.22) illustrent l'effet de la position du turbulateur sur la distribution du Nusselt local, en utilisant les configurations (10-12) avec un nombre de chicanes fixe ($N=5$).

Ces figures montrent aussi la variation de Nusselt local en fonction de la distance axiale pour le cas du tube vide; nous observons que Nu diminue pour $x/D \leq 5$, puis devient presque constant ($5 \leq x/D \leq 10$), alors qu'il accentue légèrement pour $x/D \geq 10$. L'allure de distribution de $Nu(x/D)$ pour le tube vide ($N=0$), est comparée à celle obtenue dans les références [4,6] pour un canal court rectangulaire; l'augmentation de Nusselt à la sortie du tube est due à l'effet des phénomènes extérieurs [6,35] (voir la figure II.12).

En présence du turbulateur, et pour des positions $X=100 \text{ mm}$ et $X=250 \text{ mm}$ du turbulateur, nous constatons une élévation considérable de Nusselt local dans la région $1 \leq x/D \leq 3$, puis on remarque une chute d'échange thermique jusqu'à la distance $x/D=10$ où Nu commence à s'accroître légèrement. A ce sujet, dans une étude expérimentale concernant le transfert en aval d'un diaphragme, KRALL et SPARROW [36] ont établi que le maximum d'échange thermique est enregistré dans la zone $1 \leq x/D \leq 3$.

L'augmentation importante de Nusselt local à l'entrée du tube par rapport à la diminution de celui du tube vide, résulte de la position de la première chicane à proximité de l'entrée. L'allure de la distribution de Nusselt le long de la conduite équipée d'un turbulateur est comparée à celle obtenue dans la référence [28] pour un canal court rectangulaire avec deux types d'arrangements de nervures (voir figure(A.4), annexe (A.4)).

Pour la position $X=400 \text{ mm}$ du turbulateur, le nombre de Nusselt local croît progressivement jusqu'à atteindre une valeur maximale à la distance $x/D=7$ pour les configurations (10,11) et $x/D=9$ pour la configuration (12), ensuite il décroît après cette distance.

Il résulte que le maximum d'échange de chaleur se trouve déplacé vers l'avant pour la position $X=400 \text{ mm}$, alors qu'il se trouve proche de l'entrée pour les positions $X=100 \text{ mm}$ et $X=250 \text{ mm}$.

Afin de renforcer et éclaircir nos résultats, nous avons établis la distribution axiale de la température de mélange, en absence et en présence de turbulateur (figs.IV.17, IV.19, IV.21). L'effet de la présence de turbulateur est remarquable sur le gradient axial de températures du mélange par rapport à celui du tube sans chicanes.

Dans le but d'éviter la détérioration du matériau des tubes et la fissuration de la plaque tubulaire due à la fatigue et sous l'effet de l'accumulation de la chaleur à l'entrée, on recommande de placer le turbulateur (première chicane) à la position $X=400 \text{ mm}$, malgré la diminution relative de l'échange thermique par rapport aux autres positions; cela est applicable pour des températures élevées : exemple pour les chaudières industrielles où la température des gaz de fumée à l'entrée des tubes dépasse 800°C [14].

Si la température d'entrée des gaz est relativement plus faible, tel que pour les échangeurs et les récupérateurs de chaleur, il est préférable de placer le turbulateur (première chicane) à la position $100 \leq X \leq 250 \text{ mm}$, afin d'augmenter au maximum l'échange de chaleur.

IV.4 CONCLUSION

Pour cette technique de mesure du champ dynamique et thermique dans la conduite, servant à déterminer la distribution du coefficient d'échange thermique, on estime qu'elle n'est pas recommandable pour les configurations (1-6,12) en raison de la non-symétrie circulaire du problème. En effet on observe que les résultats correspondant à ces formes géométriques présentent certaines irrégularités, laissant ainsi des ambiguïtés difficilement explicables. Cependant pour arriver à de meilleurs résultats, il est nécessaire d'utiliser d'autres techniques de mesures plus performantes, telle que la technique des échangeurs [2] où on est intéressé seulement par la mesure des champs dynamique et thermique aux extrémités amont et aval de l'échangeur.

Fig. (17) - Distribution axiale de la température du mélange pour différentes positions du turbulateur par rapport à l'entrée du tube (N=5; configurations 10).

