

وزارة التربية الوطنية  
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT

*Genie Mecanique*

# PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

*Caracterisation des paramètres  
d'écoulement de  
la soufflante TD 49*

Proposé par :

S. LARBI

Etudié par :

HACHEMI Kamel  
AIT ABDEKRAHMANE Hamid

Dirigé par

S. LARBI

PROMOTION

*Juillet 93*

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية  
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CARACTERISATION DES  
PARAMETRES  
D'ÉCOULEMENT DE LA  
SOUFFLANTE TD49

Proposé par : S. LARBI

Étudié par : HACHEMI KAMEL Dirigé par S. LARBI

AIT ABDERRAHMANE HAMID

PROMOTION

: JUILLET 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacen Badi El-Harrach - ALGER

Je dédie ce travail à toute ma famille, à mes  
Chers parents en particulier,

à seçi KHCIDJA if hibigh atas,

À la mémoire de mon grand-père.

K. Haidem.

\*\*\*\*\*

À la mémoire de mes grand parents

À mes parents et à toute la famille

À tous les Hommes de science et de progrès

Hamid. Ait Aïdourahmane.

\*\*\*\*\*

—\*— R E M E R C I E M E N T S —\*—

Nous tenons a remercier notre promoteur Monsieur S.LARBI pour son suivi continu et les conseils qu'il nous a prodigue , sans oublier notre camarade Ayache BRAKBI et Monsieur A.SAADI ainsi que sa collegue Mademoiselle Mounira pour leurs aides precieuses.

Nos remerciements vont egalement a tous nos enseignants qui ont participe a notre formation ainsi qu'aux travailleurs de notre departement de genie mecanique et ceux de la bibliotheque.

\* \* \*

MINISTÈRE DE L'ÉDUCATION

الدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHÈQUE — المكتبة  
École Nationale Polytechnique

NATIONALE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : génie-mécanique

Promoteur : S.LARBI

Étudiants : Kamel HACHEMI

Hamid AIT-ABDERRAHMANE

يهدف هذا العمل إلى تعيين خصائص الإنسياب في بوق مروحي  
من نوع TD49، كما يهدف إلى تعيين مواصفات المروحة المركزية وحساب  
معاملات التبادل الإجمالي والتدفق الحراري المتبادل فيها مع  
تقييم فعالية المبادلات الحرارية في TD49a و TD49b.

Titre : CARACTERISATION DES PARAMETRES D'ÉCOULEMENT DE LA SOUFFLANTE  
TD49.

Résumé : Le travail consiste en la détermination des paramètres  
d'écoulement de la soufflante TD49, la caractérisation du  
ventilateur centrifuge, un calcul théorique du coefficient  
d'échange global et du flux de chaleur échangé  
ainsi que l'efficacité des échangeurs TD49a et TD49b.

Titre : FLOW PARAMETERS CHARACTERISATION OF THE MULTI-PURPOSE AIR  
DUCT TD49

Abstract : The work consists to determine the parameters of the flow  
(speed, humidite) in the multi-purpose air duct TD49, the  
characteristic of the centrifugal fan and calculate the  
global heat coefficient and the heat transfer, finally the  
efficacy of both exchangers TD49a and TD49b.

\*. INTRODUCTION GENERALE

\*. CHAPITRE (I) : ECOULEMENT DANS LES CONDUITES AVEC TRANSFERT DE CHALEUR

I-A) - Aspect dynamique de l'écoulement

A-1) - Rappel des équations de la dynamique des fluides

A-2) - Régime d'écoulement :

- Ecoulement laminaire

- Ecoulement turbulent

A-3) - Etablissement du régime d'écoulement

- Zone d'entrée

- Ecoulement établi

I-B) - Aspect thermique de l'écoulement :

B-1) - Convection forcée en écoulement interne

B-2) - Convection forcée en écoulement externe

B-3) - Application aux échangeurs de chaleur

\*. CHAPITRE (II) : INTRODUCTION AUX TECHNIQUES DE MESURE

II-1) - Mesure de la vitesse

II-2) - Mesure de température

II-3) - Mesure de l'humidité

\*. CHAPITRE (III) : DESCRIPTION DE LA SOUFFLANTE TD49

III-1) - Eléments constituant la soufflante TD49

- Eléments standards

- Eléments en option

III-2) - Description générale

III-3) - Objectifs de l'appareillage

\*. CHAPITRE (IV): ESSAIS, RESULTATS ET INTERPRETATION.

IV-1)- Caracterisation des paramètres de l'écoulement :

1-a)- Caracterisation du débit

1-b)- Caracterisation du ventilateur

1-c)- Profils des vitesses

1-d)- Caracterisation de l'installation de climatisation

IV-2)- Caracterisation des échangeurs de chaleur :

2-a)- Echangeur TD40a

2-b)- Echangeur TD40b

\*. CONCLUSION GENERALE

## NOMENCLATURE

### Caractères usuels :

$A, dA$	.....	surface, élément de surface.
$C_p$	.....	chaleur spécifique à pression constante .
$D, (D_h)$	.....	diamètre, (hydraulique)
$E$	.....	efficacité d'un échangeur de chaleur.
$f$	.....	facteur d'inclinaison
$g$	.....	résultante des forces massiques (souvent l'accélération de la pesanteur).
$h, h(x), h,$	.....	coefficient de transfert convectif, local, moyen
$K$	.....	conductivité thermique
$L_m, L_{th}$	.....	longueur d'établissement : dynamique et thermique.
$l, L$	.....	longueurs
$m, dm$	.....	masse, masse élémentaire
$P$	.....	pression
$q, \dot{q}$	.....	quantité de chaleur, puissance calorifique
$R, (R_h)$	.....	rayon, (hydraulique)
$r$	.....	constante massique des gaz parfaits
$S, dS$	.....	surface

- t ..... temps
- T ..... température
- V ..... vecteur vitesse
- u, v, w ..... composantes de la vitesse
- ou  $v_i, v_j, v_k$  ..... en rotation indicielle
- U ..... coefficient d'échange global
- $u_0$  ..... vitesse de frottement à la paroi
- x, y, z ..... coordonnées cartésiennes.

Caractères grecs :

- $\alpha$  ..... angle d'inclinaison
- $\beta$  ..... facteur de correction de la quantité de mouvement,
- $\delta$  ..... épaisseur de la couche limite
- $\lambda$  ..... coefficient de pertes de charge linéaire
- $\mu, \nu$  ..... viscosité : dynamique, cinématique
- $\rho$  ..... masse volumique
- $\tau, (\tau_0)$  ..... contrainte de cisaillement (à la paroi)
- $\dot{q}_s$  ..... flux surfacique (en  $W m^{-2}$ ).

Groupements adimensionnels :

- $Nu_{Dh}(x)$  ..... nombre de Nusselt rapporté à la distance  $D_h$  au point x
- $Nu_{Dh}$  est associé à h, moyenné sur L, par :  $Nu_{Dh} = hL/k$
- $Pe$  ..... nombre de Péclet
- $Pr$  ..... nombre de Prandtl

$ReDh(x)$  ..... nombre de Reynolds  
 $St$  ..... nombre de Stanton

Quelques notations de correspondences:

notation vectorielle	indicielle	développement (coordonnées cartésiennes)
$V$ .....	$v_j$ .....	$(u, v, w)$
$\nabla V$ .....	$\partial v_k / \partial x_k$ .....	$\partial v_x / \partial x + \partial v_y / \partial y + \partial v_z / \partial z$ divergence
$\nabla^2 V$ .....	$\partial^2 v_k / \partial x_k^2$ .....	$\partial^2 u / \partial x^2 + \partial^2 v / \partial y^2 + \partial^2 w / \partial z^2$ $\partial^2 v / \partial x^2 + \partial^2 v / \partial y^2 + \partial^2 v / \partial z^2$ $\partial^2 w / \partial x^2 + \partial^2 w / \partial y^2 + \partial^2 w / \partial z^2$

## INTRODUCTION GENERALE

Le développement technologique sans cesse croissant des dernières décennies ainsi que le souci de simuler des situations naturelles ou industrielles au laboratoire ont connus de lourds investissements dans le domaine expérimental.

En dépit de l'existence parfois de modèles théoriques et la possibilité de les résoudre numériquement, le recours à l'expérience reste néanmoins une nécessité impérative pour une meilleure compréhension des situations physiques et une meilleure modélisation mathématique des phénomènes.

Dans de nombreux problèmes pratiques, l'ingénieur est amené à utiliser des lois basées essentiellement sur des considérations expérimentales ; les bancs d'essais permettent de simuler un certain nombre de situations industrielles en mettant en évidence les phénomènes étudiés en vue de l'amélioration des procédés et des produits. Parmi les bancs d'essais existant au laboratoire d'énergetique la soufflante TD49, qui, depuis 1985, n'avait fait l'objet que d'un seul projet de fin d'études (1987), à savoir sa première mise en marche.

Il s'agit en fait d'un banc d'essais de convection forcée sur lequel différentes études peuvent être envisagées. La soufflante TD49 est donc un outil à usages multiples ; d'une part l'étudiant en génie-mécanique peut trouver des applications de ses enseignements théoriques (thermodynamique, mécanique des fluides, transfert thermique, turbomachine) en effectuant différents essais et vérifications des résultats obtenus théoriquement, d'autre part, on peut lancer des études sur les mécanismes de séchage convectif et du processus d'humidification dans les matériaux, pouvant s'étendre à des applications telle la thermique du bâtiment (étude des propriétés thermiques du SIPOREX, de la terre cuite, etc....).

Pour pouvoir mener à bien les différentes études citées ci-dessus, une caractérisation de la soufflante TD49 est indispensable, c'est à dire voir la réponse des différents

éléments de la soufflante et leur plage de fonctionnement ; les paramètres de l'écoulement (régime et nature de l'écoulement, profils de vitesse et de température, etc....)

Pour ce faire, nous avons reparti notre travail en quatre chapitres :

\* Le premier consiste en un rappel sur les écoulements dans les conduites sous les deux aspects dynamique et thermique; nous avons repris l'essentiel de l'étude de l'écoulement de fluide (laminaire, turbulent, établi ou non) et de transfert de chaleur par convection forcée.

\* Dans le chapitre (II) nous avons cité quelques techniques de mesures utilisés en mécanique des fluides et les transferts thermiques (principe de base et appareils de mesure).

\* La description de la soufflante TD49 est résumée dans le chapitre (III).

Enfin dans le chapitre (IV) sont présentés les différents profils de vitesse mesurés dans deux sections de la canalisation, les résultats relatifs aux essais de conditionnement d'air (humidification et déshumidification), la détermination de la caractéristique de la canalisation ainsi que celle du ventilateur centrifuge ; en dernier nous avons fait un calcul théorique des deux échangeurs à tubes lisses (TD49a) et à tubes ailletés (TD49b) et une comparaison avec les résultats obtenus expérimentalement.

CHAPITRE (I)

---

---

\*-----\*

\*            ECOULEMENT DANS LES CONDUITES    \*

\*            AVEC TRANSFERT DE CHALEUR        \*

\*-----\*

1- A] - Aspect dynamique de l'écoulement :

La bonne connaissance des écoulements (champs de vitesse et de pression, frottement, types d'écoulements, ...) est de plus en plus utile à une bonne conception des machines et des procédés, ainsi qu'à l'amélioration de la qualité des produits ; d'où l'intérêt porté sur l'étude dynamique de l'écoulement des fluides. Dans cette partie, nous verrons la distinction entre l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent qui est importante du point de vue physique ; nous décrivons l'écoulement dans la zone d'entrée d'une conduite et l'écoulement développé ainsi que le développement de la couche limite.

A - 1) Rappels des équations de la dynamique des fluides :

Les équations de base pour l'étude d'un écoulement fluide en régime isotherme sont écrites soit en notation vectorielle (\*), soit en notation indicielle (\*\*):

a) - Equation d'état :

Elle s'exprime sous la forme :  $f(P, \rho, T) = 0$

- cas du gaz parfait :  $P = \rho r T$  (a)

b) - Equation de continuité :

Elle exprime la conservation de masse :

(\*)  $\partial \rho / \partial t + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$  (b-1)

(\*\*)  $\partial \rho / \partial t + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j) = 0$  (b-2)

c) - Equation de variation de la quantité de mouvement :

Elle exprime les équations de mouvement de fluide et sont connues sous le nom "d'équations de Navier-Stokes".

(\*)  $\rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = - \nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \mu \nabla (\nabla \cdot \mathbf{v}) + \bar{\mathbf{g}}$  (c-1)

(\*\*)  $\rho \frac{d v_i}{d t} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j^2} + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} (\partial v_k / \partial x_k)$  (c-2)

A - 2) - Régimes d'écoulement :

A - 2 - 1) - Ecoulement laminaire :

Dans le cas général, on ne sait pas résoudre les équations des fluides, la difficulté vient de ce qu'elles ne sont pas linéaires. Cependant, dans un certain nombre de cas, il est possible de trouver la solution.

Les écoulements laminaires sont caractérisés par des filets fluides parallèles et correspondant à de faibles nombres de Reynolds, ils représentent bien certains écoulements observés expérimentalement ; Néanmoins, l'expérience montre que pour une configuration géométrique donnée de la canalisation, l'écoulement laminaire peut ne pas être stable (transition).

Cette stabilité est liée à un nombre caractéristique de l'écoulement appelé "nombre de Reynolds", on le note  $Re_{Dh}$  et est défini par :

$$Re_{Dh} = U_m \cdot Dh / \nu \quad (1)$$

où :

- $U_m$  : vitesse moyenne de l'écoulement,
- $\nu$  : viscosité cinématique du fluide,
- $Dh$  : Diamètre hydraulique de la conduite.

On a :

$$Dh = 4 \cdot \frac{A}{P}$$

- A : section droite de la canalisation
- P : périmètre mouillé par le fluide.

Dans l'écoulement laminaire, permanent, les lignes de courant (confondues avec les trajectoires) sont des courbes fixes dans l'espace et ne se mélangent pas au cours du mouvement. Les couches fluides glissent les unes sur les autres sans qu'il y ait passage de particules d'une couche à l'autre.

Au voisinage d'un solide, elles épousent la forme géométrique de la paroi.

En régime non permanent, l'écoulement laminaire ne peut se produire, mais, les lignes de courant ne sont pas des courbes fixes dans l'espace.

Pour un écoulement bidimensionnel, laminaire et permanent, les équations de continuité et de Navier-Stokes s'écrivent :

En coordonnées cartésiennes :

$$(I) \quad \left\{ \begin{array}{l} \partial u / \partial x = 0 \\ 0 = -\frac{1}{\rho} \cdot (\partial p / \partial x) + \nu (\partial^2 u / \partial y^2) \\ 0 = \partial p / \partial y \end{array} \right.$$

- Pour une conduite circulaire, on a les équations écrites en coordonnées cylindriques :

$$(II) \quad \left\{ \begin{array}{l} \partial u / \partial x = 0 \\ 0 = -\frac{1}{\rho} \cdot (\partial p / \partial x) + \nu (\partial^2 u / \partial r^2) \\ 0 = \partial p / \partial r \end{array} \right.$$

avec les conditions aux limites :

$$\left\{ \begin{array}{ll} y = 0 & , \quad u = 0 \\ y = R & , \quad u = U_{max} \end{array} \right.$$

#### A- 2 - 2) - Ecoulement turbulent :

La distinction entre l'écoulement laminaire et turbulent est extrêmement importante pour deux raisons :

- \* La physique des phénomènes est différente,

- \* Les hypothèses de travail utilisées dans les schémas ou modèles de ces deux types d'écoulement sont très différentes et incompatibles entre elles. Notre connaissance de l'écoulement turbulent est à l'heure actuelle beaucoup moins bonne que celle de l'écoulement laminaire.

En turbulent, les processus physiques de base, c'est à dire les transferts locaux de quantité de mouvement, de masse et de chaleur ne sont pas élucidés ; en conséquence, le rôle de l'expérience pour l'étude des problèmes se rapportant à l'écoulement turbulent sera très important.

L'expérience a montré que la turbulence peut être approchée comme de petits tourbillons en mouvement qui se développent puis se séparent en d'autres tourbillons au fur et à mesure

qu'ils avancent dans la conduite ; certains de ces tourbillons disparaissent, on admet que leur énergie se dissipe par viscosité en chaleur.

L'écoulement turbulent pose, du point de vue physique, deux problèmes :

- \* Etudier la cause de la turbulence,
- \* rechercher les propriétés d'un écoulement turbulent.

La transition de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent s'effectue généralement pour un nombre de Reynolds de l'ordre de 1800 (canalisation rectangulaire) qui représente la valeur critique au dessus de laquelle toutes les perturbations apportées à l'écoulement laminaire ont tendance à s'amplifier et envahissent tout l'écoulement. L'apparition de la turbulence se révèle être l'étude de la stabilité de l'écoulement laminaire vis à vis des perturbations ; l'expérience a montré que pour certaines formes de perturbations initiales, une partie de l'énergie du mouvement principale de l'écoulement passe dans le mouvement de perturbation, ce qui tend à accroître ce dernier. Cependant, les forces de viscosité dans le fluide ont tendance à les amortir c'est à dire s'opposer à tout gradient de vitesse additionnel.

En l'absence de perturbations (chocs, vibrations, perturbations dues à la rugosité des parois) l'écoulement reste laminaire; des exploits ont été réalisés, à savoir qu'à des valeurs du nombre de Reynolds jusqu'à 80.000 l'écoulement reste laminaire.

En écoulement turbulent dans les conduites, la valeur radiale de la vitesse provoque un échange de quantité de mouvement entre couches adjacentes fluides ; Ceci donne comme résultat un profil de vitesse plat par rapport à celui donné par le régime laminaire et une contrainte de cisaillement plus grande que celle d'un régime laminaire pour le même nombre de Reynolds.

Les équations (I) et (II) restent valables, en écoulement turbulent mais en variables instantanées, c'est à dire :

$$V = V + V' \quad \text{ou} \quad (u = u + u' \quad , \quad v = v + v')$$

$$P = P + P'$$

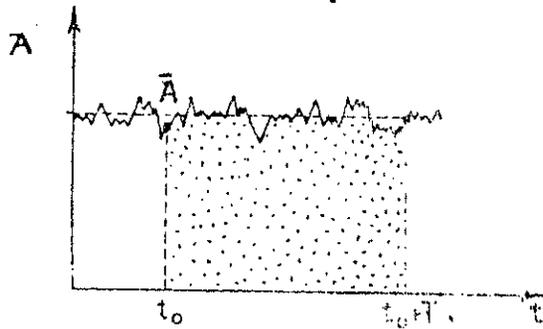
Soit en général "A" la grandeur physique instantanée, on a :

$$A = A + A'$$

Avec :

: partie de A moyenne sur une durée grande par rapport à celles des fluctuations ;

$$\bar{A} = (1/T) \int_{t_0}^{t_0+T} A dt$$



A' : partie fluctuante, vérifiant la relation :  $\bar{A}' = 0$ , conséquence de la définition de A.