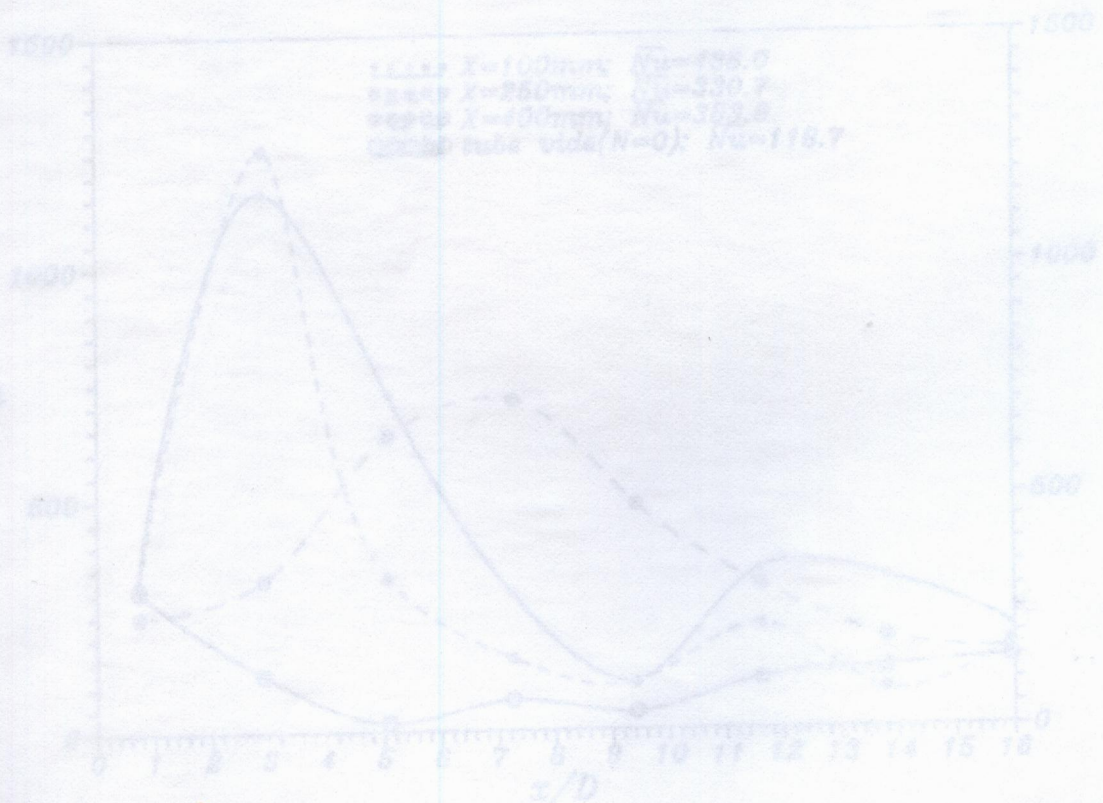
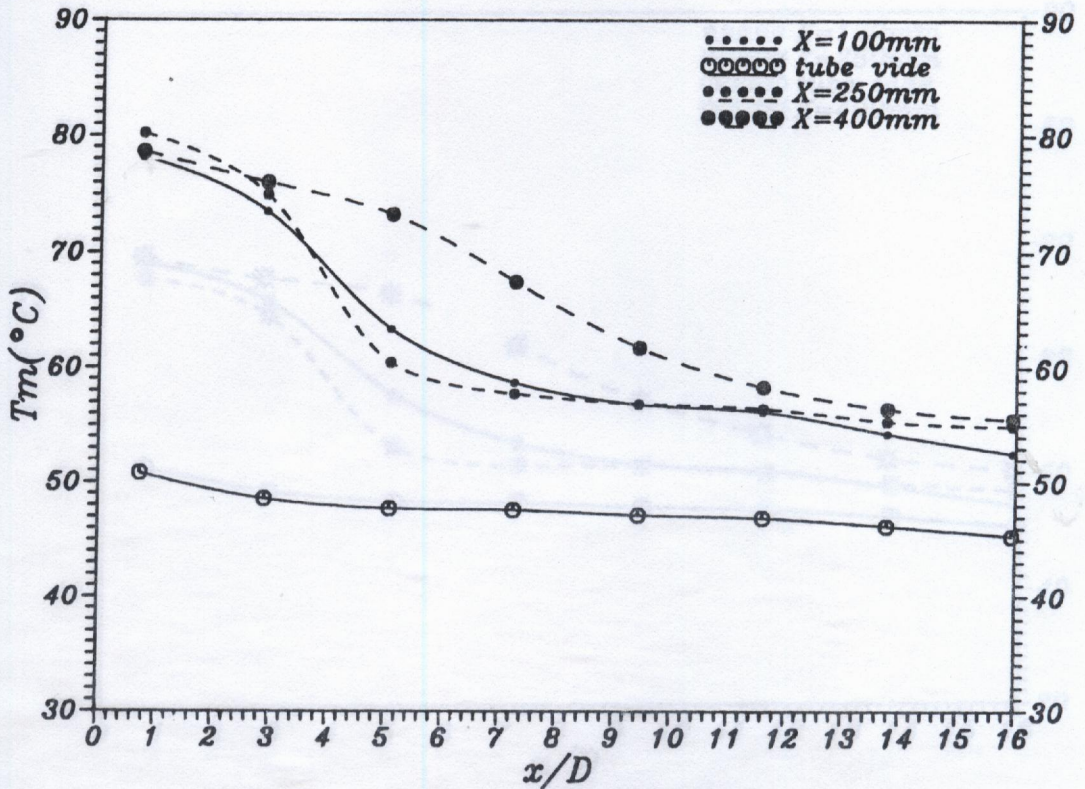
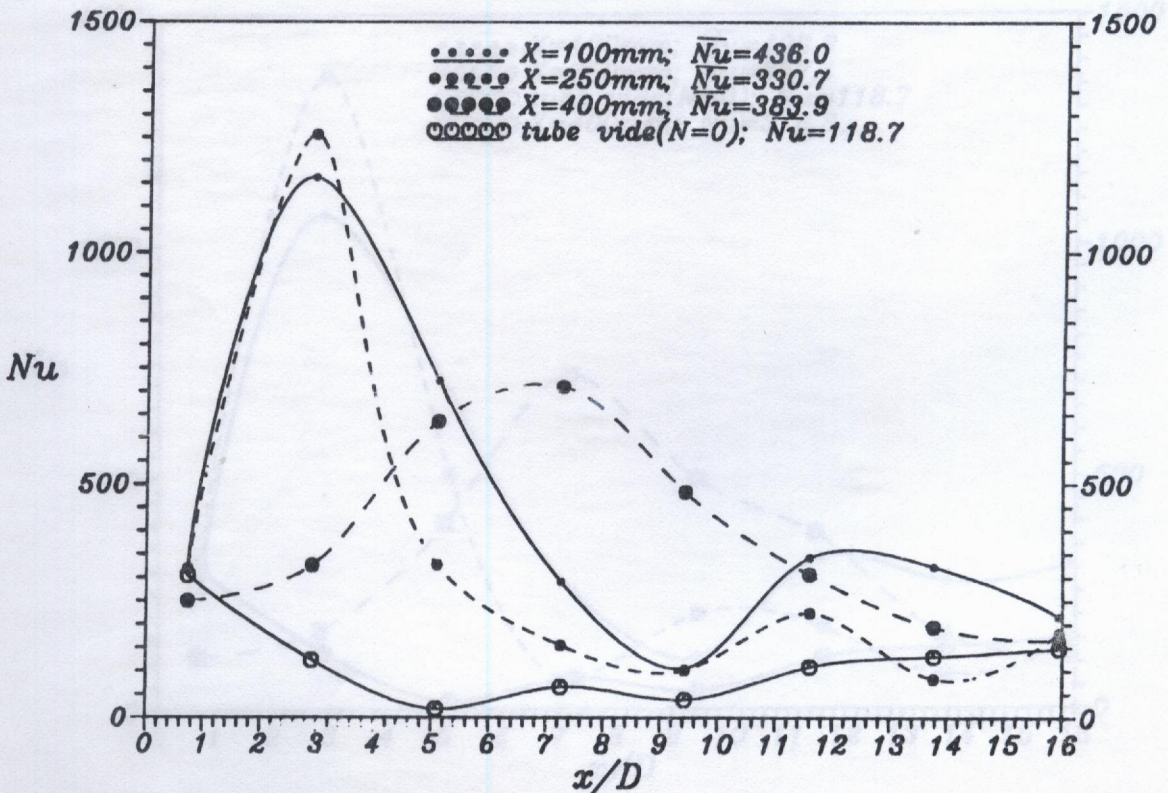


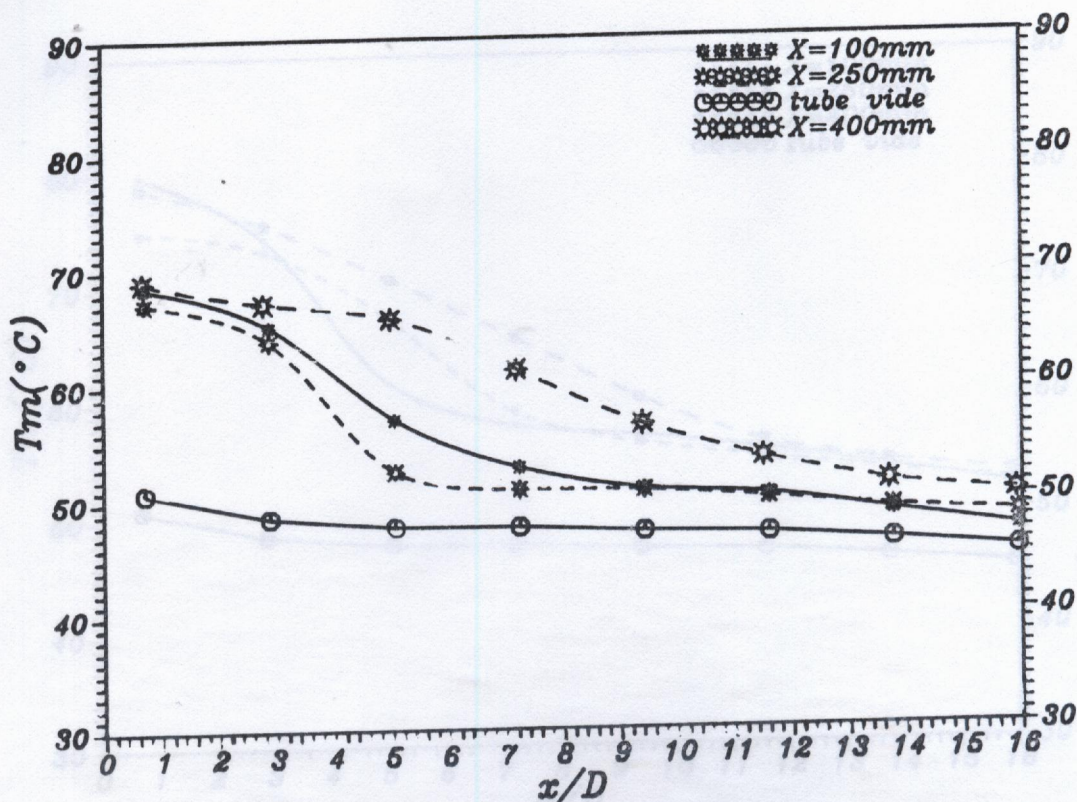
Fig. (18) - Distribution axiale du nombre de Nusselt local pour différentes positions du turbulateur par rapport à l'entrée du tube (N=0; configurations 7).



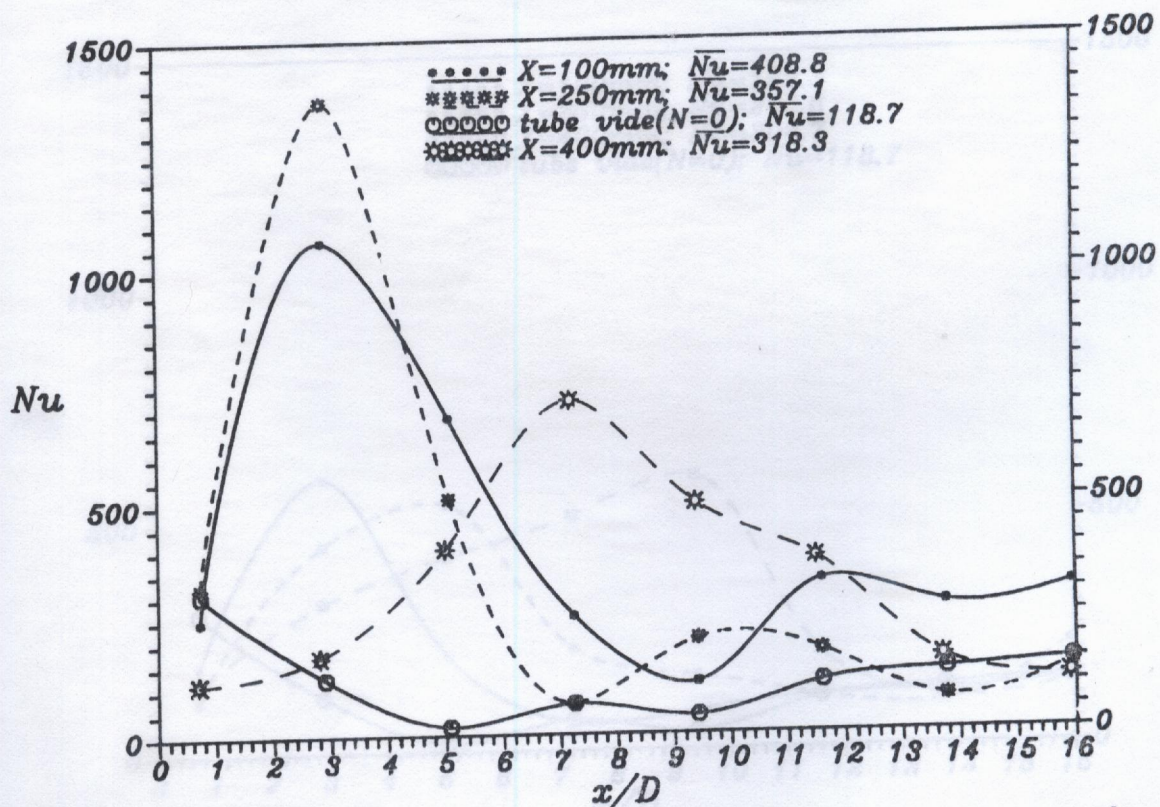
Fig(IV.17)- Distribution axiale de températures du mélange pour différentes positions du turbulateur par rapport à l'entrée du tube; ($N=5$; configuration 10).