En effet,

$$\bar{A} = (1/T) \int_{t_0}^{t_0+T} A dt = (\bar{A}/T) \int_{t_0}^{t_0+T} dt + (1/T) \int_{t_0}^{t_0+T} A' dt$$

$$\bar{A} = \bar{A} + \bar{A}' \quad \text{d'où:} \quad \bar{A}' = 0$$

En remplaçant dans les équations de Navier-stokes les vitesses et la pression par leurs valeurs instantanées, le nombre d'inconnues sera supérieur au nombre d'équations, leur résolution ne peut se faire qu'en introduisant des corrélations semi-empiriques, basées sur l'observation du mouvement transversal du fluide dû au processus de mélange de l'écoulement turbulent ; parmi elles, les théories de Prandtl et de Boussinesq.

Prandtl propose que :

$$\tau_t = l_m (\partial u / \partial y)$$

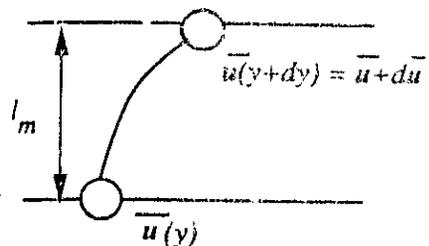
avec,  $l_m$  : longueur de mélange définie comme étant la longueur où le tourbillon conserve son identité du point de vue vitesse.

On montrera de plus que :

$|u'|$  et  $|v'|$  sont de même ordre de grandeur, on peut donc écrire :

$$\tau_t = - u' v' \sim l_m^2 (\partial u / \partial y)^2$$

$\tau_t$  : Contrainte de cisaillement turbulente.



### A - 3) - Etablissement du régime d'écoulement :

Dans beaucoup de problèmes pratiques de l'ingénieur, les conduites rencontrées sont courtes et la connaissance des phénomènes d'entrée est nécessaire. Pour la majorité des écoulements, les contraintes de cisaillement à la paroi  $\tau_0$ , le gradient de pression  $dP/dx$  et le coefficient de frottement  $C_f$  diminuent vers des valeurs fixes au delà d'une certaine distance de l'entrée.

Nous verrons que les profils de certaines grandeurs physiques tendent aussi vers des profils fixes (vitesses, températures,.....).

Lorsque les variables considérées atteignent des conditions constantes l'écoulement sera dit "établi ou complètement développé" ; les grandeurs citées plus haut seront alors invariantes en x.

A - 3 - 1) - Zone d'entrée :

Le débit massique  $\dot{m}$  se conserve dans une section droite de la canalisation ; comme la vitesse du fluide diminue au voisinage des parois, du fait des frottements visqueux, elle doit augmenter au voisinage de l'axe.

Dans cette zone de l'axe appelée "Coeur de l'écoulement", les effets visqueux sont faibles et le profil de vitesse garde une valeur  $U_{max}(x)$  indépendante des coordonnées transverses à l'écoulement mais fortement dépendante de x. Cette valeur  $U_{max}(x)$  croît en x quand on s'éloigne de l'entrée et tend asymptotiquement vers une valeur fixe.

- L'écoulement étant permanent, écrivons l'équation de continuité :

$$\dot{m} = \rho U_m S_0 = \text{Canste} \quad (2)$$

où :

$U_m$  = vitesse débitante, vitesse moyenne spéciale dans la section considérée et est définie par :

$$U_m = (1/S_0) \cdot \int_{(S)} u \, dS \quad (2-a)$$

D'après (2), on peut écrire :  $dU_m / dx = 0$  (2-b)

- Appliquons le théorème de conservation de la quantité de mouvement pour un volume de contrôle de longueur dx dans la canalisation:

$$p S_0 - (p+dp) S_0 - F_0 = \frac{d}{dx} (\beta \rho U_m^2 S_0) dx \quad (3)$$

Avec :

$F_0$  : Force de frottement à la paroi,

$$F_0 = \tau_0 S_l,$$

$\tau_0$  : Conainte de cisaillement à la paroi,

$S_l$  : Surface latérale du volume contrôlé  
( $S_l = 2 (a+b) dx$ ).

So : section droite de la canalisation (S = a.b)  
 β : facteur de correction de la quantité de mouvement, il est donné par la relation.

$$\beta = \left( \int_{(S)} u^2 dS \right) / U_m^2 S_o \quad , \quad \beta > 1 \quad (4)$$

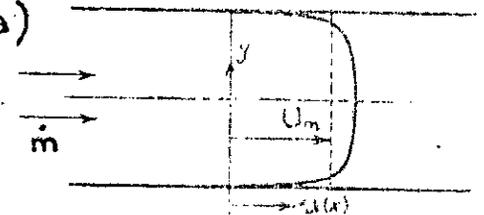
β représente le rapport des quantités de mouvement exacte et moyennée.

- Dans le cas de mesures ponctuelles de la vitesse dans la section droite (So), on a :

$$\beta = \frac{1}{U_m N} \left( \sum_1^N U_i^2 \right) \quad (4-a)$$

Avec :  $U_m = \bar{u} = \left( \sum_1^N U_i \right) / N$

et N : nombre de mesures.



En introduisant le diamètre hydraulique :  $D_h = 4 S_o / P$

où P : périmètre mouillé par le fluide, la relation (3) devient :

$$- (dp/dx) = 4 \frac{\tau_o}{D_h} + U_m^2 \rho (d\beta/dx) + \rho \beta U_m (dU_m/dx) \quad (5)$$

Tenons compte de (2-b), la relation (5) devient :

$$- (dp/dx) = 4 \tau_o / D_h + \rho U_m^2 (d\beta/dx) \quad (5-a)$$

On peut déjà voir que, dans cette zone d'entrée, la chute de pression l'emporte sur la contrainte de cisaillement à la paroi et augmente la quantité de mouvement.

### A - 3 - 2) - Longueur d'entrée (ou d'établissement) :

En général, à l'entrée de la canalisation la répartition des vitesses est mal connue. Souvent elle est voisine d'une répartition uniforme.

Elle se modifie ensuite progressivement à mesure que l'on avance dans la canalisation jusqu'à atteindre une forme fixe. Cette première partie de la canalisation, siège d'une évolution du profil de vitesse est appelée "longueur d'entrée". Différents Auteurs ont calculé la longueur d'établissement dynamique  $L_m$ , définie comme la distance au bout de laquelle la vitesse axiale diffère de 1% seulement de la vitesse asymptotique ; cette notion coïncide évidemment avec celle de la longueur d'entrée. La longueur d'entrée pour l'établissement du profil des vitesses dépend

du nombre de Reynolds, elle est donnée par l'expression de Langhaar :

$$\frac{L_m}{D_h} = 0,0575 \text{ Re} D_h \quad ( A )$$

- Pour un écoulement laminaire, il est montré que la relation analytique (A) concorde bien avec les résultats expérimentaux.

- Pour un écoulement turbulent il n'existe pas de relation analytique utilisable pour prédire la longueur d'entrée pour le développement du profil des vitesses en régime turbulent, cependant plusieurs travaux expérimentaux dus à Deissler et d'autres ont conduit à la conclusion générale que l'écoulement se développe après une distance d'au moins 10 fois le diamètre hydraulique soit :

$$L_m > 10 \cdot D_h \quad ( B )$$

- Coefficient de frottement :

Langhaar a étudié également le coefficient de frottement pour l'écoulement laminaire dans la région d'entrée ; la figure ( 2 ) illustre qualitativement les variations de ce coefficient de frottement  $C_f$  en fonction de la distance à l'entrée.

- Pour l'écoulement turbulent, le coefficient de frottement comme le profil des vitesses est difficile à exprimer dans la zone d'entrée. Deissler a analysé cette situation et a présenté ses résultats graphiquement.

Une représentation similaire à la précédente est montrée sur la figure ( 3 ).

Il existe deux conditions qui font que le coefficient de frottement dans la zone d'entrée soit plus grand que dans la partie où l'écoulement est établi :

(i) - L'important gradient de vitesse à la paroi dans cette zone, qui diminuera dans la direction des  $x$  pour devenir constante lors de l'établissement du profil des vitesses.

(ii) - L'existence du "coeur de l'écoulement" en dehors des couches visceuses où la vitesse doit augmenter d'après l'équation de continuité.

Le fluide étant accéléré dans le coeur d'écoulement produit, de ce fait, une force de frottement aditionnelle dont l'effet est incorporé dans le coefficient de frottement.

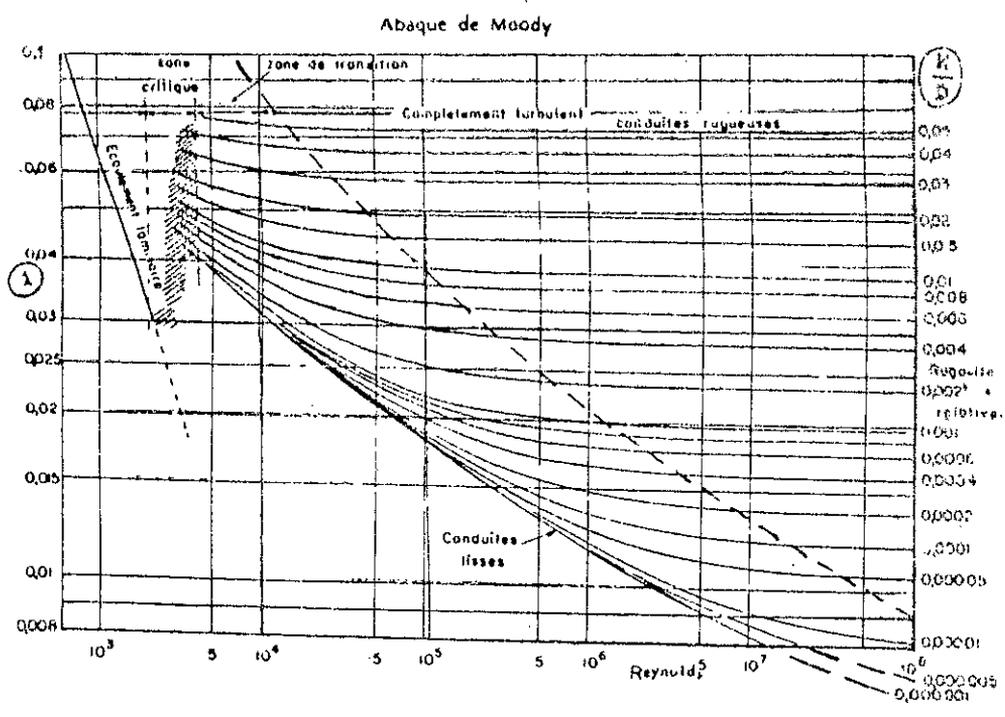


Fig.(1)- Diagramme de MOODY

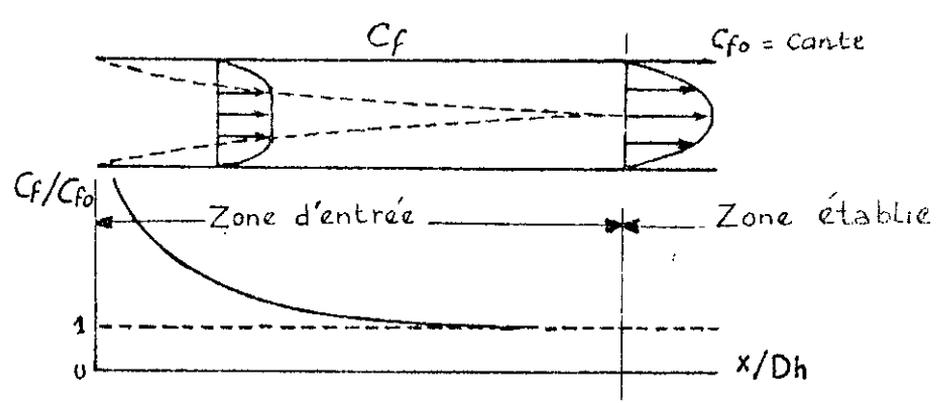


Fig.(2)- Coefficient de frottement en écoulement laminaire -

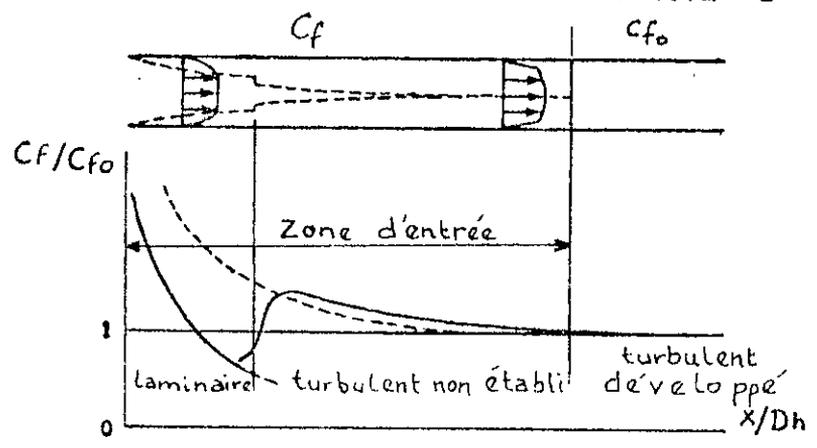


Fig.(3)- Coefficient de frottement en écoulement turbulent.

A - 3 - 3) - Ecoulement établi :

Un régime dynamiquement établi est caractérisé, avec les notations précédentes par :

$$d\beta / dx = 0 \quad ; \quad du(y,z) / dx = 0 \quad (4-b)$$

Où  $u(y,z)$  : Composante de la vitesse suivant  $x$ .

La contrainte de cisaillement à la paroi  $\tau_0$ , qui dépend du profil de vitesse près de la paroi, ne change pas avec  $x$ . Pour cette situation, l'équation (5-a) devient :

$$- ( dp / dx ) = \Delta P / L = 4\tau_0 / Dh \quad (5-b)$$

La relation (5-b) nous permet de calculer la valeur de la contrainte de cisaillement à la paroi  $\tau_0$  en mesurant la chute de pression  $\Delta P$  à travers une longueur  $L$  donnée de la canalisation.

Cependant, le profil de vitesse près de la paroi devient fixe plutôt qu'à l'intérieur de l'écoulement ; de même la contrainte à la paroi devient fixe lorsqu'il y a encore des variations en  $\beta$  et  $(dP/dx)$  ; C'est pourquoi des mesures de la contrainte à la paroi indiquent une longueur d'entrée plus courte que celle qu'indiquent les mesures de  $(dP/dx)$  ou des vitesses près de l'axe de la conduite.

Le coefficient de frottement  $C_f$  est défini à partir de la contrainte de cisaillement à la paroi  $\tau_0$  par :

$$\tau_0 = C_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_m^2 \quad (6)$$

Où :  $U_m$  : vitesse débitante =  $Q_v / S_0$

La perte de charge dans la conduite  $\Delta H$  est donnée par la relation :

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{L}{Dh} \cdot \frac{U_m^2}{2g} \quad (7)$$

Où  $\lambda$  : Coefficient de perte de charge linéaire.

On utilise souvent aussi, la relation donnant la chute de pression par unité de longueur de canalisation :

$$\Delta P / L = [ \lambda / Dh ] \cdot \frac{\rho \cdot U_m^2}{2} \quad (8)$$

d'où la relation très simple :

$$\lambda = 4 C_f$$

En général,  $\lambda = f(Re, k/D, e/D)$  est une fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité. Cette fonction pourra être déterminée théoriquement dans certains cas (écoulement laminaire), mais en général il faut faire appel à l'expérience.

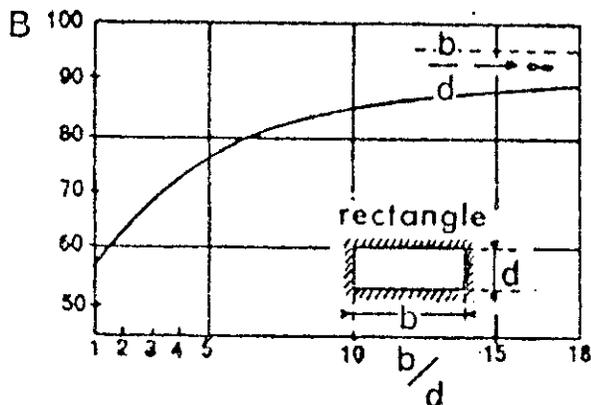
La rugosité d'une surface n'est pas une notion simple à définir, on peut cependant essayer de lui donner une définition statistique en la caractérisant par certains paramètres moyens comme la hauteur moyenne "k" des aspérités, leur écart moyen "e", etc...

La valeur de Cf donnée par la relation (6) représente la moyenne du coefficient de frottement prise le long du périmètre mouillé.

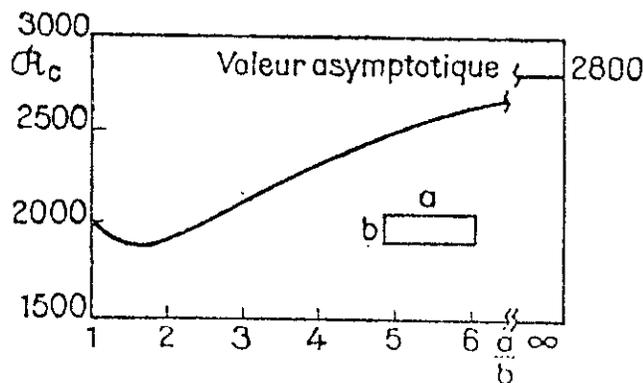
En écoulement laminaire, on a toujours une relation de la forme :

$$\lambda = B / Re_{Dh} \quad (9)$$

Où B : Coefficient dépendant de la forme de la conduite. La figure ci-dessous donne la valeur du coefficient B pour la canalisation rectangulaire.



Le domaine d'existence du régime laminaire se limite aux valeurs de  $Re_{Dh}$  inférieures à une valeur  $R_c$  critique qui dépend de la forme de la section droite. La figure ci-dessous donne les résultats correspondants à la section rectangulaire.



• Valeur critique du nombre de Reynolds d'une conduite de section rectangulaire. Quand  $R < R_c$ , l'écoulement est toujours laminaire

$$R = \frac{\rho U D_h}{\nu} \quad D_h = 2 \frac{ab}{a+b}$$

D'après HANKS et RUO (1967)

Quand  $Re_{Dh} < Re_c$  l'écoulement est toujours laminaire.