Fig(IV.18)- Distribution axiale du nombre de Nusselt local pour différentes positions du turbulateur par rapport à l'entrée du tube; ($N=5$; configuration 10).



Fig(IV.19)- Distribution axiale de températures du mélange pour différentes positions du turbulateur par rapport à l'entrée du tube; ($N=5$; configuration 11).



Fig(IV.20)- Distribution axiale du nombre de Nusselt local pour différentes positions du turbulateur par rapport à l'entrée du tube, ($N=5$; configuration 11).

CONCLUSION GENERALE

Notre étude nous a permis de développer une approche expérimentale simple et efficace destinée à améliorer la conception des échangeurs à tubes de fumée. Elle nous a permis, en outre, d'avoir une connaissance plus précise des écoulements hydrodynamiques, des facteurs conditionnant le temps de séjour du fluide caloporteur et de profil de températures le long de l'écoulement dans le système fissures tubulaire-calandre.

Les objectifs visés par cette modeste contribution ont été atteints dans leur majorité. L'analyse des comportements dynamique et thermique de l'échangeur nous a permis d'aboutir à des résultats qui pourraient être exploités en matière de fonctionnement, de dimensionnement et de simulation aux paramètres géométriques

CONCLUSION GENERALE

dynamiques et thermiques sont dépendantes du nombre et de la configuration des chicanes du tubulatur. Pour la même puissance de pompage, un maximum d'échange thermique atteint 270% pour un tubulatur de cinq chicanes (config 10) "disque" dont le diamètre est de $D_c/D=0,75$.

Les essais ont montré que le champ dynamique de l'écoulement est fortement perturbé, la chute de pression et le coefficient de pertes de charge sont d'autant plus importants que le nombre et le diamètre des chicanes augmentent.

Il apparaît aussi que champ thermique, lui aussi, d'une grande sensibilité à la présence de chicanes. En effet le gradient de température ainsi de mélange est plus élevé que celui correspondant au cas vide sans tubulatur. La distribution du Nusselt local est également affectée en présence de tubulatur aux valeurs de $x/D < 3$.

Il est à signaler que le maximum d'échange de chaleur est réalisé pour une puissance de tubulatur à proximité de l'entrée à $x/D < 3$. Cependant cette situation pourrait

CONCLUSION GENERALE

Notre étude nous a permis de développer une approche expérimentale simple et efficace destinée à améliorer la conception des échangeurs à tubes de fumée. Elle nous a permis, en outre, d'avoir une connaissance plus précise des échangeurs thermiques fluide-paroi, des facteurs conditionnant le temps de séjour du fluide caloporteur et du profil de températures le long de l'écoulement dans le système faisceau tubulaire-calandre.

Les objectifs visés par cette modeste contribution ont été atteints dans leur majorité. L'analyse des comportements dynamique et thermique de l'échangeur nous a permis d'aboutir à des résultats qui pourraient être exploitables en matière de fonctionnement, de dimensionnement et de sensibilité aux paramètres géométriques constructifs, ainsi qu'aux caractéristiques gazodynamiques de l'écoulement du fluide caloporteur.

Les résultats expérimentaux montrent clairement que les performances dynamiques et thermiques sont dépendantes du nombre et de la configuration des chicanes du turbulateur. Pour la même puissance de pompage, un maximum d'échange thermique atteint 270% pour un turbulateur de cinq chicanes (config.10) "disque" dont le diamètre est de $D_c/D=0.75$.

Les essais ont montré que le champ dynamique de l'écoulement est fortement perturbé, la chute de pression et le coefficient de pertes de charge sont d'autant plus importants que le nombre et le diamètre des chicanes augmentent.

Il apparaît aussi que le champ thermique, lui aussi, d'une grande sensibilité à la présence de chicanes. En effet le gradient de températures axial du mélange est plus élevé que celui correspondant au tube vide sans turbulateur. La distribution du Nusselt local est sévèrement affectée en présence du turbulateur aux valeurs de $x/D < 5$.

Il est à signaler que le maximum d'échange de chaleur est réalisé pour une position du turbulateur à proximité de l'entrée à $x/D < 3$. Cependant cette situation pourrait

affecter la résistance mécanique et thermique de la plaque tubulaire causée principalement par un temps de séjour excessif des gaz chauds.

Il est à remarquer aussi, que l'efficacité d'échange, dans le cas de chicanes disques, présente des valeurs intéressantes et prometteuses pour de futures applications industrielles ($\eta=1.32$ à 2.22).

Compte tenu des résultats obtenus, on peut déjà souligner l'utilité du modèle physique élaboré. En effet, il pourrait être simplement utilisé comme référence et cas test car il ne permet qu'une approche du coefficient d'échange global métal-fluide. Cependant il nous permettra, d'une part, de mettre au point les modèles numériques à partir de résultats connus et, d'autre part de définir le domaine où il y a concordance entre ces résultats et ceux des modèles numériques.