En écoulement turbulent, en conduite hydrauliquement lisse, on a :

$$(k u_0 / \nu) < 5$$

$u_0$  : Vitesse de frottement,

$k$  : Rugosité équivalente,

$\nu$  : Viscosité du fluide.

On peut écrire :

$$\lambda = C / Re_{Dh} \quad (10)$$

$C$  : Coefficient dépendant de la forme de la conduite dans le cas des conduites hydrauliquement rugueuses ( $k u_0 / \nu > 5$ ), on utilise le diagramme de MOODY ; voir fig (1).

$$\lambda = g(k / Dh) \quad (10-2)$$

N.B : Il est surprenant de constater que, dans la mesure où la forme de la section droite ne s'éloigne pas trop du cercle (carré, polygone régulier convexe, rectangle peu allongé...) la formule de BLASIUS avec  $C = 0,316$  donne des résultats tout à fait satisfaisants:

### I - B]- Aspect thermique de l'écoulement :

Dans de nombreux secteurs d'activité, l'ingénieur et le chercheur ont à déterminer les échanges de chaleur à l'intérieur d'un système ou entre un système et son milieu environnant. Le déséquilibre thermique est à la base de cet échange qui se fait principalement suivant trois mécanismes :

- \* Conduction,
- \* rayonnement,
- \* convection,

Dans cette partie on ne s'intéressera qu'à la convection forcée en régime laminaire et turbulent, et on montrera l'étroite liaison entre les aspects dynamique et thermique de l'écoulement ainsi qu'aux différentes corrélations utilisées en convection forcée.

Le plus souvent on est concerné par le transfert de chaleur entre un fluide et une paroi solide, quand le fluide est animé d'un mouvement relatif à la paroi.

Quand le fluide est en mouvement, l'énergie est transportée par les mouvements des particules fluides ; ce procédé de transfert est appelé "convection". Nous distinguons deux types de convection :

- La convection forcée où le mouvement du fluide est provoqué par une action extérieure (pompe, ventilateur, ...)

- La convection libre où le mouvement du fluide est dû à un gradient de densité induit par une différence de température dans le fluide.

Le problème de l'évaluation du transfert de chaleur par convection est la détermination du coefficient d'échange convectif moyen  $h$ , défini par :

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_f) \quad (11)$$

$q$  : quantité de chaleur transférée,  
 $A$  : surface d'échange,  
 $T_s$  : Température de la surface d'échange,  
 $T_f$  : température du fluide.

### B - 1) - Convection forcée en écoulement interne :

La convection forcée en écoulement interne compte parmi les procédés les plus utilisés dans l'industrie. La première étape dans le traitement du problème de convection est la détermination du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent), éventuellement sa nature (établi ou non établi) ainsi que le coefficient de frottement, car le coefficient d'échange convectif dépend fortement des conditions d'écoulement.

Considérons un fluide entrant dans une canalisation à une température uniforme  $T_0$  différente de la température des surfaces  $T_s$ . L'existence de la convection entre les surfaces de la conduite et le fluide entraîne le changement du profil de température du fluide le long de  $x$ , ce profil devient fixe au bout d'une certaine longueur  $L_{th}$  dite "longueur d'établissement thermique".

Le coefficient d'échange  $h(x)$  varie en  $x$ , il décroît dans la région d'entrée où l'écoulement n'est pas établi puis se stabilise lorsque le transfert thermique sera établi, de

plus, si une condition de flux constant à la paroi est imposée, la température des surfaces  $T_s(x)$  varie aussi avec  $x$ .

A l'entrée de la conduite schématisée par la figure (5), les particules fluides venant au contact de la paroi atteignent sa température  $T_s$  ; en retour, ces particules échangent de l'énergie avec les particules adjacentes et un gradient de température se développe ( $\partial T / \partial y$ ) dans le fluide. La région où ce gradient de température existe est la couche limite thermique.

L'épaisseur de cette couche limite notée  $\delta_{th}$  est définie comme étant la valeur de  $y$  où :

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_o} = 0,99 \quad (12)$$

$\delta_{th}(x)$  augmente avec  $x$  à partir de l'entrée jusqu'à la valeur  $\delta(L_{th}) = R$  où elle fait jonction avec l'autre couche limite qui se développe symétriquement à elle, ainsi l'établissement thermique est atteint.

Cependant le coefficient d'échange convectif décroît avec le développement des deux couches limites jusqu'à atteindre une valeur constante  $h$  correspondant à l'établissement du régime thermique. La figure (4) illustre bien la variation du coefficient  $h(x)$  en fonction de  $x$ .

### B - 1 - a) - Evolution de la température de mélange du fluide :

On définit la température de mélange  $T_m$  comme étant la température moyenne du fluide pondérée dans la section considérée de la conduite. Elle est définie par la relation :

$$T_m = \frac{\int_{(s)} u T \, dy \, dz}{\int_{(s)} u \, dy \, dz} = \frac{\int_{(s)} u T \, dy \, dz}{\dot{m}} \quad (13)$$

- $\dot{m}$  : débit massique,
- $u$  : champs de vitesse du fluide dans le sens de l'écoulement,
- $T$  : champs de température du fluide,

La température  $T_m$  sera celle de la section de conduite si l'équilibre thermique était réalisé dans la section donnée.

En général, dans les problèmes de transfert thermique par convection à l'intérieur des conduites, deux cas peuvent se présenter :

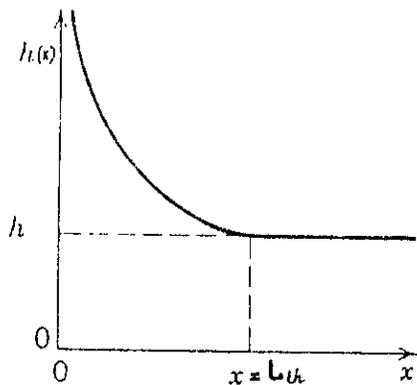


Fig. (4) - Evolution du coefficient d'échange convectif le long de la canalisation.

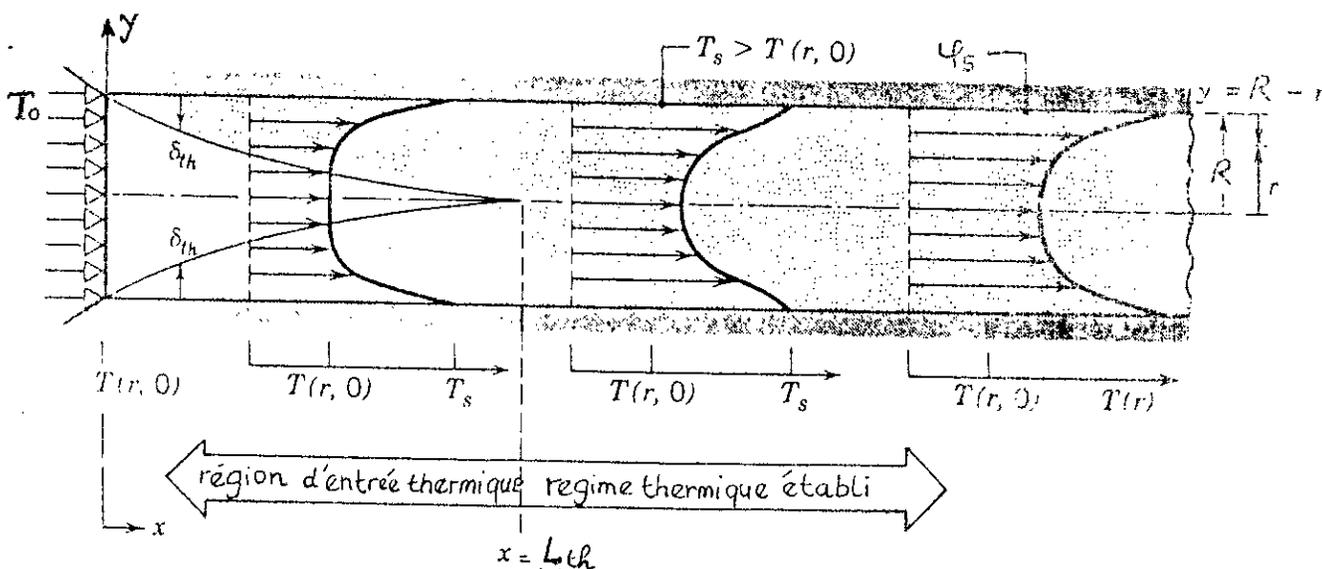


Fig. (5) - établissement du régime thermique.

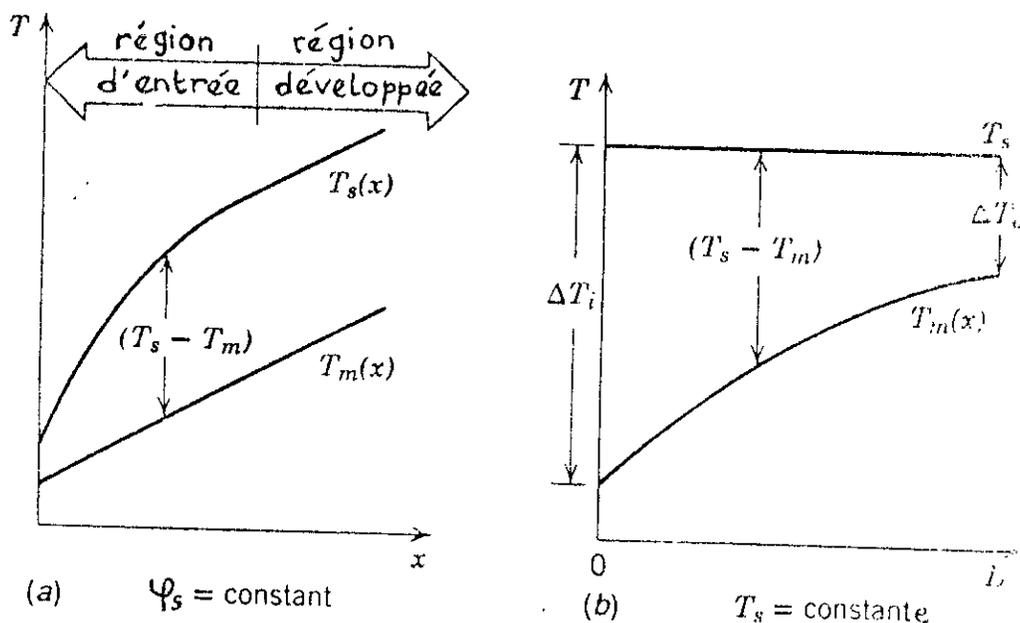


Fig. (6) - Evolution de la température de mélange.

\* Flux Parietal Constant  $\varphi_s$ :

Il est simple de calculer la quantité de chaleur transférée :

$$q = \varphi_s \cdot (P \cdot L) \quad (14)$$

avec  $P = P(x)$  : périmètre de la conduite,  
 $L$  : longueur de la conduite,

D'autre part :

$$q = \dot{m} C_p (T_{me} - T_{ms}) \quad (15)$$

des relations (14) et (15), on peut déterminer l'évolution de la température de mélange ( $T_{me} - T_{ms}$ ). Considérons un élément de volume de longueur  $dx$ , on a :

$$dq = \dot{m} C_p dT_m = \varphi_s P dx$$

d'où :

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\varphi_s \cdot P}{\dot{m} C_p} \quad (16)$$

On obtient finalement, pour une surface à flux constant :

$$T_m(x) = ((P \cdot \varphi_s) / \dot{m} C_p) x + T_{me} \quad (16-a)$$

La température de mélange varie donc linéairement avec  $x$  le long de la conduite.

Comme  $\varphi_s = h (T_s - T_m)$ , la différence ( $T_s - T_m$ ) varie aussi avec  $x$ , elle est petite au début ( $h$  très grand) puis augmente vu que  $h(x)$  décroît par la suite, la figure (6-a) montre cette variation.

\* Température de paroi constante  $T_s$  (fig.(6-b)) :

L'intégration de la relation (16), avec  $T_s = Cte$  donne :

$$\frac{T_s - T_m}{T_s - T_{me}} = \exp \left[ - \left( \frac{P h}{\dot{m} C_p} \right) \cdot x \right] \quad (16-b)$$

avec  $h = (1/L) \int_0^L h(x) dx$  : coefficient d'échange moyen entre l'entrée et la section d'abscisse  $x$ . La figure (6-b) montre l'évolution de la température de mélange.

B -1-b)- Convection forcée en écoulements laminaire et turbulent :

Dans les problèmes de convection forcée il est impératif de déterminer le régime d'écoulement, car des différences notables existent du point de vue qualificatif et quantitatif pour les deux régimes d'écoulement, laminaire et turbulent.

Ce dernier présente l'avantage en ce qui concerne la quantité de chaleur transférée vue le fort gradient de vitesse à la limite des parois ; c'est pour cela que dans le domaine industriel, l'écoulement turbulent est le plus utilisé.

- Ecoulement laminaire :

L'équation d'énergie écrite sous sa forme la plus réduite en coordonnées cylindriques, dans le cas d'une conduite circulaire est :

$$u \left[ \frac{\partial T}{\partial x} \right] + v \left[ \frac{\partial T}{\partial r} \right] = (\alpha/r) \cdot \frac{\partial}{\partial r} [r(\partial T/\partial r)] \quad (*)$$

Où  $\alpha = k / \rho C_p$

La résolution de l'équation (\*) dans le cas d'un écoulement laminaire établi, c'est à dire :  $v = 0, \partial u / \partial x = 0$ , on obtient les résultats suivants :

- flux de surface constant :

$$h = 4,364 \frac{k}{D} \quad (17)$$

- D = 2 R : diamètre de la conduite,
- k : conductivité thermique du fluide,
- h : coefficient d'échange convectif.

La relation (17) se met sous la forme adimensionnelle :

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = 4,364 \quad (17-a)$$

NuD : nombre de Nusselt rapporté au diamètre D de la conduite, il peut s'écrire aussi comme:

$$Nu_D = St \cdot Pr \cdot Re_D \quad (18)$$

avec :

$$St = h / \rho U C_p \quad : \text{ nombre Stanton}$$

$$Pr = \mu C_p / K \quad : \text{ nombre de Prandtl}$$

Il représente le rapport entre la diffusité de quantité de mouvement " $\nu$ " (ou viscosité cinématique) et la diffusité thermique " $a$ ".

$$Pr = \nu / a \quad \text{ne dépend donc que des propriétés physiques du fluide.}$$

$$Re_D = U \cdot D / \nu \quad : \text{ nombre de Reynolds}$$

- On fait souvent intervenir un autre groupement des nombres adimensionnés précédents :

$$Pe = Pr \cdot Re_D \quad : \text{ nombre de Péclet.}$$

De la relation (18), on peut écrire :

$$St \cdot Pr = 4,364 / Re_D$$

Notons la similarité avec la relation :  $C_f = 16 / Re_D$

Il est bien évident qu'une relation existe entre le nombre de Stanton  $St$  et le coefficient de frottement  $C_f$  ; Par exemple pour  $Pr = 1$  :

$$St = C_f / 2$$

- Température de surface constante :

Dans ce cas, on trouve :

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = 3,658 \quad (19)$$

La différence avec le cas précédent est due à la forme du profil de température.

Région d'entrée :

La solution de l'équation ( \* ) pour la région d'entrée est très difficile, ceci provient de la dépendance en  $x$  de la vitesse et de la température, cependant deux solutions peuvent être trouvées dans deux cas particuliers :

1)- En supposant que l'écoulement fluide est complètement développé, situation qu'on retrouve dans le cas d'un écoulement dans une conduite où une longueur initiale n'est pas chauffée ou refroidie. Elle représente également bien les écoulements pour lesquels le nombre de Prandtl est très grand. Ce problème est connu sous le nom de la longueur d'entrée thermique.

2)- En supposant que les deux profils de vitesse et de température se développent simultanément, les résultats sont résumés sur la figure ( 7 ).

- Ecoulement Turbulent :

L'expression classique du calcul du nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent développé en conduite hydrauliquement lisse est donnée par l'analogie de Reynolds-Colburn :

$$Cf / 2 = \lambda / 8 = St \cdot Pr^{1/3} = \frac{Nu_{Dh}}{Re_{Dh}} Pr^{-1/3} \quad (20)$$

avec :

$$\lambda = 0,184 Re_{Dh}^{-1/5}, \quad Re_{Dh} > 2.10^4$$

$$Nu_{Dh} = 0,023 Re_{Dh}^{4/5} Pr^{1/3}$$

$$Nu_{Dh} = h \cdot Dh / k, \quad Re_{Dh} = Um \cdot Dh / \nu$$

où  $Um$  : vitesse de débit dans la section;  $k, \nu, Cp$  sont pris à une température intermédiaire entre température de mélange et de paroi :

$$T = \frac{Tm + Ts}{2}$$

Le domaine de validité de cette formule, donné par l'Auteur est :

$$Re > 10^4 ; \quad 0,7 < Pr < 100 ; \quad \frac{L}{D} > 60 \quad (21)$$

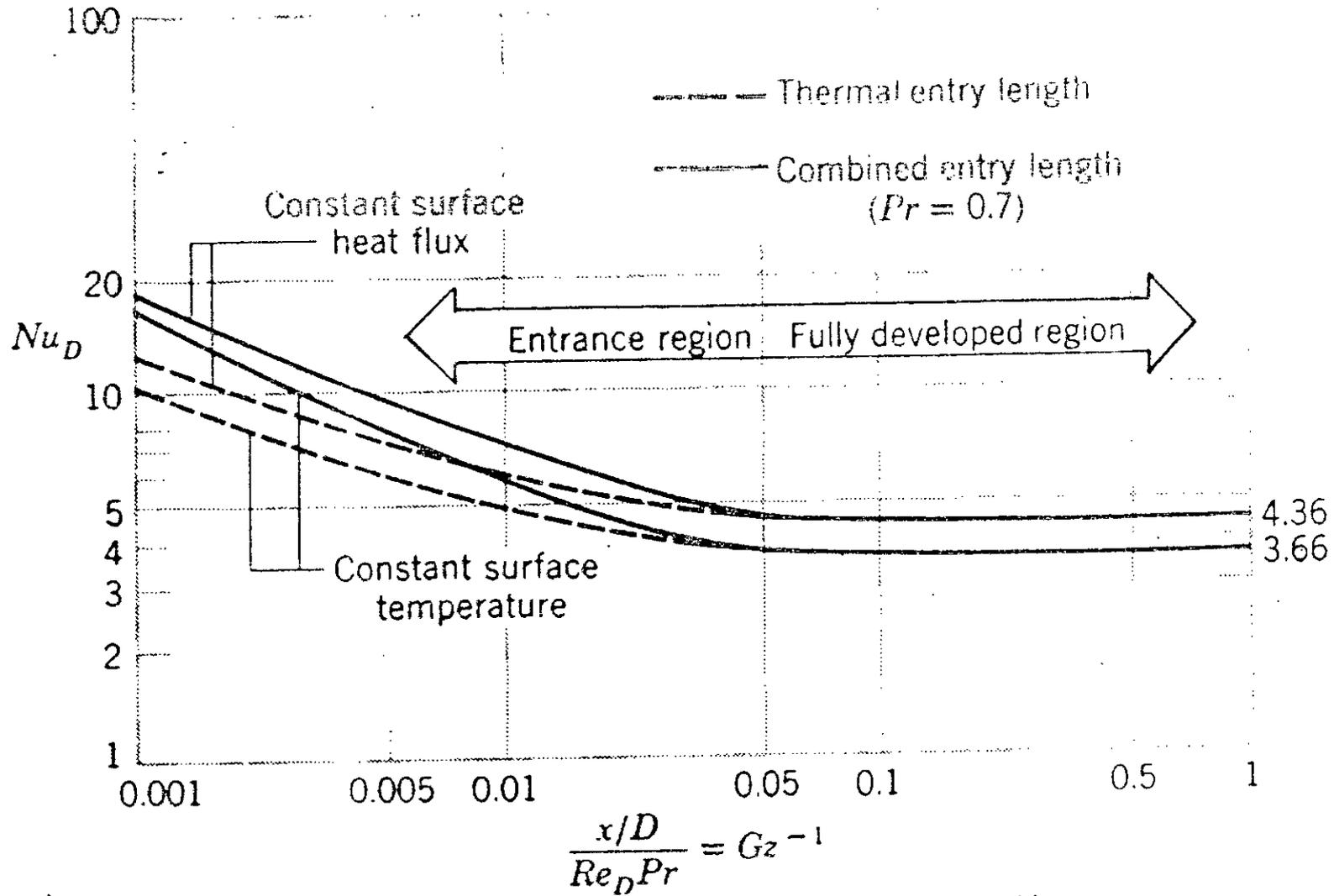


Figure (7): Evolution du nombre de Nusselt.

Cette dernière condition correspond précisément à un régime thermique établi.

L'évolution du nombre de Nusselt pour le régime turbulent dans la zone d'entrée non établie suit la même allure que celle du régime laminaire. Le nombre de Nusselt prend des valeurs importantes à l'entrée de la zone thermique non établie et décroît continuellement jusqu'à la valeur asymptotique, atteinte au bout de la longueur d'établissement  $L_{th}$ .

### B - 2) - Convection en écoulement externe :

On entend par convection forcée en écoulement externe le transfert de chaleur par convection entre un fluide et une surface quelconque (plaque plane, cylindre, sphère...). Ce type de problèmes est rencontré dans le calcul du coefficient d'échange externe des échangeurs de chaleur ; d'où l'importance de son étude et la connaissance des différentes corrélations obtenues par méthodes semi-empiriques (exemple- méthode d'analyse dimensionnelle de la convection).

La forme générale de la relation donnant le nombre de Nusselt est :

$$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \quad (22)$$

où C, m, n : constantes indépendantes de la nature du fluide..

#### Corrélation de la convection forcée autour d'un cylindre :

Hilpert propose la corrélation suivante :

$$Nu_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (22 a)$$

où D : Diamètre extérieur du cylindre,

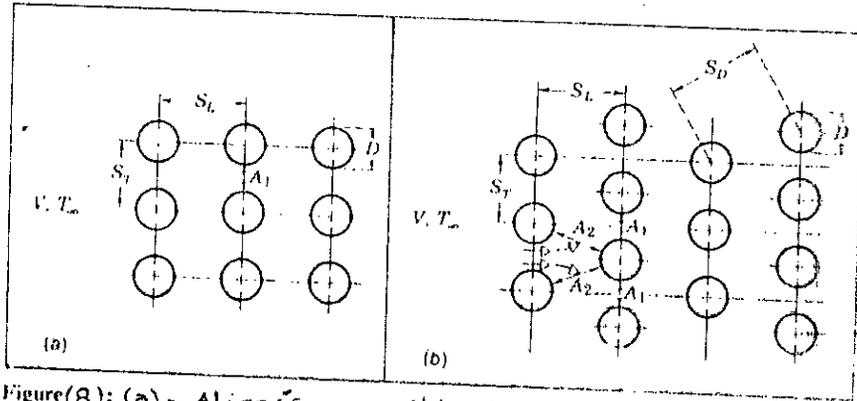
$\bar{h}$  : Coefficient d'échange convectif moyen,

Les deux coefficients C et m sont donnés dans des tableaux suivant les dimensions de l'échangeur et la disposition des tubes.

#### Cas d'un faisceau de tubes :

L'échange de chaleur dans les faisceaux de tubes relève de nombreuses applications industrielles telles que la réfrigération et le conditionnement d'air. Différents arrangements de tubes ont été adoptés :

- arrangements alignés            fig (a)
- arrangement non alignés        fig (b)



Figure(8): (a)- Alignés (b)- non alignés

Table(9)- Coefficients  $C_1$  et  $m$ .

$S_L/D$	$S_T/D$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$
<b>Alignés</b>								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0578	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
<b>Non alignés</b>								
0.600	---	---	---	---	---	---	0.213	0.636
0.900	---	---	---	---	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	---	---	0.497	0.558	---	---	---	---
1.125	---	---	---	---	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alignés	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
non alignés	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

TABLEAU (10)- facteur de correction  $C_2$  pour  $N_L < 10$ .

Le nombre de Nusselt est dans ce cas déterminé par la corrélation de Grimison :

$$Nu_D = C_1 \cdot Re_{D_{max}}^m \quad (23)$$

valable pour :

$$\begin{cases} Nl < 10 \\ 2000 < Re_D < 40\,000 \\ Pr = 0,7 \end{cases}$$

$C_1$  et  $m$  sont donnés par des tables en fonction des dimensions  $D$ ,  $ST$  et  $SL$ .

$Nl$  : représente le nombre de rangées de tubes.

$$Re = \frac{U_{max} \cdot D}{\nu}$$

$U_{max}$  : vitesse à l'intérieur du faisceau de tubes.

\* Pour  $Pr > 0,7$  ,  $Nu = 1,13 C_1 Re_{D_{max}}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (24)$

Si  $Nl < 10$  ,  $Nu_D = 1.13 C_1 C_2 \cdot Re_{D_{max}}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (25)$

Où  $C_2$  coefficient donné par des tables en fonction du nombre de rangées et de la disposition.

En utilisant l'équation de continuité du débit, on démontre facilement que :

\*  $U = \frac{ST}{ST - D} \cdot V$  arrangement alignés

\*  $U = \frac{ST}{2(SD - D)} \cdot V$  arrangement non alignés

$V$  : vitesse du fluide à l'entrée du tube.

3)- Application aux échangeurs de chaleur :

L'échangeur de chaleur est un élément utilisé dans le transfert de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi solide, on le retrouve dans plusieurs applications industrielles et de climatisations sous forme de faisceaux de tubes traversés par un écoulement d'air, et parcourus intérieurement par un liquide (eau, freon); C'est la forme la plus utilisée lorsque une grande surface d'échange par unité de volume est désirée. Les échangeurs de chaleur sont à tubes lisses ou à tube ailettes et les fluides traversant les tubes peuvent être :

Dans ce qui suit, nous exposons la méthode de calcul du coefficient d'échange global U en utilisant les corrélations de convection forcée en écoulement interne et externe, ainsi que le calcul de la quantité de chaleur échangée et l'élévation de Température correspondante.

### 11- Calcul du coefficient d'échange global :

La partie essentielle dans le calcul de l'échangeur de chaleur est la détermination du coefficient d'échange global moyen. Définie comme étant l'inverse de la résistance thermique total entre les deux fluides.

Il est défini par la relation :

$$\frac{1}{U A} = \frac{1}{U A_o} = \frac{1}{U A_i}$$

$$\frac{1}{U A} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{\eta_o \cdot h_o \cdot A_o}$$

Soit,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i (A_i/A_o)} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o \cdot h_o} \quad (26)$$

La relation ( 26 ) définit le coefficient d'échange globale moyen pour un tube ailleté de section intérieur  $A_i$ , de surface extérieur  $A_o$  de résistance conductive  $R_w$ , de rendement  $\eta_o$ , et de coefficient d'échange interne et externe,  $h_i$ ,  $h_o$  respectivement.

On a :

$$R_w = \frac{\text{Log}(D_i / D_o)}{2 \pi k L} \quad (27)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (28)$$

$A_f$  : surface des ailettes,  
 $A_o$  : surface totale d'échange globale,  
 $\eta_f$  : rendement de l'ailette (déterminée par les abques) .

Pour un tube non ailleté, la relation ( 26 ) se réduit à la relation (26-a) :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i (A_i/A_o)} + A_o R_w + \frac{1}{h_o} \quad (26-a)$$

avec  $\eta_0 = 1$ .

L'évaluation du coefficient d'échange interne est donnée par l'analogie de REYNOLDS-COLBURN [4/] dans le cas de l'écoulement turbulent à l'intérieur du Tube; En laminaire, il est évalué par les relations (17.a) et (19)

Sachant que :

$$h = Nu_D \cdot (K / D)$$

- L'Analogie de REYNOLDS - COBURN donne :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (27)$$

$$Nu_D = 4,36 \quad (\text{flux constant à la surface})$$

$$Nu_D = 3,66 \quad (\text{Température de paroi constante})$$

- Le coefficient d'échange extérieur  $h_o$ , se calcul par la corrélation de GRIMSOM [4/] dans le cas du tube lisse:

$$Nu_D = 1,13 C_1 \cdot Re_{D_{max}}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (28)$$

valable dans les conditions :

$$\left[ \begin{array}{l} Nl > 10 \\ 2000 < Re_D < 40\,000 \\ Pr > 0,7 \end{array} \right.$$

Si  $Nl < 10$ , un facteur de correction  $C_2$  est introduit dans la relation (28).

$C_1$ ,  $C_2$ ,  $m$  coefficients donnés par des tables.

Elle devient alors :

$$Nu_D = 1,13 C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{D_{max}}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (28-a)$$

Si on note:

$V_{max}$  : vitesse maximale à l'intérieur de l'échangeur,

$Do$  : Diamètre extérieur d'un tube.

$$V_{max} = \frac{ST}{ST - Do} \cdot V$$

$ST$  : distance entre 2 Tubes, fig. (8)

$V$  : vitesse à l'entrée de l'échangeur

- Dans le cas de tube ailetté, le coefficient d'échange extérieur se calcul par la relation de COLBURN [4/].

$$JH = ST \cdot Pr^{2/3} \quad (29)$$

JH : Coefficient de Colburn,  
 St : Nombre de Stanton,  
 Pr : Nombre de Prandtl.

Or, 
$$Nu_D = St \cdot Re_D \cdot Pr$$

d'où 
$$JH = \frac{Nu_D}{Re_D} Pr^{-1/3}$$

En remplaçant :  $Nu_D$ ,  $Pr$ ,  $Re_D$  par leurs expressions, On abouti à :

$$JH = \frac{h_o}{\rho C_p V} Pr \quad (30)$$

Pour une conduite lisse, Chilton et Colburn ont proposé l'analogie suivante :

$$JH = Cf / 2 = \lambda / 8 = St \cdot Pr^{1/3} \quad (31)$$

où  $\lambda$  : coefficient de perte de charge et est défini par:

\* En turbulent :

$$\lambda = 0,316 Re_D^{-1/4} \quad \text{pour } Re_D < 2.10^4$$

$$\lambda = 0,184 Re_D^{-1/5} \quad \text{pour } Re_D > 2.10^4$$

\* En laminaire :

$$\lambda = 64 / Re_D$$

d'où 
$$h_o = JH \cdot C_p \cdot V \cdot Pr^{-2/3} \quad (32)$$

Vu la configuration de l'échangeur ailetté, on suppose l'écoulement comme interne dans l'espace entre les ailettes. On définit alors le diamètre hydraulique de l'échangeur comme étant :

$$Dh = 4 A / P$$

et le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re_D = V_{max} Dh / \nu$$

$V_{max}$  : vitesse à l'intérieur de l'échangeur calculée à partir de l'équation de continuité :

$$Q = Conste = V_{max} s' = V S_o$$

$S_o$  : section de la canalisation,  
 $V$  : Vitesse dans la canalisation,  
 $s'$  : Section de passage de l'échangeur.

- Calcul du flux de chaleur échangée (Méthode NTU).

L'efficacité de l'échangeur notée "E" est définie comme étant une fonction de deux variables:

$$E = f [NTU ; C_{min} / C_{max}]$$

avec

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (33)$$

$$C_{min} = \min (C_a, C_e)$$

$$C_{max} = \max (C_a, C_e)$$

$$C_a = \dot{Q}_a \quad C_{pa} = \dot{M}_a \quad C_{pe}$$

$$C_e = \dot{Q}_e \quad C_{pe} = \dot{M}_e \quad C_{pe}$$

$\dot{M}_a, \dot{M}_e$  : représentent les débits massiques des fluides utilisés.

$C_{pa}, C_{pe}$  : représentent les chaleurs massique des fluides utilisés.

NTU est défini par les relations suivantes ou lu directement sur des abaques.

\*  $NTU < 0,25 \dots\dots\dots E = 1 - \text{Exp} [ - NTU ]$

\*  $NTU > 0,25 \dots\dots\dots E = 1 - \text{Exp} \{ - [1 - \text{Exp}(-Cr NTU)] / Cr \}$   
 $C_{min}$  brassé  
 $C_{max}$  non brassé

Cr est donné par :  $Cr = C_{min} / C_{max} \quad (34)$

On définit aussi l'efficacité de l'échangeur comme étant le rapport de la quantité de chaleur transportée à la quantité de chaleur maximale pouvant être échangée.

$$E = Q / Q_{max} = \frac{Q}{C_{min} (T_{ei} - T_{ai})} \quad (35)$$

$T_{ei}, T_{ai}$  : Températures du fluide à l'entrée de l'échangeur,  
 $Q$  : quantité de chaleur échangée,  
 $Q_{max}$  : quantité de chaleur pouvant être échangée.  
 On peut donc définir la Variation de la température des deux fluides:

$$\Delta T_a = Q / C_a \quad , \quad \Delta T_e = Q / C_e$$



Il est à la fois désirable et nécessaire de connaître à chaque instant les valeurs des différents paramètres tels que : vitesse, pression, température et débit..., dans un écoulement fluide. Pour cela, les techniques de mesure deviennent de plus en plus complexes vu la plus grande demande d'informations précises et détaillées exigeant des mesures au moyen d'équipements électroniques sophistiqués.

Globalement, on peut voir tout appareil de mesure constitué de trois éléments principaux :

- 1) Élément primaire (sensible) : capable de recueillir l'énergie au sein de la variable à mesurer.
- 2) Élément secondaire transforme l'énergie prise par l'élément primaire en travail mécanique, ou un déplacement.
- 3) Élément final : transforme, en général la mesure en une indication exploitable.

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser aux principes de base des mesures de certains paramètres de l'écoulement fluide et des appareils correspondants, voir leur fonctionnement.

## II - 1) Mesure de la vitesse :

La connaissance de la vitesse en un point ou en un ensemble de points à travers une section d'écoulement fluide sont souvent utilisées pour l'obtention de profil de vitesse, utile pour des études fondamentales ou pour l'obtention de la vitesse moyenne à partir d'intégration du profil de vitesse pour déterminer le débit.

En général, la mesure de la vitesse ponctuelle est impossible car toute sonde ou autre matériel de mesure occupe un espace, mais si la dimension de la sonde est très faible devant la section de l'écoulement on peut considérer alors la vitesse comme ponctuelle. La vitesse est mesurée indirectement, elle est déterminée à partir de la pression différentielle mesurée avec le tube de PITOT (appareil classique) ; néanmoins les méthodes modernes font appel aux techniques de l'anémométrie à fil/film chaud ou à l'effet Doppler (laser).

1'- a) Tube de PITOT :

C'est un appareil qui mesure la vitesse d'écoulement en évaluant la pression dynamique due à la vitesse. Son principe et sa constitution sont donnés par la fig(1). Le tube (1) mesure la pression totale  $P_{tot}$  définie par :

$$P_{tot} = P_s + \rho v^2/2 \quad (1)$$

Le tube (2) permet de mesurer la pression statique  $P_s$ .

Les deux tubes constituant les prises de pression sont branchés sur un manomètre différentiel type tube en U ; mesurant ainsi la différence de pression entre A et B.

$$\Delta P = P_{tot} - P_s = P_v \quad (2)$$

$P_v$  pression dynamique.

D'après le principe d'hydrostatique on a :

$$\Delta P = \rho_m g h \quad (3)$$

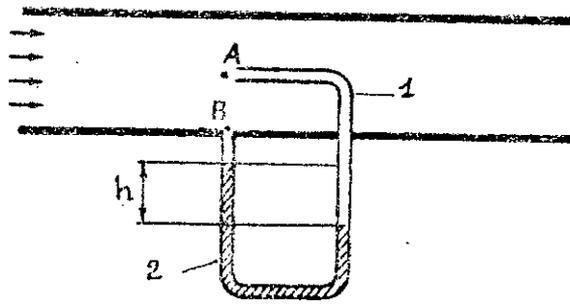
$\rho_m$  : masse volumique du liquide manométrique.

Des relations (1), (2) et (3) on déduit :

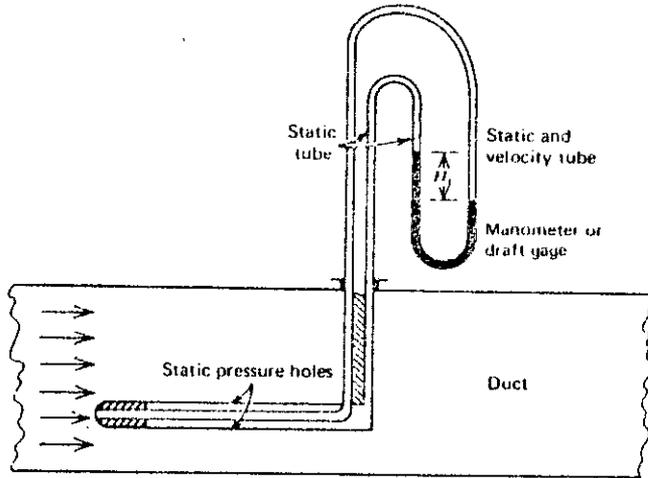
$$v = \left( 2 \rho_m g h / \rho_f \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Le système montré par la figure (1) est incorporé dans un même instrument connu sous le nom de "tube de PITOT combiné". Il consiste en un tube formé de deux cylindres concentriques, le premier sert à mesurer la pression totale et l'espace annulaire entre les deux cylindres sert à la mesure de la pression statique. Beaucoup de formes de tube de Pitot ont été adoptées pour diminuer l'erreur due à l'angle entre la vitesse du fluide et l'axe du tube.