L'échangeur que nous proposons serait beaucoup plus compact et à faible encombrement, assurant une turbulence suffisante pour obtenir des coefficients de transfert convectif très élevés. Néanmoins, il est serait plus judicieux de trouver un compromis entre les optimums dynamiques et thermiques afin de ne pas altérer la résistance mécanique des éléments constitutifs par un temps de séjour excessif du fluide caloporteur, et afin d'augmenter les puissances thermiques tout en réduisant le nombre et les dimensions des composants des échangeurs à tubes de fumée.

ANNEXE (A.1)

Effet de nombre et de la configuration des chicane (config: 1-9; $T = 16^\circ C$)

1) Tube lisse ($N = 9$); $\mu = 2$ bars

$$Re_{tr} = 0.0275 \cdot Na_{tr} \quad (Colburn) = 73.38$$

$$St_{tr}(tr) = 0.0012 \quad f_{tr} (Hessius) = 0.0244 \quad Ra(tr) = 28000$$

2) Tube avec turbulateur : $\mu = 2$ bars

(Tableau A.1)

	N	N Del.	(D_{ext}) Rev (Etr)	$Na_{tr}/Na_{tr}(tr)$	$St_{tr}/St_{tr}(tr)$	GRM	$\mu(GRAN)$
	3	0.177	5485	1.42	1.69	63.57	0.66
	5	0.287	6432	0.93	1.18	84.30	0.26
ANNEXES							
Config2	3	0.177	5304	1.29	1.48	64.32	0.60
	5	0.287	6592	1.19	2.20	78.69	0.52
	9	0.517	8393	0.97	1.31	104.61	0.28
Config3	3	0.172	5611	2.40	3.65	33.76	1.14
	5	0.287	6695	1.64	2.83	51.15	0.37
	7	0.402	6316	1.25	2.61	79.63	0.61
	9	0.517	5372	1.08	2.48	96.31	0.54
Config4	3	0.172	5355	0.89	1.97	89.92	0.44
	5	0.287	6432	0.90	1.11	90.30	0.25
	7	0.402	6486	0.35	0.81	106.02	0.18
	9	0.517	5643	0.31	0.75	115.72	0.15
Config5	3	0.172	6300	1.32	2.89	65.22	0.62
	5	0.287	6347	1.21	2.43	73.54	0.58
	7	0.402	6528	0.70	1.50	90.51	0.33
	9	0.517	6604	0.47	1.02	91.96	0.23

ANNEXE (A.1)

Effets du nombre et de la configuration des chicanes (configs: 1-9; $T_{\infty} = 16^{\circ}\text{C}$)

1°) Tube vide ($N = 0$); $p = 2$ bars

$f(tv) = 0.0275$	$Nu_{fd} \text{ (Colburn)} = 73.58$
$St_m(tv) = 0.0042$	$f_{fd} \text{ (Blasius)} = 0.0244$
$Re(tv) = 28000$	

2°) Tube avec turbulateur ; $p = 2$ bars

(Tableau A.1)

	N	N D/L	$(D_e/D) \cdot Re \sqrt{(f/8)}$	$Nu_m / Nu_m(tv)$	$St_m / St_m(tv)$	$f/f(tv)$	$\eta(HAN)$
Config1	3	0.172	6185	1.42	2.69	63.57	0.68
	5	0.287	6409	0.55	1.16	84.30	0.26
	7	0.402	6571	0.48	1.11	107.15	0.23
	9	0.517	6590	0.36	0.92	129.69	0.18
Config2	3	0.172	6074	1.32	2.12	44.15	0.60
	5	0.287	6364	1.29	2.40	64.53	0.60
	7	0.402	6592	1.10	2.20	78.69	0.52
	9	0.517	6593	0.57	1.31	104.61	0.28
Config3	3	0.172	5631	2.40	3.65	33.70	1.14
	5	0.287	6095	1.64	2.83	51.15	0.77
	7	0.402	6316	1.25	2.61	79.62	0.61
	9	0.517	6372	1.08	2.48	96.81	0.54
Config4	3	0.172	6355	0.89	1.97	89.92	0.44
	5	0.287	6422	0.50	1.11	90.30	0.25
	7	0.402	6486	0.35	0.84	106.02	0.18
	9	0.517	6643	0.31	0.75	115.72	0.15
Config5	3	0.172	6300	1.32	2.49	65.22	0.62
	5	0.287	6347	1.21	2.43	73.58	0.58
	7	0.402	6559	0.70	1.50	90.91	0.33
	9	0.517	6604	0.47	1.02	91.96	0.23

ANNEXE D.2

Repartition axiale de $Nu_{m,loc}$ et de températures de mélange ($N=5$, $T_{amb}=25^{\circ}C$)

(Tableau A.1), suite

	N	N D/L	$(D_c/D) \cdot Re \sqrt{f/8}$	$Nu_m/Nu_m(tv)$	$St_m/St_m(tv)$	$f/f(tv)$	$\eta(HAN)$
Config6	3	0.172	5886	1.32	2.61	61.93	0.66
	5	0.287	6076	1.11	2.32	74.36	0.55
	7	0.402	6245	1.01	2.30	92.44	0.51
	9	0.517	6544	0.97	2.22	103.62	0.48
Config7	3	0.172	2100	0.61	0.59	3.57	0.38
	5	0.287	2544	0.51	0.51	5.71	0.28
	7	0.402	2575	0.35	0.37	6.43	0.20
	9	0.517	2897	0.31	0.33	8.57	0.15
Config8	3	0.172	4021	1.69	2.16	17.57	0.83
	5	0.287	4554	1.30	1.94	30.84	0.62
	7	0.402	4701	1.22	1.84	33.34	0.57
	9	0.517	4807	1.05	1.60	34.91	0.49
Config9	3	0.172	2788	2.05	2.10	6.95	1.10
	5	0.287	3347	2.73	2.79	9.53	1.32
	7	0.402	3329	2.19	2.16	12.23	1.07
	9	0.517	3344	2.15	2.50	13.03	1.07

ANNEXE (A.2)

Distribution axiale de Nusselt local et de températures de mélange (N=5 ; T_∞ = 25°C)

(Tableau A.2), suite

p = 2 bars

(Tableau A.2)