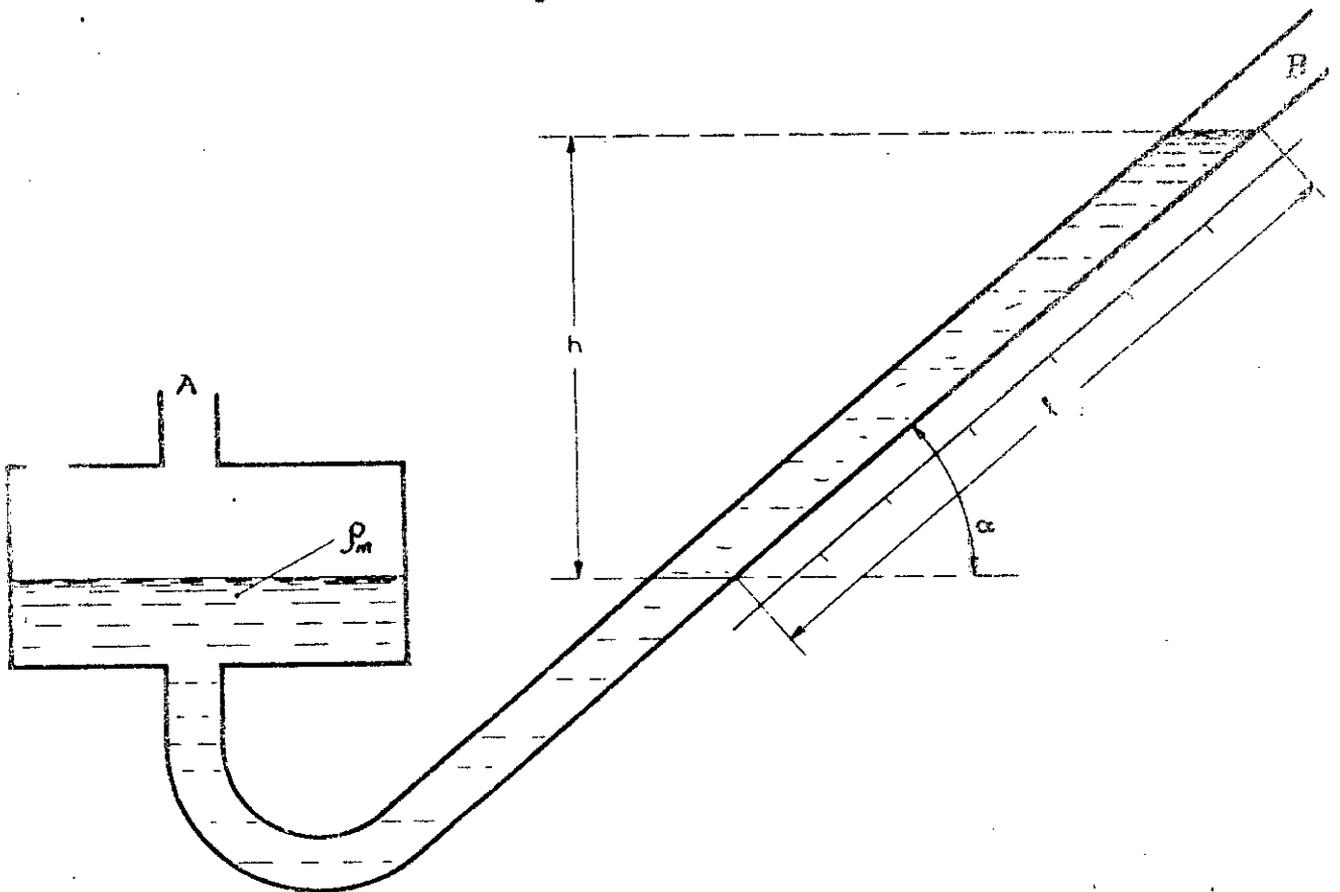
La pression statique relevée est sujet à des incertitudes dues au fait que les trous de pression sont exposés à des pressions sensiblement différentes de celles de l'écoulement libre. C'est pour cela qu'un coefficient de correction  $C_v$ , dépendant du type de tube, est introduit pour corriger la valeur indiquée ou calculée.



Fig(1)



Fig(2)



Fig(3). COLONNE A RESERVOIR POUR FAIBLES PRESSIONS

soit :

$$v = C_v \sqrt{2 \rho_m g h / \rho_f} \quad (4-a)$$

Donc tous les tubes sont calibrés, mais en générale ce coefficient est tres proche de l'unité, pour la majorité des tubes utilisés.

Le tube de PITOT mesure uniquement la vitesse moyenne même si des fluctuations de celle-ci sont enregistrées, mais elles ne peuvent être assimilées aux fluctuations de la vitesse dans le cas turbulent ; car le tube de PITOT, constitue un obstacle dans l'écoulement introduisant ainsi des perturbations additionnelles.

D'autres techniques ont été développées, parmi elles, l'anémométrie à fil/film chaud et l'effet Doppler qu'on développera ci-dessous.

Pour la mesure de la vitesse à l'aide du tube de PITOT, on utilise un manomètre différentiel incliné, voir fig. (3). Dans cet appareil on remplace l'une des branches du tube en U par un réservoir de grande section et on incline l'autre branche d'un angle "α". Par ce moyen, on agrandi l'échelle de lecture et l'appareil devient plus sensible aux faibles pressions.

La lecture "l" se fera sur une reglette placée en regard du tube incliné ; et comme :

$$h = l \cdot \sin \alpha$$

La pression à mesurer sera :

$$P = \rho_m g l \sin \alpha \quad (5)$$

L'avantage d'un tel appareil est la précision due à l'unique lecture "l" contrairement au tube U.

On notera :  $f = \sin \alpha$  : facteur d'inclinaison.

#### 1-b)- Anémométrie à fil chaud :

Un fil métallique fil ( $\phi = 5 \mu m$ , en tungstène-platiné) chauffé électriquement est placé dans un écoulement. A l'équilibre, la puissance électrique P nécessaire pour le chauffer à la température  $T_f$  supérieure à celle du fluide à étudier est égale à la quantité Q dissipée dans l'écoulement.

La quantité de chaleur transférée du fil au fluide est alors fonction de la vitesse du fluide, de l'écart de température entre le fil et le fluide, des propriétés physiques du fil et de ses dimensions, de l'orientation du fil et des propriétés physiques du fluide.

Le refroidissement du fil peut se faire par conduction rayonnement, convection forcée et convection libre ; si la température du fil n'exède pas 300°C, ce qui est généralement le cas, les effets de rayonnements peuvent être négligés, le refroidissement par conduction est minimisée par la conception des sondes.

La convection forcée directement liée à la vitesse est le phénomène le plus important.

#### Principe :

Le nombre sans dimension qui caractérise le transfert de chaleur est le nombre de Nusselt (Nu) qui dépend de six autres nombres sans dimensions :

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Ma}, \text{Kn}, \text{Tf}/\text{Ta}, \text{Gr}, \text{Pr})$$

$$\text{Re}_d = \frac{U \cdot d}{\nu} \quad : \quad \text{Nombre de Reynolds,}$$

$U$  = Composante de la vitesse normale au fil,

$d$  = Longueur caractéristique (diamètre) du fil,

$\nu$  = Viscosité cinématique du fluide,

$\text{Ma}$  = Nombre de Mach,

$\text{Kn}$  = Nombre de Knudsen (caractérise les effets raréfaction de l'air et n'intervient qu'aux faibles pressions).

$\text{Tf}/\text{Ta}$  = Rapport des températures du fil et du fluide

$$\text{Pr} = \frac{\nu_f}{h} \quad \text{Nombre de Prandtl, qui définit la nature de}$$

l'écoulement et peut dans le cas des gaz être très souvent assimilé à une constante avec  $h =$  diffusité thermique du fluide.

$Gr$  = Nombre de Grashof qui donne l'influence des forces de pesanteur sur l'écoulement et l'échange thermique et n'intervient qu'aux faibles pressions.

$$Nu_d = \frac{\alpha' \cdot d}{K}$$

avec :  $\alpha'$  = Coefficient de transfert de chaleur,  
 $K$  = Conductivité thermique du fluide.

La loi de transfert la plus utilisée est la loi de Kramers définie par :

$$Nu = 0,42 Pr^{0,2} + 0,57 Pr^{0,33} Re^{0,5} \quad (5)$$

valable dans le domaine:  $0,01 < Re < 10.000$

La quantité de chaleur cédée par le fil au fluide par unité de temps peut s'écrire :

$$Q = \alpha' \pi dl (T_f - T_a) \quad (7)$$

ou encore :

$$Q = \pi Kl Nu (T_f - T_a)$$

A l'établissement de l'échange thermique, on a :  $RI^2 = Q$

$RI^2$  = Energie produite par chauffage électrique du fil.

Soit la variation de la résistance du fil en fonction de la température :

$$R = R_0 (1 + \alpha (T_f - T_a))$$

$R_0$  = Résistance à la température de référence (généralement celle du fluide),

$\alpha$  = Coefficient de résistance thermique.

On peut donc écrire :

$$RI^2 = \pi Kl \frac{R - R_0}{\alpha R_0} Nu \quad (8)$$

ou encore :

$$\frac{R I^2}{R - R_0} = A + B U^{0,5}$$

En remplaçant NuD par la formule de Kramers on obtient :

$$\frac{R I^2}{R - R_0} = A + B U^{0,5} \quad (9)$$

avec :

$$\begin{cases} A = 0,2 (\pi k l / \alpha R_0) \cdot Pr^{0,2} \\ B = 0,57 (\pi k l / \alpha R_0) Pr^{0,33} (d / \nu)^{0,5} \end{cases}$$

Dans la pratique, les coefficients A et B ne sont pas calculés, mais déterminés expérimentalement (par calibrage).

Il existe deux Modes opératoires en anémométrie :

- Anémomètre à courant constant
- Anémomètre à température constante

Le fil est dans les deux cas l'une des branches d'un pont de Wheanstone ; la mesure de la tension de déséquilibre du pont est la mesure de la vitesse :

$$\frac{R I^2}{R - R_0} = A + B U^{0,5}$$

qui s'écrit :

$$\frac{V^2}{R (R - R_0)} = A + B U^{0,5}$$

Soit finalement :  $V^2 = A' + B' U^{0,5}$

En réalité l'exposant de U n'est pas exactement 0.5, il peut varier selon le fluide et la plage de vitesses.

La forme la plus utilisée généralement en anémométrie est :

$$V^2 = A' + B' U^n \quad (10)$$

En règle générale, il faut étalonner les fils chauds c'est à dire mesurer les valeurs de la tension  $V$  en fonction de différentes vitesses  $U$ .

#### \* Anémomètre à courant constant :

Cette méthode est utilisée surtout pour la mesure des températures; son principe est indiqué par la figure (5) la tension de sortie du pont  $V$  est donnée par :

$$V = R_3 i_2 - R_p i_1 = f(R_p)$$

Si on considère que  $R_3$ ,  $i_2$ ,  $i_1$  sont des constantes, on voit que  $V$  est une fonction linéaire de  $R_p$ ; comme la loi de variation de la résistance en fonction de la température est linéaire  $R = R_0 (1 + \alpha T)$ ,  $V$  est donc fonction linéaire de la température  $T_a$ . Ce qui n'est pas le cas pour la réponse en vitesse puisque.

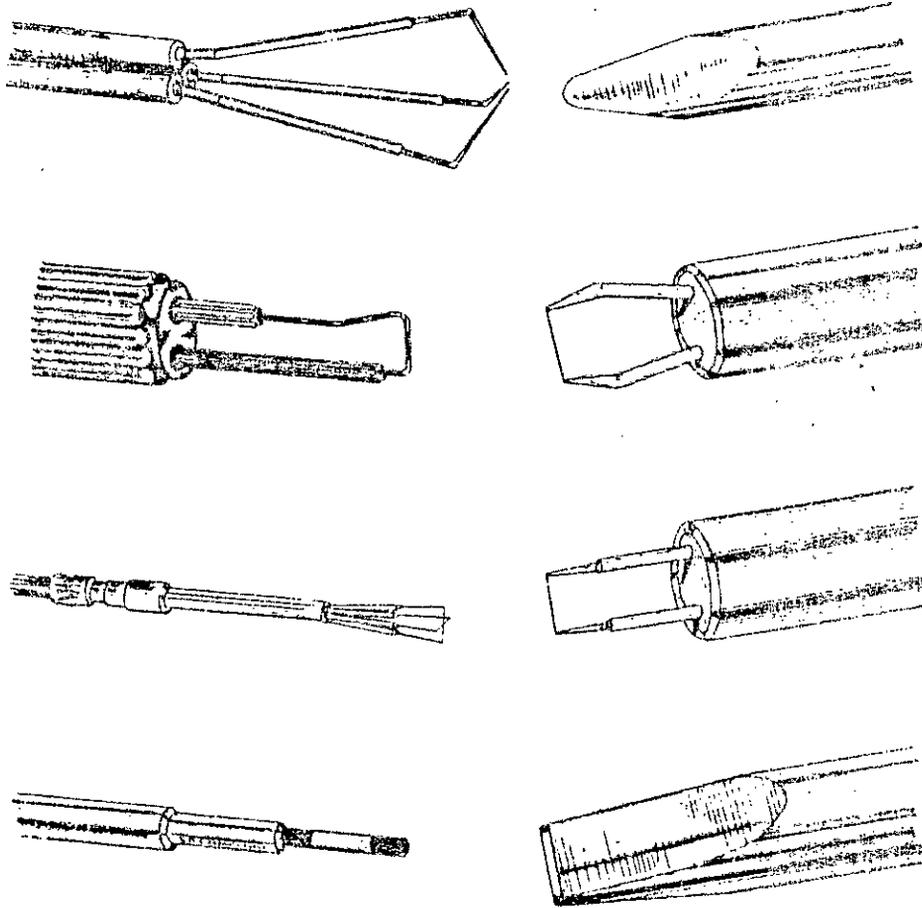
$$V^2 = A + B U^n$$

Le courant qui parcourt la sonde étant constant, la température de celle-ci dépend de la vitesse de l'écoulement dans lequel elle est plongée et si cette vitesse varie, la température varie, si l'on soumet le fil à une brusque variation, de vitesse, sa température atteint un nouveau régime d'équilibre au bout d'un temps qui peut être long comparé au temps que met le fluide pour passer d'une vitesse à une autre.

#### \* Anémométrie à température constante :

Le principe de la méthode est montré par la figure (6), on retrouve les 4 résistances et l'amplificateur de courant continu, on s'arrange pour qu'avec une tension d'entrée nulle, l'amplificateur délivre un courant "i", le système reste en équilibre.

Si  $R_p$  varie, une tension de déséquilibre prend naissance et le courant fourni par l'amplificateur varie. On s'arrange que cette variation de  $i$  ramène le pont à la position d'équilibre. On voit donc qu'on a réalisé l'asservissement de  $R_p$  donc de la température du fil. Aussi les variations du courant représentent les variations de la vitesse du fluide.



Fig(4) Fil et Film chauds

Fig. 5 — Schéma de principe de la mesure anémométrique à courant constant, du C.C.A.

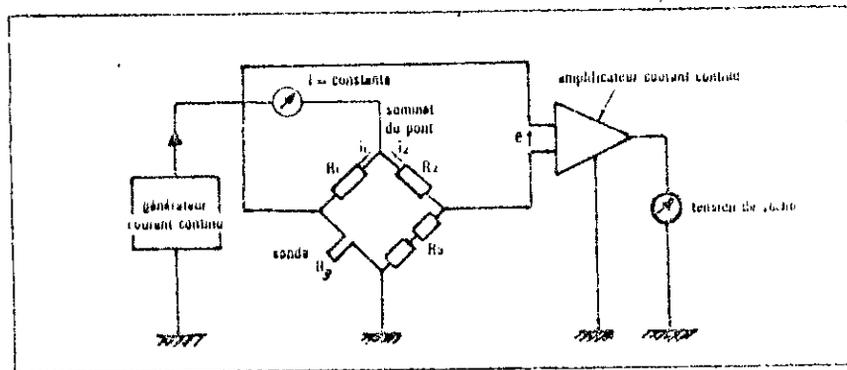
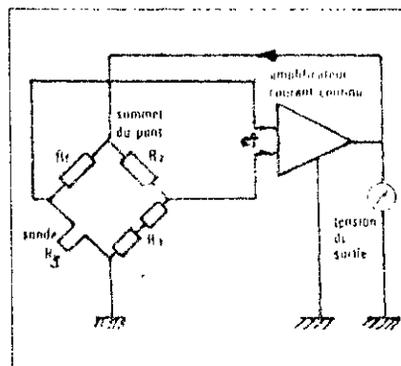


Fig. 6. — Principe de la mesure anémométrique à température constante ou C.T.A.



L'intérêt de la dynamique des fils chauds pour la mesure de la vitesse moyenne s'explique par la grande sensibilité aux faibles vitesses et la taille réduite du capteur. La mesure des fluctuations des vitesses est basée sur la mesure de la pente :  $dV/dU$  de la courbe d'étalonnage pour une vitesse moyenne donnée :

$$VRMS = V (1 \% \text{ turbulence})$$

$$VRMS = \frac{\bar{U}}{100} \cdot \frac{dV}{dU} \quad (\text{en volts})$$

$\bar{U}$  = Vitesse moyenne,

et en conséquence on obtient pour une valeur VRMS quelconque le taux de turbulence  $\tau$  suivant :

$$\tau = \frac{VRMS}{(dV / dU) \cdot \bar{U}} \cdot 100 \quad (\text{en } \%)$$

Dans le cas où l'on désire étudier la turbulence et où la vitesse moyenne  $U$  ne présente pas d'intérêt, le taux de turbulence peut être déterminé sans réaliser un étalonnage de la sonde.

Prenons la loi de King :  $V^2 = V_0'^2 + B U^n$

La différentiation de  $V$  par rapport à  $U$  donne :

$$\frac{dV}{dU} \cdot U = \frac{n}{2 \cdot V} (V^2 - V_0'^2)$$

d'où, pour  $n = 0,5$  :

$$\tau = 100 VRMS \cdot \frac{4V}{V^2 - V_0'^2}$$

L'avantage de cette technique réside dans le fait qu'elle nous permet de mesurer la vitesse moyenne et ces fluctuations dans le cas du régime turbulent. Néanmoins elle ne peut être utilisée dans les écoulements à grandes vitesses, à cause du fait de la fragilité du fil.

1-c)- Anémométrie DOPPLER à Laser :

Malgré tout leur intérêt, les techniques d'anémométrie à fil chaud sont parfois difficiles à utiliser, voir impossible, ceci est du au fait que le fil est un Elément relativement fragile, qu'il perturbe l'écoulement, malgré ses faibles dimensions, qu'il est sensible à d'autres paramètres que la vitesse du fluide. Ainsi l'étude des flammes, des milieux corrosifs est pratiquement impossible par fil chaud et l'étude des mélanges reste tres complexe.

Ces quelques remarques soulignent l'intérêt que peuvent présenter des méthodes optiques ; donc sans contact, ainsi ont est amené à exploiter l'effet DOPPLER qui affecte la lumière diffusée par les particules en suspension dans un fluide en mouvement. L'étude du décalage entre les fréquences des ondes incidentes et diffusées caractérisant l'effet DOPPLER, nécessite l'utilisation d'une source monochromatique. L'obtention d'une source ponctuelle nécessite une lumière à faible divergence et à intensité suffisante ; ces considérations ont conduit au choix du Laser comme source lumineuse.

Principe de la mesure :

Si l'on considère un rayon lumineux qui heurte une particule en suspension dans un fluide animé d'une vitesse  $V$ , la fréquence de l'onde diffusée a pour expression :

$$F_{diff} = F_i + \frac{1}{\lambda_j} (\vec{e}_{diff} - \vec{e}_i) \cdot \vec{V} \quad (11)$$

$\lambda_i$  : longueur d'onde incident,  
 $F_i$  : Fréquence de l'ordre onde,  
 $\vec{e}_{diff}$ ,  $\vec{e}_i$  : vecteurs unitaires des ondes incidente et diffusée.

Il est possible d'obtenir le battement de fréquence  $F_b$  par :

$$F_b = F_{diff} - F_i$$

Cette fréquence peut encore s'écrire :

$$F_b = 2 \sin(\theta/2) V / \lambda_j$$

d'où :

$$V = \lambda_i F_b / 2 \sin(\theta/2) \quad (12)$$

- où :
- $\theta$  : Angle de l'onde diffusée avec l'onde incidente dans la direction de l'observation.
  - V : Composante de la vitesse.

L'application de cette méthode nécessite impérativement :

- L'écoulement doit être transparent,
- L'existence de particules, diffusantes en quantité suffisante et de dimensions convenables.

Les applications de l'anémométrie DOPPLER à laser sont très nombreuses et restent encore à définir et à exploiter.

Cette technique semble être même adaptée pour l'étude des écoulements de petites dimensions (tubes capillaires, plaquettes miniaturisées) et ceux de grandes dimensions (grands tunnels à eau, écoulements dans les turbines et les réacteurs, où il est impossible d'introduire une sonde).

L'anémométrie à laser est également bien adaptée pour :

- Les mesures dans les gaz : la procédure étant délicate en raison du manque de particules diffusantes d'où le recours à une éventuelle contamination artificielle ; par exemple : utilisation d'une pulvérisation de liquide tel que l'eau et l'huile au silicone ou encore des vapeurs de chlorure d'ammonium.

- Les mesures dans les liquides : il existe différentes manières de procéder ; par exemple l'utilisation de poudre d'oxyde de fer ou d'autres pigments colorés. On peut aussi utiliser des billes en polystyrène (dans l'eau distillée par exemple).

Une autre application importante est l'étude des gaz de combustions et surtout l'étude des flammes, ce qui était jusqu'à présent impossible ; de nombreuses études dans les fluides non-newtoniens ont été réalisées.

## 2)- Mesure de température :

Comme la vitesse, la température est un paramètre essentiel d'un écoulement ; la connaissance de sa valeur en différents points de la section nous permet de déterminer le profil thermique, intéressant pour les études fondamentales, ainsi que les coefficients d'échange et autres paramètres thermodynamiques du fluide dépendant de la température (humidité par exemple).

Pour sa mesure, plusieurs capteurs de plus en plus précis et fiables ont été mis au point. On utilise différents principes de fonctionnement basés sur la variation en fonction de la température de certaines propriétés physiques des matériaux.

Exemple : la dilatation d'un liquide (thermomètre à mercure), la variation de la résistivité (sonde à résistance de platine), la variation du rayonnement électro-magnétique des corps (pyromètre optique) et l'effet thermoélectrique dans un large domaine de température ; l'utilisation de celui-ci a donné naissance aux capteurs appelés "thermocouples", leur utilisation est extrêmement répandue vu leurs progrès technologiques.

### 2-a)- Thermomètre à liquide:

L'appareil est constitué par un réservoir, un bulbe en verre contenant un liquide de communication avec un tube capillaire en verre fermé à son extrémité, une échelle portant une graduation en degrés de température. La dilatation du liquide avec la température est à la base du principe de mesure ( $V_t = V_0 (1 + \beta t)$ ).

Cette loi étant linéaire, l'échelle sera donc linéaire les liquides courants sont : Mercure, Alcool, Pentane.

### 2-b)- Thermomètres utilisant les propriétés thermo-électrique :

#### 2-b-1) Thermomètre à Résistance :

On utilise un conducteur métallique ayant une résistance  $R$  variable (augmentant) avec la température et donné par :

$$R_t = R_0 (1 + \alpha t)$$

$R_0$  : résistance à  $t = 0^\circ\text{C}$ ,  
 $\alpha$  : Coefficient de variation de résistance,  
 $t$  : Température.

#### Principe :

Le principe de la mesure est illustré par la fig. (7) la résistance  $R_s$  (ou sonde) est soumise à la température à mesurer.

Comme :

$$i = E / [ r + r_l + R_s + R_g ]$$

donc si  $R_s$  varie avec la température, "i" varie, le galvanomètre indicateur varie (ces indications données par G sont en °c directement).

En réalité les variations de "i" ne proviennent pas uniquement de celles de  $R_s$  :

-  $R_g$  et  $r_l$  varient avec  $t$  °C et font varier "i" de façon très sensible.

- La pile se décharge dans le temps, E diminue et "i" varie.

Toutes ces causes d'erreurs faussent la valeur de "i" donc celle de la température.

#### - Mesure avec pont de Wheanstone :

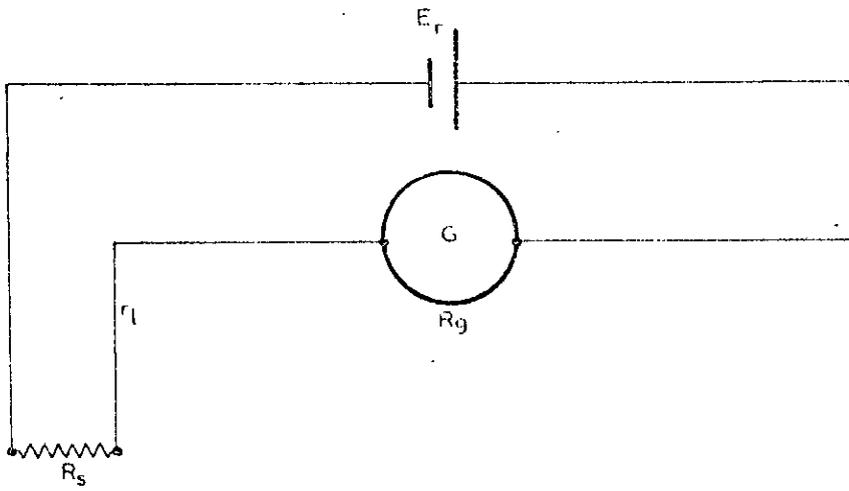
On réalise un appareil selon le montage de la fig. (8). La pile "P" alimente le pont de Wheanstone dont l'une des branches est la sonde  $R_s$ .

A l'équilibre du pont :

$$(R_1 / R_2) = (R_3 / R_s)$$

et le galvanomètre G indique 0.

Supposons que  $R_0 = 100 \Omega$  lorsque la sonde est à  $0^\circ\text{C}$  et le pont s'équilibre pour la position A du curseur "C"; l'index indique lui  $0^\circ\text{C}$ .



Fig(7)-THERMOMETRE A RESISTANCE

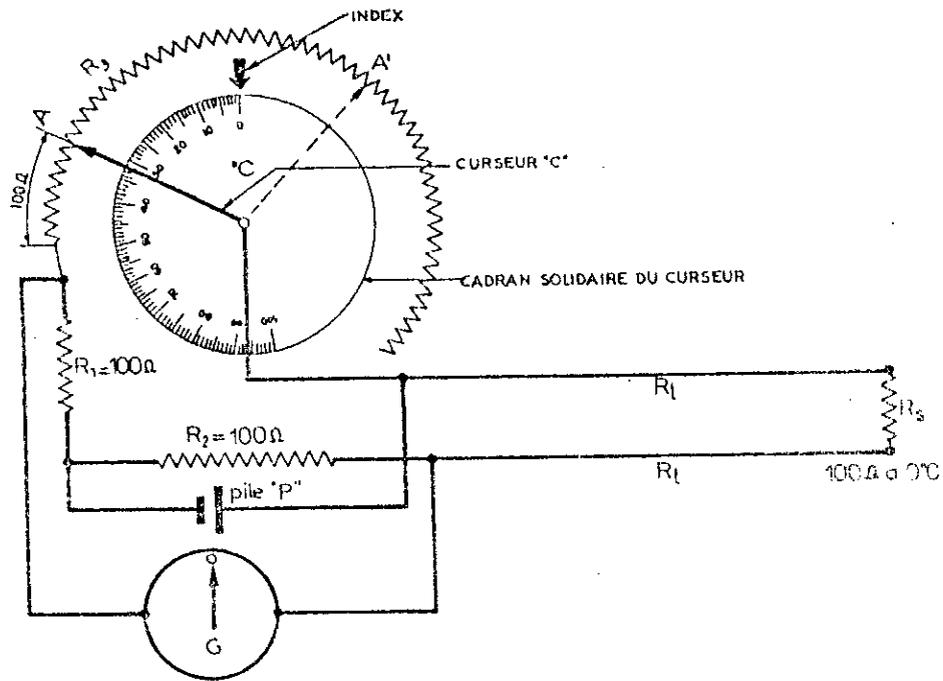
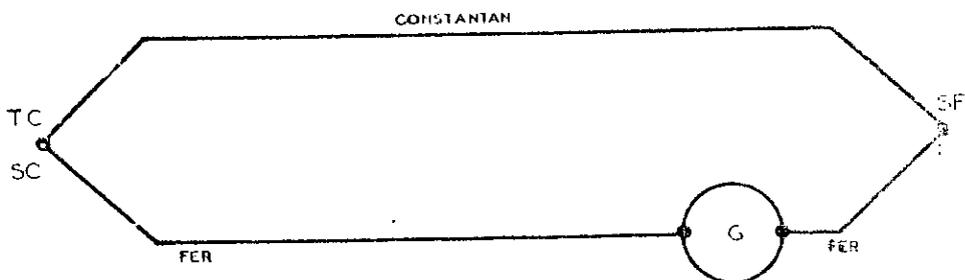


Fig.(8)-Mesure avec pont de WEANSTONE.



Fig(9)-THERMOCOUPLE - MESURE AVEC GALVANOMETRE

Si la température de la sonde s'élève,  $R_s$  augmente et le pont se déséquilibre. Il faut alors faire déplacer le curseur à une nouvelle position d'équilibre du pont (point A en pointillés, par exemple) et on lit la valeur de la température correspondante à  $R_s$  sur le cadron. Ce montage présente l'avantage d'être indépendant des variations de la f.e.m de la pile.

## 2-b-2)- Thermocouples :

### 1)- Principe physique - effet thermoelectrique :

Lorsque deux métaux en alliages différents sont reliés entre eux à une extrémité et que cette dernière est chauffée ou refroidie, il apparaît entre les bornes du couple ainsi constitué une force électromotrice. Cette f.e.m est mise en évidence lorsqu'on relie le couple à un appareil de mesure.

Elle dépend de la différence de température qui existe entre la jonction des deux métaux appelés communément "soudure chaude" et les bornes du couple constituant la "soudure froide" (soudure de référence), voir fig.(9).

### 2)- Description :

Les thermocouples se présentent souvent sous forme de câbles blindés à isolant minéral, de faible diamètre, très flexibles et robustes. Ils se composent de :

- Deux fils constituant le thermocouple.
- un isolant minéral en poudre très fortement comprimée garantissant un parfait maintien des conducteurs et un bon isolement.
- Une gaine métallique continue assurant une protection mécanique et chimique du couple.

A l'une des extrémités les fils et la gaine sont soudés pour former la soudure chaude S.C. Les métaux servant à fabriquer un couple sont livrés par paires par les fabricants. Il existe plusieurs types de couples.

Tableau :

Symbole	Nature du thermocouple	Polarité	Gamme de température en °C	Sensibilité moyenne en $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$
K	Chromel Ni-Cr Alumel Ni-AL	+ -	-270 à +1372	41
J	Fer-Constantan	+ -	-210 à +760	55
E	Chromel Constantan	+ -	-270 à +1000	69
S	Platinerhodié 10% Platine	+ --	-50 à +1767	12

On donne toujours dans un couple en premier le métal correspondant à la polarité (+).

- Description du circuit de mesure :

\* Circuit élémentaire :

On réalise le circuit d'après, le schéma de la fig. (9)

Le couple TC ou soudure chaude SC est placée à l'endroit de la température à mesurer, il est relié à un galvanomètre G par des fils de mêmes natures que lui. Le galvanomètre est intercalé entre les deux métaux à la soudure froide SF.

Supposons que la soudure froide soit à  $0^\circ\text{C}$ , la f.e.m de la soudure refroidie égale à 0 mv.

Si la SC est à  $0^\circ\text{C}$  la f.e.m de la SC est égale à 0mv et le galvaomètre indique 0.

Si la soudure chaude SC est à la température  $T_c$ , la f.e.m de SC correspond à  $T_c$  et la fem mesurée par le galvanomètre est égale à :

$$\text{f.e.m mesurée} = \text{f.e.m } T_c - \text{f.e.m SF}$$

$$\text{f.e.m mesurée} = \text{f.e.m } T_c$$

Il suffit donc de déterminer la relation qui lie la f.e.m indiquée par le galvanomètre à la température à mesure ; par ce fait on réalise l'étalonnage du thermocouple.

Remarque :

En général, la soudure froide SF n'est pas à 0°C ; la f.e.m mesurée sera donc égale à :

$$\text{f.e.m mesurée} = \text{f.e.m } T_c - \text{f.e.m } T_F$$

Donc, on ne mesure plus  $T_c$ . Il faut donc un système de compensation de la soudure froide.

\* Compensation de la soudure froide :

- Par glace fondante (fig.(10)):

On place la SF dans la glace fondante, sa température est ainsi maintenue à 0 et on revient au principe vu plus haut. Ce moyen simple de compensation est utilisé en laboratoire par exemple; Par contre, il est inacceptable en mesure industrielle.

- Compensation par Bilame :

On place un bilame à l'intérieur d'un galvanomètre. Ce bilame est attelé à l'extrémité du spiral d'équilibre du galvanomètre. Il décale tout l'équipage mobile en se déformant avec la température (schéma(11)).

\* Méthodes de Zero pour thermocouple :

On réalise le montage de la fig.(13), dont le schéma équivalent est donné par la fig.(15); on a remplacé le thermocouple  $T_c$  par la pile "e".

Si la tension de "e" montée en opposition de la tension entre A et B (VAB) sont égales, le galvanomètre indique Zero. Dans le cas contraire, on déplacera le curseur sur le fil calibré AC jusqu'à ce que "e" et VAB soient égales. En repérant la position du curseur sur AC, on peut trouver la valeur de VAB :

$$VAB = E \quad RAB / (r + RAC) = e$$

comme:  $e = \text{f.e.m } T_c$ , on peut donc évaluer la température du couple  $T_c$ .

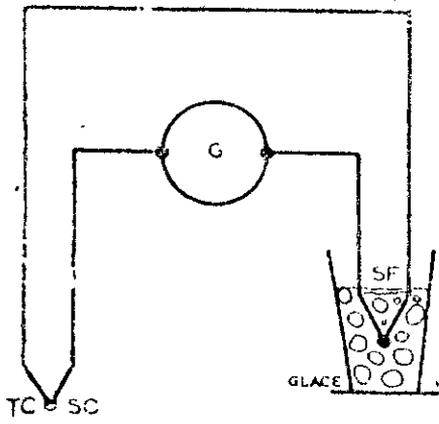


Fig (10) COMPENSATION DE LA SF

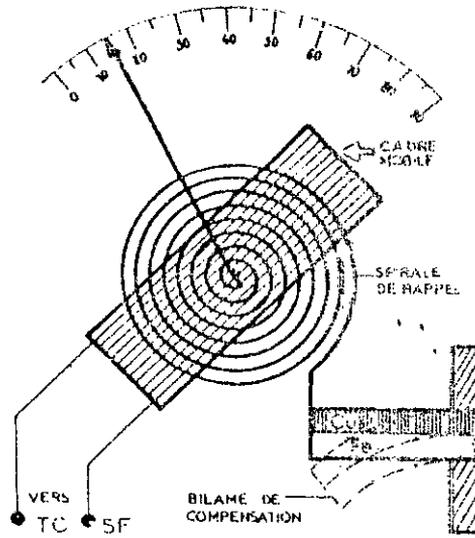


Fig.(11) COMPENSATION PAR BILAME

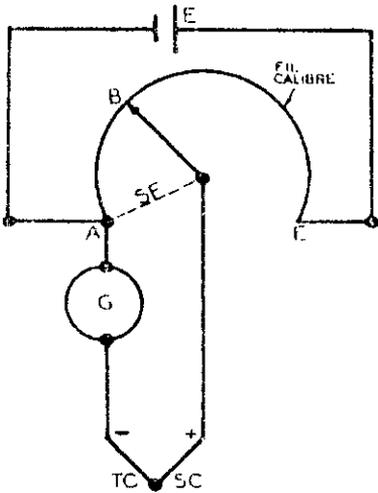


Fig.(12) METHODE DE ZERO

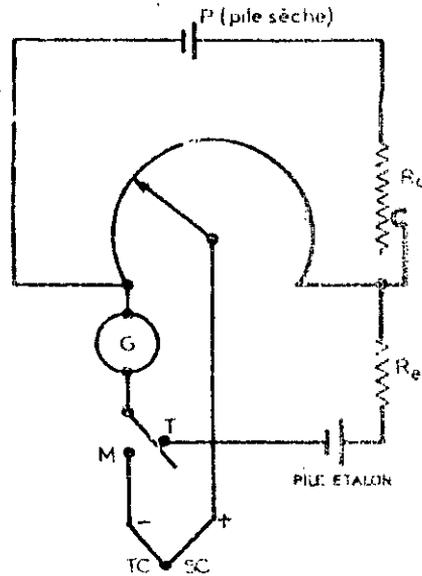
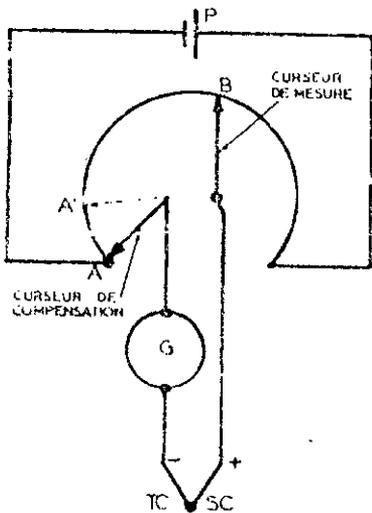
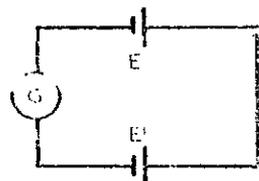


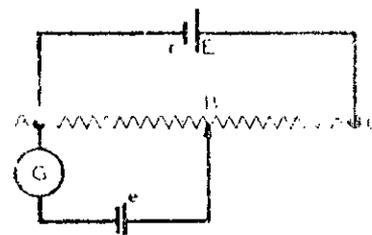
Fig.(13) METHODE DE ZERO (shorage)



Fig(14) COMPENSATION DE SF PAR DECALAGE



(a)



(b)

Fig. METHODE DE ZERO

L'inconvénient de cet appareil est la variation de la tension E dans le temps, donc de VAB aussi d'où une fausse mesure de température. Pour pallier cette situation on modifie le schéma précédent en réalisant le montage de la fig.(14).