Configuration	x/D	Nu	T _m (°C)	
Config : 10	0.7	321.0	78.1	X= 100 mm Nu _m ----- = 3.70 Nu _m (tv) η=2.22
	2.8	1162.6	73.5	
	5.0	724.2	63.3	
	7.2	291.1	58.6	
	9.4	106.3	56.8	
	11.5	343.0	56.1	
	13.7	323.8	54.2	
	15.9	216.2	52.5	
	0.7	317.6	80.1	X= 250 mm Nu _m ----- = 2.78 Nu _m (tv) η=1.68
	2.8	1255.9	74.9	
	5.0	327.4	60.4	
	7.2	155.2	57.7	
	9.4	101.6	56.8	
	11.5	224.5	56.4	
	13.7	82.7	55.3	
	15.9	181.0	54.9	
	0.7	249.3	78.6	X= 400 mm Nu _m ----- = 3.20 Nu _m (tv) η=1.97
	2.8	325.9	76.0	
	5.0	635.3	73.2	
	7.2	710.8	67.4	
	9.4	483.1	61.7	
	11.5	306.9	58.3	
	13.7	194.7	56.4	
	15.9	165.4	55.5	

(Tableau A.2) , suite

Configuration	x/D	Nu	T _m (°C)	
Config : 11	0.7	247.8	68.4	X= 100 mm $\frac{Nu_m}{Nu_m(tv)} = 3.44$ $\eta = 2.04$
	2.8	1055.9	65.0	
	5.0	683.9	56.9	
	7.2	253.7	52.7	
	9.4	110.3	50.8	
	11.5	335.5	50.2	
	13.7	273.3	48.7	
	15.9	310.8	47.1	
	0.7	320.8	67.1	X= 250 mm $\frac{Nu_m}{Nu_m(tv)} = 3.02$ $\eta = 1.82$
	2.8	1359.1	63.7	
	5.0	509.3	52.4	
	7.2	67.1	50.8	
	9.4	203.5	50.5	
	11.5	175.4	49.5	
	13.7	73.5	49.0	
	15.9	143.0	48.4	
	0.7	115.1	69.0	X= 400 mm $\frac{Nu_m}{Nu_m(tv)} = 2.67$ $\eta = 1.55$
	2.8	169.3	67.1	
	5.0	401.3	65.7	
	7.2	716.7	61.2	
	9.4	495.5	55.4	
	11.5	375.9	53.5	
	13.7	159.4	51.3	
	15.9	115.0	50.3	

(Tableau A.2), suite

Configuration	x/D	Nu	$T_m(^{\circ}C)$	
Config : 12	0.7	189.5	79.7	X= 100 mm $\frac{Nu_m}{Nu_m(tv)} = 1.58$ $\eta = 0.94$
	2.8	593.7	74.1	
	5.0	207.1	61.5	
	7.2	59.6	57.8	
	9.4	83.4	56.7	
	11.5	114.0	55.5	
	13.7	119.3	53.9	
	15.9	140.1	52.1	
	0.7	117.2	74.8	X= 250 mm $\frac{Nu_m}{Nu_m(tv)} = 2.01$ $\eta = 1.19$
	2.8	451.2	73.1	
	5.0	535.5	67.1	
	7.2	221.3	58.9	
	9.4	159.0	56.2	
	11.5	109.8	54.7	
	13.7	95.8	53.6	
	15.9	218.7	52.4	
	0.7	155.2	78.7	X= 400 mm $\frac{Nu_m}{Nu_m(tv)} = 2.58$ $\eta = 1.55$
	2.8	325.1	75.4	
	5.0	424.5	70.5	
	7.2	508.5	65.4	
	9.4	590.0	60.0	
	11.5	208.3	56.2	
	13.7	105.1	54.4	
	15.9	136.6	53.2	

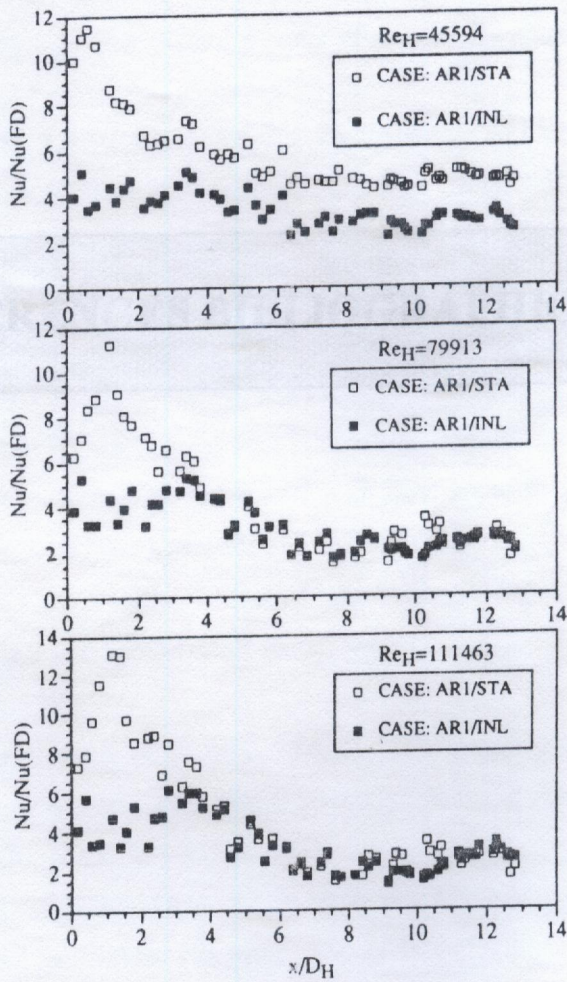
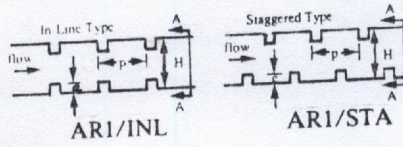
ANNEXE (A.3)