On dispose d'une pile P de f.e.m plus grande que nécessaire. On chute une partie de la tension à travers un Rhéostat de tarage Rc.

Une pile étalon capable de délivrer une tension invariable permet de tarer la pile P et ne doit pas débiter, pour cela on place en série avec elle une résistance Re.

- Tarage :

Pour effectuer le tarage, on manoeuvre l'inverseur en le plaçant sur la position T (tarage). On déplace ensuite le curseur du rhéostat Rc jusqu'à le galvanomètre indique 0. A ce moment là la tension chutée à travers Rc est égale à la tension étalon. Le tarage est alors effectué.

On repasse l'inverseur en position M (Marche) et l'appareil fonctionne comme l'appareil précédent. Ce montage n'est valable que dans le cas où la température de la soudure froide SF est 0°C, ce qui n'est pas le cas en général. Il faut donc prévoir un dispositif de compensation de soudure froide. Parmi les solutions possibles :

\* Compensation manuelle par décalage de l'échelle ou à double curseur :

Le principe est donné par la fig.(14). Pour simplifier on a supprimé le dispositif de tarage. Le pôle négatif du Tc est relié par un curseur au fil calibré.

Lorsque la soudure froide est à 0°C, nous avons le curseur de compensation au point A et la f.e.m de la soudure froide égale à 0mV, f.e.m mesurée = f.e.m SC - 0 = VAB

Si la soudure froide est différente de Zero, nous avons f.e.m Sf = VAA'.

On décale le curseur de compensation de A en A' et la f.e.m mesurée = f.e.m SC - f.e.m SF.

$$VA'B = f.e.m SC - VAA'$$

inc

$$VA'B + VAA' = f.e.m SC - VAB$$

L'inconvénient de cet appareil est qu'on est obligé d'effectuer manuellement les opérations (recherche de zéro). Un perfectionnement supplémentaire a été apporté à l'appareil pour qu'il s'équilibre automatiquement.

Actuellement, les appareils utilisés sont à affichages électronique de la température du couple.

### 3)- Mesure de l'humidité :

L'humidité est un paramètre aussi important que la vitesse et la température. Sa connaissance est primordiale dans de nombreux processus de fabrication et de tests exemple du séchage du papier, textile, dans le but d'augmenter la qualité du produit. Ainsi que pour le confort humain en milieu hospitalier, laboratoire salle d'ordinateur, bibliothèque etc,.... Le principe psychrométrique est à la base de la mesure de l'humidité.

#### \* Psychrométrie :

L'air humide est vu comme un mélange d'un gaz et d'une vapeur d'eau condensable, son humidité est déterminée à partir de mesures faites avec un psychromètre constitué par un ensemble de deux thermomètres ; l'un sec donne la température sèche  $T_s$ , l'autre dont le bulbe est recouvert d'une mèche en coton saturé d'eau donne la température humide  $T_h$  qui sera toujours inférieur à  $T_s$ . Connaissant  $T_s$  et  $T_h$ , il nous est facile de déterminer l'humidité relative à l'aide d'un diagramme dit "Psychrométrique".

#### \* Diagramme psychrométrique :

Le diagramme psychrométrique fondamental consiste en un graphique de la température du thermomètre sec (abscisse) et l'humidité absolue (en ordonnée) sur lequel sont tracées les lignes d'humidité relative constante et de température humide constante (voir fig.(16)),  $T_s$  et  $T_h$  étant connues, on cherche le point de rencontre de la ligne correspondant à  $T_s$  avec le prolongement de l'isotherme de correspondant à la température humide et on lit sur la ligne d'humidité de l'air passant par ce point; comme on peut lire aussi l'humidité absolue et l'enthalpie de l'air.

DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE  
pour une pression de 1013,25 mbar

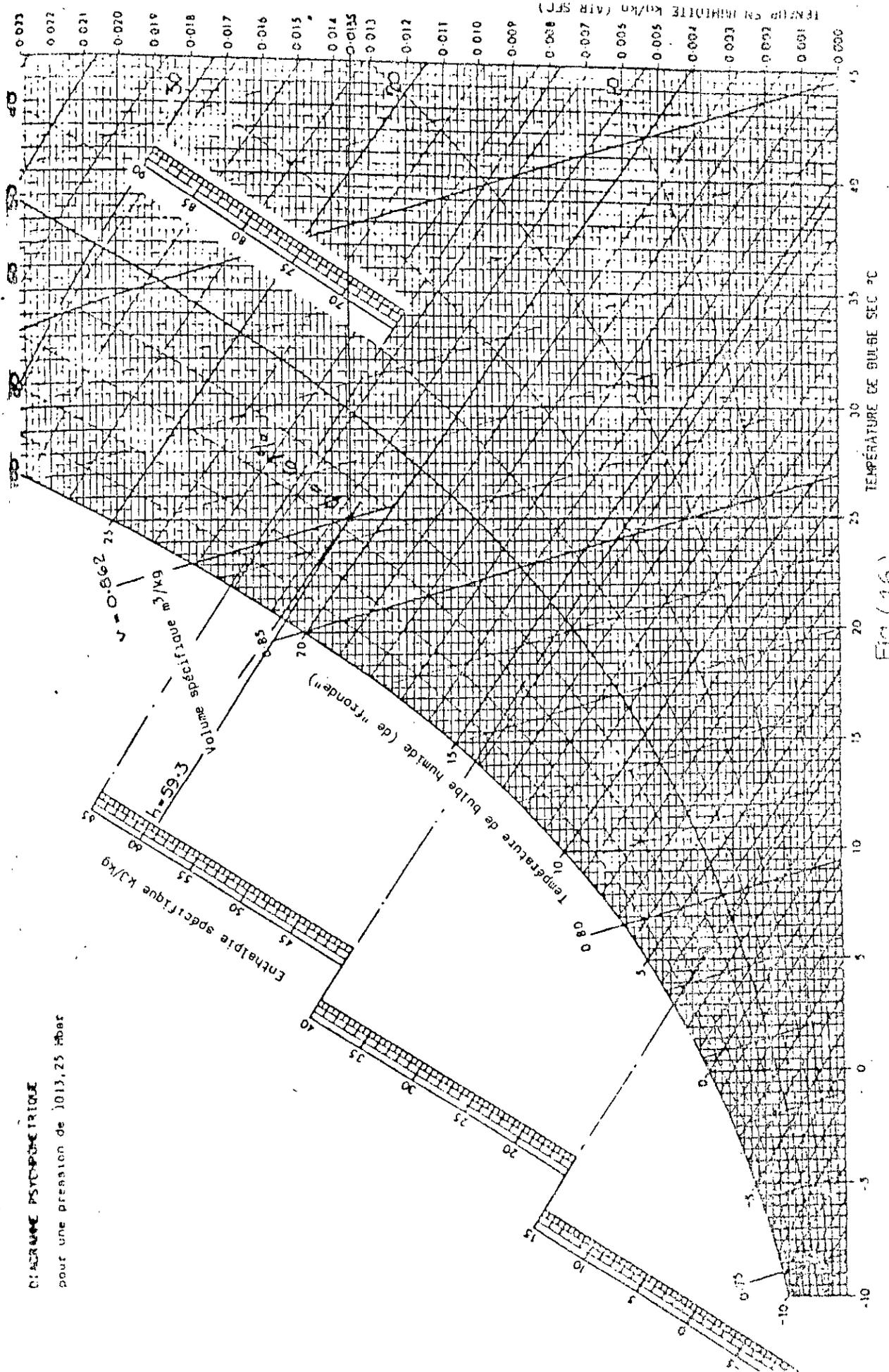


Fig. (16)

\* Définitions :

- Humidité relative :

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \quad (13)$$

Avec :  $P_v$  : pression partielle de la vapeur,  
 $P_s$  : pression de saturation à la même température.

- Humidité absolue :

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad (14)$$

$m_v$  : masse de vapeur,  
 $m_a$  : masse de l'air sec

La vapeur et l'air sont considérés comme des gaz parfaits, alors on peut écrire :

$$m_v = \frac{P_v v}{R_v T} = \frac{P_v V M_v}{R_v T}$$

$$m_a = \frac{P_a v}{R_a T} = \frac{P_a V M_a}{R_a T}$$

où 
$$W = m_v / m_a = \frac{M_v P_v}{M_a P_a}$$

soit ,  $w = 0,622 [P_v/P_a]$  (15)

En combinant (14) et (15), on obtient la relation:

$$\phi = \frac{w P_a}{0,622 P_s} \quad (16)$$

Cette manière de procéder comporte nécessairement des erreurs dues à la lecture sur les thermomètres et sur le diagramme psychrométrique. Des appareils électroniques de

tres grandes précisions basés toujours sur le principe psychrométrique ont été conçus. Ils permettent une lecture numérique directement des valeurs des grandeurs :

- Température,
- Humidité relative,
- Humidité absolue,
- Pression de vapeur,
- Point de rosé,
- Enthalpie.



La soufflante avec veines d'essais interchangeables CD49 constitue l'équipement pour faire des essais de ventilation ainsi que des expériences de transferts thermiques et de mécanique des fluides.

Elle peut indifféremment recevoir des ventilateurs (centrifuge ou axial) ou des échangeurs de chaleur de divers types afin de faire des études de :

- \* Transfert thermique,
- \* conditionnement d'air,
- \* de ventilation,
- \* profiles de vitesses, etc.....

De construction légère, la canalisation d'air est calorifugée et résiste à la corrosion. Construite suivant les spécifications BRITISH STANDARD, la section de la canalisation est facilement démontable pour permettre un rangement compact.

La hauteur de travail est convenable et le montage est soit sur banc fixe, soit sur chariot mobile, voir figures (1) et (2).

1) - Eléments constituant la soufflante :

1 - 1) - Eléments standards :

a) Canalisation d'air :

Construite entièrement en bois contre-plaqué, recouvert de formica blanc lisse. La section a 150 mm de large et 300 mm de haut. Elle est fournie avec l'élément de canalisation simple la longueur totale est de 1950 mm.

b) Ventilateur Centrifuge :

Il permet d'aspirer l'air à travers la canalisation et de le refouler dans l'atmosphère. L'ouverture de refoulement est munie d'une plaque coulissante pour le réglage du débit d'air. Il possède une seule entrée ayant approximativement 20 cm de diamètre et un orifice de refoulement de 90\*90mm. Le ventilateur est du type SC 5A. Il est entraîné par un moteur monophasé 50 Hz directement fixé à l'arbre du ventilateur :

Fig(1) - SOUFFLANTE TD49 -

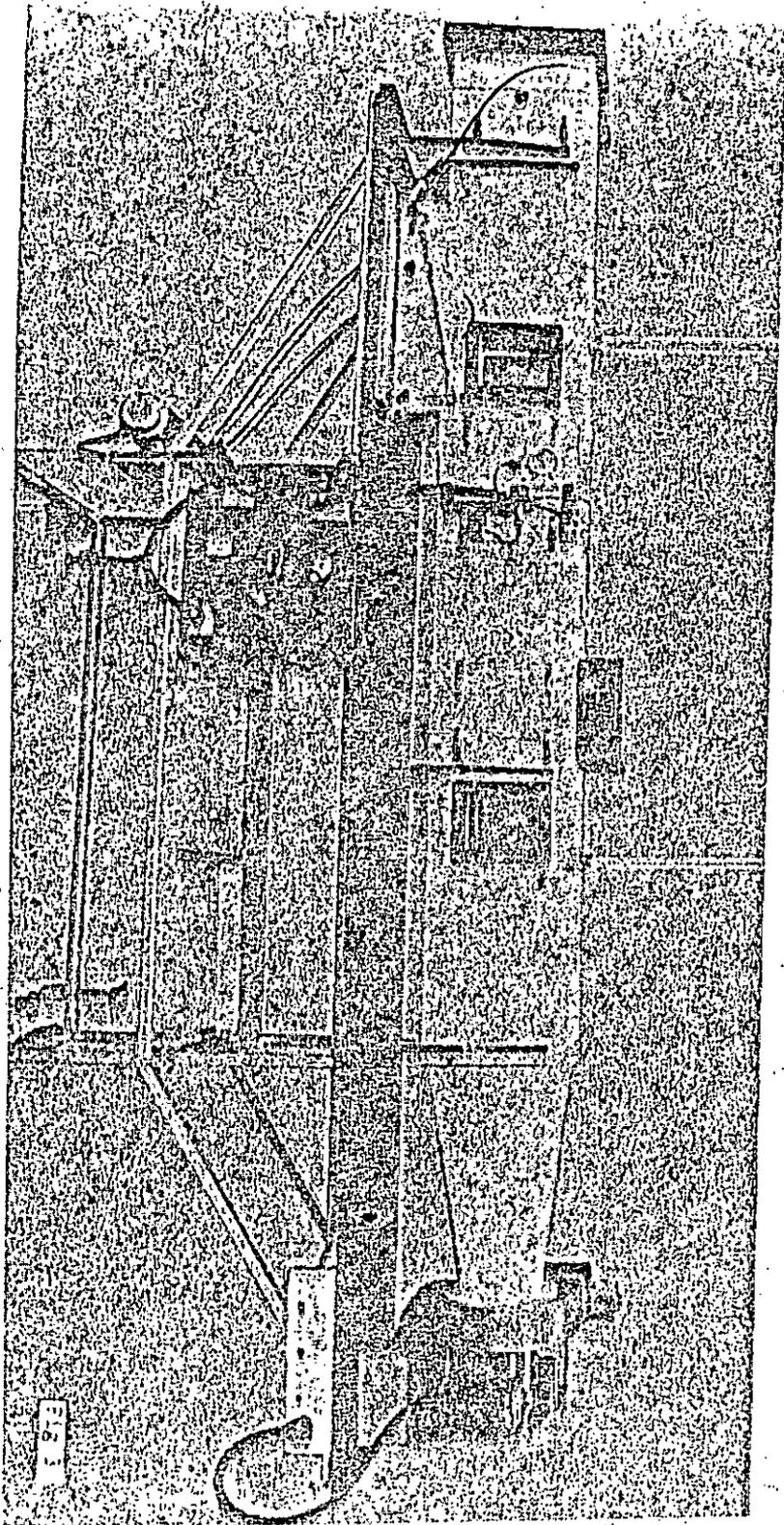
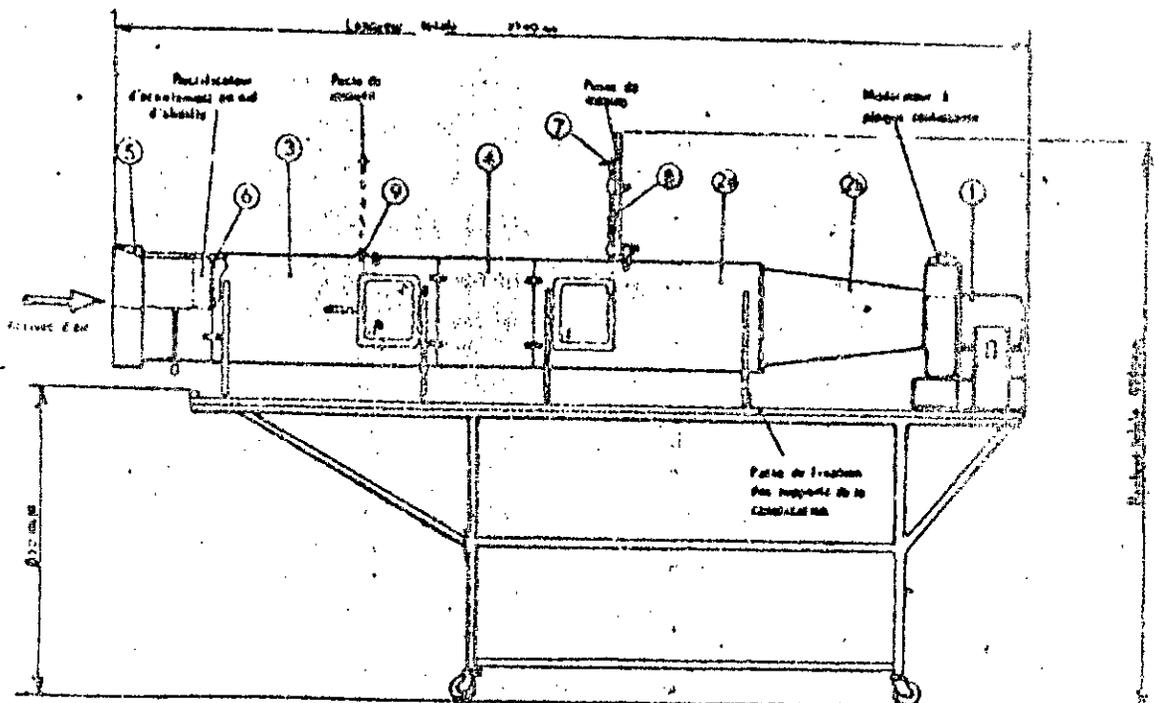


Fig - 2 - CONSTITUTION DE LA SOUFFLANTE TD 49



Largeur minimale : 570 mm  
Poids net : 230 kg

- 1- Unité ventilateur-moteur
- 2a- Canalisation de sortie de section rectangulaire
- 2b- Canalisation de sortie adaptée aux formes du ventilateur
- 3- Canalisation d'entrée
- 4- Canalisation d'essai simple
- 5- Canalisation d'arrivée d'air
- 6- Logement de l'obstacle à l'écoulement  
( utilisé dans le cas du ventilateur )
- 7- Tube de Pitot
- 8- Unité d'exploration de la veine d'air
- 9- Plaque d'étanchéité

Le moteur consomme 4,6 A sous 220/240 V et sa vitesse de rotation est de :

$$N_c = 2850 \text{ (tours/mn)}$$

Ce ventilateur permet une vitesse maximale de 7 m/s dans canalisation avec un débit nominal de 31,15 m<sup>3</sup>/mn.

c) Ventilateur axial :

C'est un ventilateur à seul étage, d'un diamètre de 24,2 cm et d'une longueur de 21,8 cm. Le rotor possède 10 pales, et le moteur est fixé à l'enveloppe par 4 tiges en acier.