Tableau (A.3) : Propriétés thermophysiques de l'air

T K	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	c_p J/kg.K	K W/m.K	a m ² /s	Pr
AIR							
250	1,413	1,60.10 ⁻⁵	0,949.10 ⁻⁵	1005	0,0223	1,32.10 ⁻⁵	0,722
300	1,177	1,85.10 ⁻⁵	1,57.10 ⁻⁵	1006	0,0262	2,22.10 ⁻⁵	0,708
350	0,998	2,08.10 ⁻⁵	2,08.10 ⁻⁵	1009	0,0300	2,98.10 ⁻⁵	0,697
400	0,883	2,29.10 ⁻⁵	2,59.10 ⁻⁵	1014	0,0337	3,76.10 ⁻⁵	0,689
450	0,783	2,48.10 ⁻⁵	2,89.10 ⁻⁵	1021	0,0371	4,22.10 ⁻⁵	0,683
500	0,705	2,67.10 ⁻⁵	3,69.10 ⁻⁵	1030	0,0404	5,57.10 ⁻⁵	0,680
550	0,642	2,85.10 ⁻⁵	4,43.10 ⁻⁵	1039	0,0436	6,53.10 ⁻⁵	0,680
600	0,591	3,02.10 ⁻⁵	5,13.10 ⁻⁵	1055	0,0466	7,51.10 ⁻⁵	0,680
650	0,543	3,18.10 ⁻⁵	5,85.10 ⁻⁵	1063	0,0495	8,58.10 ⁻⁵	0,682
700	0,503	3,33.10 ⁻⁵	6,63.10 ⁻⁵	1075	0,0523	9,67.10 ⁻⁵	0,684
750	0,471	3,48.10 ⁻⁵	7,39.10 ⁻⁵	1086	0,0551	10,8.10 ⁻⁵	0,686
800	0,441	3,63.10 ⁻⁵	8,23.10 ⁻⁵	1098	0,0578	12,0.10 ⁻⁵	0,689
850	0,415	3,77.10 ⁻⁵	9,07.10 ⁻⁵	1110	0,0603	13,1.10 ⁻⁵	0,692
900	0,392	3,90.10 ⁻⁵	9,93.10 ⁻⁵	1121	0,0628	14,3.10 ⁻⁵	0,696
950	0,372	4,02.10 ⁻⁵	10,8.10 ⁻⁵	1132	0,0653	15,5.10 ⁻⁵	0,699
1000	0,352	4,15.10 ⁻⁵	11,8.10 ⁻⁵	1142	0,0675	16,8.10 ⁻⁵	0,702
1100	0,320	4,40.10 ⁻⁵	13,7.10 ⁻⁵	1161	0,0723	19,5.10 ⁻⁵	0,706
1200	0,295	4,63.10 ⁻⁵	15,7.10 ⁻⁵	1179	0,0763	22,0.10 ⁻⁵	0,714
1300	0,271	4,85.10 ⁻⁵	17,9.10 ⁻⁵	1197	0,0803	24,8.10 ⁻⁵	0,722

Fig(A.1)- Distribution de Maxwell dans un canal de section carrée pour deux types d'arrangement de nervures (AR/DIN et AR/ETA) [26]

ANNEXE (A.4)



Fig(A.1)- Distribution de Nusselt dans un canal de section carrée pour deux types d'arrangements de nervures (ARI/INI et ARI/STA) [28].

- [11] B.L. WEER, E.R.G. ECKERT and R.J. GOLDSTEIN, "Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 14, 189-217, 1971.
- [12] R. KRISHNAMADHAYAN and M. RAJA RAO, "Turbulent flow heat transfer and fluid friction in helical wire-coil inserted tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer* 26, 1833-1846, 1984.
- [13] D.L. GEE and H.L. WEER, "Forced convection heat transfer in helically finned tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer* 23, 1127-1136, 1980.
- [14] R.J. FIRTH and L. MEYER, "A comparison of the heat transfer and friction factor performance of four different types of artificially roughened tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer* 26, 175-183, 1983.
- [15] T.S. HAN, S.OU, J.S. PARK and C.K. LEI, "Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators", *Int. J. Heat Mass Transfer* 26, 1833-1846, 1984.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [16] TONG-MIN LIOU, JEEN-JIANG HWANG, "Developing heat transfer and friction in a ribbed rectangular duct with flow separation at inlet", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 114, 565-573, 1992.
- [17] M. MOLLAI and C. M. YUEN, "Effect of interwall spacing on heat transfer and pressure drop in a corrugated-wall duct", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 7, 987-997, 1986.
- [18] E.M. SPARROW and J.W. COMB, "Effect of interwall spacing and fluid flow condition on a corrugated-wall heat exchanger", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 7, 993-1006, 1983.
- [19] T.S. HAN, I.R. GLUCKSMAN and W.M. ROUSSEAU, "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, 1143-1155, 1978.
- [20] T.S. HAN and J.S. PARK, "Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators", *Int. J. Heat Mass Transfer* 11, 183-195, 1988.

- [1] R.L.WEEB, E.R.G.ECKERT and R.J.GOLDSTEIN, "Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.14, 601-617, 1971.
- [2] R.SETHUMADHAYAN and M.RAJA RAO, "Turbulent flow heat transfer and fluid friction in helical wire-coil-inserted tubes", *Int.J.Heat Mass Transfer* 26, 1833-1844, 1984.
- [3] D.L.GEE and R.L.WEEB, "Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes", *Int.J.Heat Mass Transfer* 23, 1127-1136, 1980.
- [4] R.J.FIRTH and L.MEYER, "A comparison of the heat transfer and friction factor performance of four different types of artificially roughened surface", *Int.J.Heat Mass Transfer* 26, 175-183, 1983.
- [5] J.C.HAN, S.OU, J.S.PARK and C.K.LEI, "Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.32, 1616-1630, 1989.
- [6] J.S.PARK, J.C.HAN, Y.HUYANG and S.OU, "Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.35, No.11, 2891-2903, 1992.
- [7] TONG-MIIN LIOU, JEEN-JIANG HWANG, "Developing heat transfer and friction in a ribbed rectangular duct with flow separation at inlet", *Journal of heat Transfer*, Vol.144, 565-573, 1992.
- [8] M.MOLKI and C.M.YUEN, "Effect of interwall spacing on heat transfer and pressure drop in a corrugated-wall duct", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.29, No.7, 987-997, 1986.
- [9] E.M.SPARROW and J.W.COMB, "Effect of interwall spacing and fluid flow inlet condition on a corrugated-wall heat exchanger", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.26, No.7, 993-1006, 1983.
- [10] J.C.HAN, L.R.GLICKSMAN and W.M.ROHSENOW, "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.21, 1143-1156, 1978.
- [11] J.C.HAN and J.S.PARK, "Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators", *Int.J.Heat Mass Transfer* 31, 183-195, 1988.

- [12] M.MOLKI and A.R.MOUSTOUFIZADEH, "Turbulent heat transfer in rectangular ducts with repeated-baffle blockages", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.32, No.8, 1491-1499, 1989.
- [13] M.MOLKI and A.R.MOUSTOUFIZADEH, "Average heat transfer coefficient in rectangular ducts with baffle blockages", *Journal of Engineering, Iran*, Vol.1, No.4, November 1988.
- [14] M.LABID, "Etude du comportement des chaudières à eau chaude sous l'influence du dépôt de tartre", *Projet de fin d'études*, Université de BLIDA, 1991.
- [15] W.M.ROHSENOW, J.P.HARTNETT, E.N.GANIC, "Handbook of heat transfer fundamentals", *Mc Graw-Hill*, New York, 1985.
- [16] J.PADET, "Fluides en écoulement", *Masson*, 1991.
- [17] IDEL'CIK I.E, "Mémento des pertes de charge", *Eyrolles*, 1986.
- [18] E.M.SPARRROW, L.D.BOSMANS, "Heat transfer and fluid flow experiments with a tube fed by a plenum having non-aligned inlet and exit", *ASME Journal of heat transfer*, Vol.105, 56-63, 1983.
- [19] IGHZOUL et KHODJA, "Influence des paramètres thermodynamiques sur les pertes de charge et distribution de température", *Thèse de Magister*, Alger, 1981.
- [20] J.TAINE, J.P.PETIT, "Transfert thermique, mécanique des fluides anisothermes", *Dunod*, 1989.
- [21] W.M.KAYS, M.E.CRAWFORD, "Convective heat and mass transfer", *Mac Graw-Hill*, 1980.
- [22] L.KHEZZAR, "Procédés de chaleur et de masse", *OPU*, 1988.
- [23] S.BROKMAN, D.LEVIN, "A flow visualisation study of the flow in a 2D arrays of fins", *Experiments in fluids 14*, 241-245, Haifa, Israel, 1993.
- [24] M.GREINER, R.-F.CHEN, R.A.WIRIZ, "Heat transfer augmentation through wall-shape-induced flow destabilisation", *ASME Journal of heat transfer*, Vol.112, 336-341, 1990.
- [25] F.P.INGROPERA, D.P.DE WITT, "Fundamentals of heat and mass transfer", *John Wiley*, 1985.
- [26] A.LEONTIEV, "Théorie des transferts de chaleur et de masse", *Editions Mir*, Moscow, 1985.

- [27] **K.M.KELKAR, S.V.PATANKAR**, "Numerical prediction of fluid flow and heat transfer in circular tube with longitudinal fins interrupted in the streamise direction", *Journal of heat transfer*, Vol.112, 342-348, 1990.
- [28] **YING-JONG HONG, SHOU-SHING HSIEH**, "Heat transfer and friction factor measurements in ducts with staggered and in-line ribs", *Journal of heat transfer*, Vol.115, 58-65, 1993.
- [29] **J.C.HAN et al**, "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and v-shaped angled ribs", *Journal heat transfer*, 1991.
- [30] **M.ZAHZAM, et al**, "Effects of baffles configuration and position on the global exchange coefficient in the smoke pipes of boilers", *First international thermal energy congress*, Marrakech, 1993.
- [31] **M.ZAHZAM, et al**, "Influence de la géométrie interne des faisceaux tubulaires sur les performances et le dimensionnement des échangeurs industriels", *12ème colloque sur les applications techniques de la mécanique*, Université Mc Gill, Montréal, Canada, 27-29 juin 1994.
- [32] **N.SEKI, S.FUKUSAKO and T.HIRATA**, "Turbulent fluctuations and heat transfer for separated flow associated with a double step a entrance to an enlarged flat duct", *Journal of heat transfer ASME*, 588-593, 1976.
- [33] **N.SEKI, S.FUKUSAKO and T.HIRATA**, "Effect of stall length on heat transfer in reattached region behind a double step and entrance to enlarged flat duct", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.19, 700-702, 1976.
- [34] **R.F.BABUS'HAQ**, "Forced-convection heat transfer in the entrance region of pipes", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.36, No.13, 3349-3349, 1993.
- [35] **C.O.BENNETT, J.E.MYERS**, "Momentum heat and transfer", *International student edition*, 1983.
- [36] **K.M.KRALL and E.M.SPARROW**, "Turbulent heat transfer in the separated reattached, and redevelopment regions of a circular tube", *Journal of heat transfer ASME*, 131-136, 1966.

PUBLICATIONS ET COMMUNICATIONS
(Manifestations Scientifiques)

1." Heat transfer and friction factor performance in the smoke pipes of boilers with repeated-baffle blockages ".

Par : **M.ZAHZAM** et **M.LABID**
(*Second international thermal energy congress*)
Morocco, June 5-9 1995

2." Contribution à l'amélioration des performances des échangeurs à faisceaux tubulaires".

Par : **M.ZAHZAM**, **L. LABRAGA**, **M.LABID** et **A.LAMECHE**
(*Congrès Canadien de Mécanique Appliquée*)
Université Victoria, Canada, 1995.

3." Effets de dépôt de tartre sur les performances des réseaux de transfert thermique".

Par : **M.ZAHMAM** et **M.LABID**
(*1er Colloque Maghrébin de l'Hydraulique*)
16-17 Mai 1995 Sidi-Fredj, Algérie