Le moteur est du type protégé, alimenté sous 220/240 V à 50 Hz. Il consomme 1,5 A et sa vitesse de rotation est :

$$N_a = 2700 \text{ (tours/mn)}$$

Des démarreurs monophasés à boutons poussoirs sont montés sur des consoles adjacentes à chacun des deux ventilateurs.

d) Tube de Pitot :

Permet de mesurer la pression statique, totale ou différentielle construit suivant les spécifications BRITISH STANDARD, manoeuvrable avec une précision de 1mm.

e) Manomètre de précision :

Inclinable, monté sur un banc séparé, avec quatre gammes de mesures :

(0 - 12,5), (0 - 25), (0 - 50), (0 - 250) en mm d'eau.

1 - 2)-Eléments en option :

TD49a : Elément de transfert de chaleur à tubes cylindriques lisses,

TD49b : Elément de transfert de chaleur à tubes ailettes,

TD49c : Serpentin destiné à être connecté avec le banc de réfrigération pour les essais de climatisation.

TD49d : Deux grilles en fil de résistance électrique et le thermomètre étalonné correspondant, pouvant être utilisés avec les différents éléments ci-dessus pour mesurer la différence de température de la veine d'air entre l'amont et l'aval de l'échangeur.

TD49e : Chariot complet avec étagère de rangement en dessous, un plateau de travail en bois recouvert de formica, des roulettes et des pieds retractables.

## 2)- Description générale :

### 2 - 1)- La canalisation :

L'appareil est constitué d'une canalisation rectangulaire qui est conçue et construite en plusieurs sections assemblées fermement à l'aide d'attaches à action rapide. Des supports sont situés en quatre points sur la longueur de la canalisation. Celle-ci et son entrée conique sont conformes aux spécifications BRITISH STANDARD. Les sections d'entrée et de sortie de la canalisation sont séparées par un élément central à parois lisses qui peut être remplacé facilement par les échangeurs thermiques en option et par un élément de réchauffage électrique. Un système de tranquillisation de l'écoulement est placé en amont des échangeurs.

Des regards en verre double sont disposés en aval et en amont, sur les deux faces latérales des sections centrales interchangeables. Ils permettent l'observation des échangeurs pendant les essais. Un regard au dessus du serpentin de refroidissement permet une observation détaillée du processus de refroidissement de l'air et de l'état de surface du serpentin.

Le ventilateur centrifuge aspire l'air à travers la canalisation et possède des dispositifs de réglage du débit, en l'occurrence un régulateur à tiroir.

Le ventilateur à écoulement axial, fourni avec une canalisation adaptée à sa forme circulaire, permet de remplacer rapidement le ventilateur centrifuge. Des écrans, présentant des résistances diverses à placer dans l'entrée conique, constituent un moyen de faire varier le débit.

La pression statique à l'entrée de la canalisation est mesurée avec le manomètre de précision standard, inclinable, multi-gamme. Elle permet de calculer les débits. Quatre prises de pression, disposées au centre de chacune des faces de la canalisation, sont destinées à ne donner qu'une seule connexion au manomètre qui indique ainsi la pression moyenne.

2 - 2)- Élément TD49a à tubes lisses pour transfert thermique liquid-Air :

Cet élément comprend un ensemble de 33 tubes en cuivre, de diamètre extérieur 15,9 mm avec une épaisseur de paroi de 1,63 mm. Ils sont disposés verticalement en trois rangées de 11 tubes dans la section de canalisation qui est construite en formica blanc de 16 mm. Ils passent à travers le haut et le bas et sont soudés de façon à former des plaques de tubes sur lesquelles sont boulonnés des éléments rapportés, modulés de façon spéciale. Ces éléments rapportés sont interconnectés de façon que l'écoulement du liquide à travers les tubes puisse se faire avec les trois rangées de tubes en série (circulation simple) ou en parallèle (circuit triple).

2 - 3)- Élément TD49b à tubes ailettés :

Cet élément est constitué de 6 tubes en cuivre à ailettes extérieurs avec un diamètre de 15,9 mm pour une paroi de 0,92 mm. Des ailettes de 33,5 mm de diamètre pour une épaisseur de 0,38 mm sont enroulées en spirale le long des tubes ; 47 ailettes sont disposées le long des 300 mm de tube. La surface totale de ces tubes à ailettes sont identiques à ceux utilisés dans l'élément TD49a.

Des raccords étanches identiques contrôlent l'écoulement du liquide chaud ou froid.

Les éléments TD49a et TD49b ont des dimensions identiques pour la canalisation et peuvent être remplacés et interchangeés avec le minimum de difficulté.

Les trois éléments rapportés, ayant chacun deux tubes de cuivre, sont utilisés avec des vannes de commande et

d'interconnexions pour obtenir une circulation en série (3 groupes de 2 tubes) ou en parallèle (les 16 tubes en parallèle), des vannes de commande sur le dessus et le dessous permettent de régler la forme de l'écoulement.

2 - 4)- Élément électrique de réchauffage de l'air TD49g:

Il est constitué de quatre éléments tubulaires à ailettes, de 500 W chacun, disposé verticalement dans une section droite d'une canalisation de 300 \* 150 mm avec une longueur de 200 mm.

Cette canalisation est construite avec des planches en bois épaisses de 15,9 mm. Les 8 attaches rapides permettent de fixer l'unité de réchauffage sur la canalisation dans une position quelconque.

Au moment de l'élément de réchauffage, une boîte de jonction en acier permet le branchement des éléments électriques sur le côté de cette boîte, un commutateur rotatif donne les positions suivantes :

OFF	-----	0	KW
LOW	-----	0,5	KW
MEDIUM	-----	1	KW
HIGH	-----	2	KW

L'alimentation électrique est obtenue à partir d'un disjoncteur 13A, et d'une prise à l'extrémité du chariot.

3)- Objectifs de l'appareillage :

La conception de la soufflante donne à cet équipement les plus larges possibilités d'application dans un laboratoire disposant de ressources pour les études dans les domaines de climatisation, de séchage, d'humidification et de ventilation.

En tant qu'appareil d'essais de ventilation, équipé du ventilateur centrifuge standard ou du ventilateur axial en option, il permet :

- 1 - D'obtenir les courbes de pressions statique à l'entrée en fonction du débit volumique calculé d'après les spécifications BRITISH STANDARD.

2 - D'explorer complètement les distributions des pressions et des vitesses dans deux sections de la canalisation, en aval de l'entrée, on peut à nouveau calculer les débits volumiques et les comparer à ceux trouvés en "1".

3 - De faire des études de transfert de chaleur et de masse, tels qu'ils se présentent dans des situations industrielles de séchage ou d'humidification.

CHAPITRE (IV):

---

---

---

*	-----	*
*		*
*	ESSAIS	*
*		*
*	RESULTATS, ET INTERPRETATIONS	*
*		*
*	-----	*

1 - a) Caractéristique du débit :

La vitesse ou le débit d'air dans la canalisation de la soufflante TD49 est un paramètre primordial. La détermination de sa valeur moyenne peut s'effectuer à l'aide de mesures avec la sonde de Pitot par un balayage total de la section de la canalisation ; cependant le temps nécessaire à faire ces mesures est considérable ; à titre d'indication, la mesure d'un seul profil de vitesse peut prendre plus de vingt minutes à cause de l'instabilité de la lecture. Il est donc très avantageux d'avoir la caractéristique du débit lorsqu'on veut effectuer différents essais : ceux du conditionnement d'air ou de transfert de chaleur par échangeurs, etc..

L'objectif qu'on se fixe est d'obtenir des valeurs raisonnables de la vitesse moyenne  $V$  de l'écoulement, donc du débit volumique  $Q_v$ , pour chaque ouverture de l'orifice de refoulement à la sortie du ventilateur centrifuge.

Pour chacune de ces ouvertures (14 au total), nous avons mesuré avec la sonde de Pitot, la chute de pression statique dans une section donnée de la canalisation.

1)- Etalonnage de l'ouverture de réglage du débit :  
fig. (1)

Les mesures ont été faites au Poste (2) se trouvant à une distance  $X = 75$  cm de la section d'entrée de la canalisation. On a fait un balayage au centre de la section (S2) avec le tube de Pitot et mesuré la pression dynamique. La vitesse moyenne  $\bar{V}$  est donnée par :

$$\bar{V} = (1 / N) \sum_1^N V_i \quad (1)$$

Où  $N$  représente le nombre de points de mesures ( $N = 32$  pour notre cas) et  $V_i$  la vitesse au point de mesure "i". En utilisant l'équation de continuité (2), on obtient le débit d'air pour chaque ouverture de la section de refoulement :

$$Q_v = V \cdot S_2 \quad (2)$$

Les résultats sont présentés dans le tableau (I) : La figure (2) illustre la relation entre le débit volumique moyen  $Q_v$  et l'ouverture à la sortie du ventilateur. Les points expérimentaux sont reliés par une courbe qu'on peut approximer par une droite ; notons que cette approximation ( $Q_v = \text{constante} \cdot S_2$ ) est en contradiction avec l'équation de continuité :

$$Q_v = V_2 \cdot S_2 \quad (3)$$

Cù V2 représente la vitesse de l'air, qui n'est évidemment pas constante, à la section S2 de l'ouverture, (S2 = 88M), mais présente un grand intérêt du point de vue pratique.

En faisant diminuer la section (S2) de l'ouverture, on peut penser que la vitesse (V2) de l'air varie en augmentant. Ne disposant pas de moyen pour mesurer cette vitesse, nous avons fait un calcul basé sur l'équation de continuité.

$$\text{nous avons donc : } V2 = Qv / S2$$

Les résultats pour les différentes ouvertures sont résumés dans le tableau ( I ).

Sur la figure ( 3 ), on peut voir que la vitesse V2 de l'air augmente effectivement en faisant diminuer la section S2 à partir de l'ouverture maximale, mais cela jusqu'à la valeur expérimentale :

$$S_2^* = 53,68 \text{ cm}^2$$

Valeur au delà de laquelle, la vitesse V2 commence à diminuer la vitesse maximale de l'air à la sortie est de :

$$V_2^* = 34,08 \text{ m/s}$$

## 2)- Chute de pression statique $\Delta P_s$ dans la canalisation:

La chute de pression dans la section de la canalisation proche de l'entrée mesurée à l'aide du manomètre différentiel:

$$\text{On a : } \Delta P_s = P_{atm} - P_s \quad ( 4 )$$

Cù :  
P<sub>atm</sub> : Pression atmosphérique,

P<sub>s</sub> : Pression statique à la section considérée

La connaissance de  $\Delta P_s$  nous permet d'estimer le débit volumique moyen. Les résultats des mesures sont données dans le tableau ( I ), la courbe de la figure ( 5 ) donne la valeur du débit volumique par une simple lecture de la chute de pression statique.

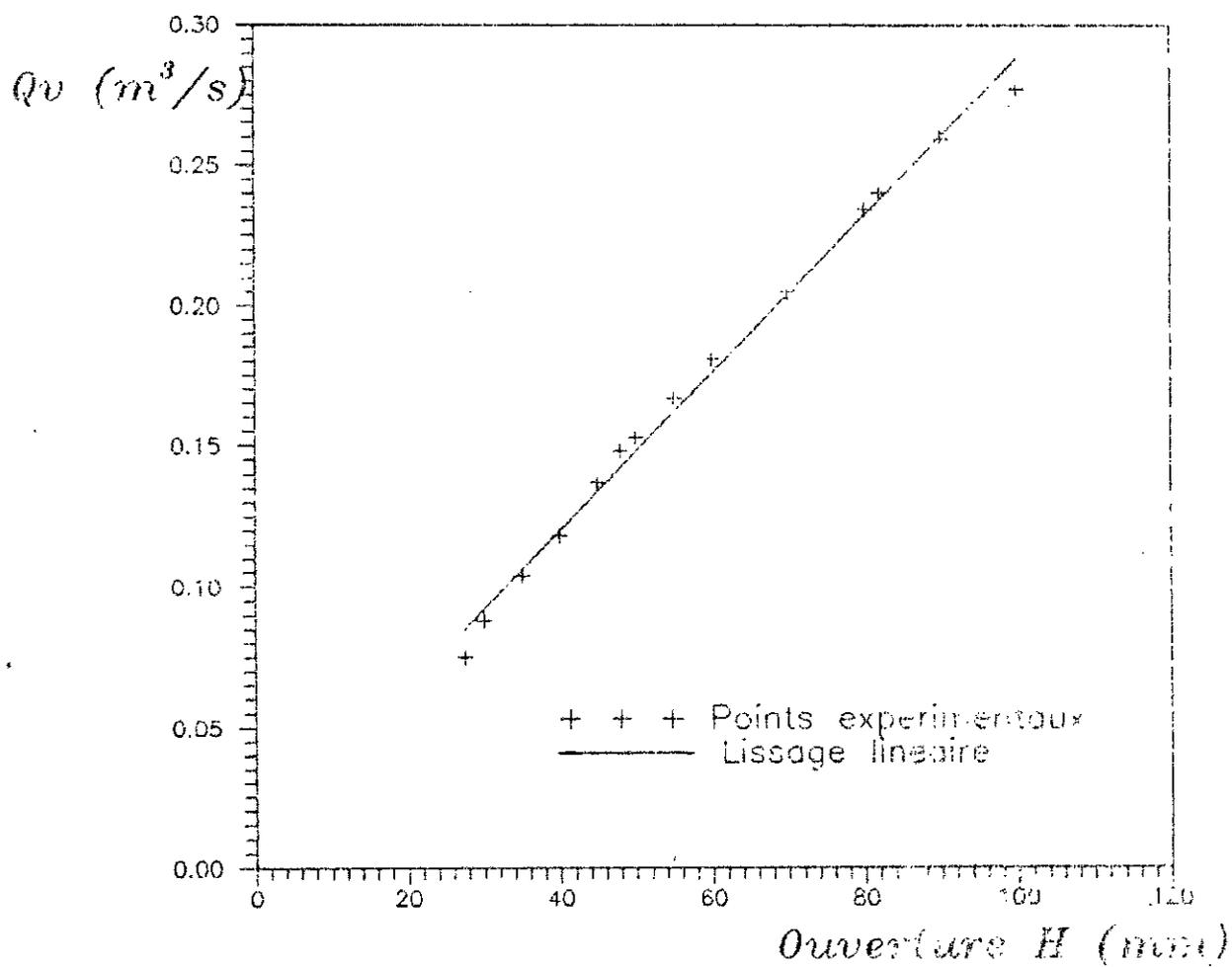


Fig.(2) - Etalonnage de l'ouverture -

TABLEAU ( I )					
OUVERTURE	D <sub>Ps</sub> (Pa)	Q <sub>V</sub> (m <sup>3</sup> /s)	V <sub>2</sub> (m/s)	D <sub>Ptot</sub> (Pa)	η (%)
88 x 100	24,5	0,277	31,48	607,36	16,6
88 x 90	21,5	0,259	32,70	655,15	16,8
88 x 82	18,93	0,240	33,26	677,95	16,1
88 x 80	17,5	0,234	33,24	676,67	15,6
88 x 70	13,5	0,205	33,28	678,05	13,7
88 x 60	10,5	0,181	34,28	719,20	12,9
88 x 55	9	0,167	34,50	728,38	12,0
88 x 50	7,5	0,153	34,77	739,70	11,2
88 x 48	7	0,148	35,04	751,22	11,0
88 x 45	6	0,137	34,60	687,35	9,9
88 x 40	4,5	0,118	33,52	697,57	8,1
88 x 35	3,5	0,104	33,77	679,46	7,2
88 x 30	2,5	0,088	33,33	587,45	5,9
88 x 27,5	1,89	0,075	30,99	532,41	5,4

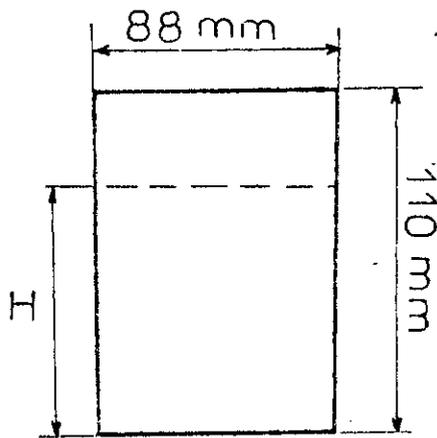


Fig.(1)- Schéma de l'ouverture du réglage de débit.

1 - b) Caractéristique du ventilateur centrifuge et de la canalisation :

Dans cette partie nous déterminons la caractérisation du ventilateur ainsi que celle de la canalisation ; on déterminera la chute de débit dans le cas où on prolonge la longueur de la conduite de 1,2 m, puis nous calculerons la nouvelle vitesse de rotation du ventilateur pour ramener le débit d'air à sa valeur initiale, c'est à dire avant le prolongement de la conduite.

- Caractéristique du ventilateur :

La quantité d'air qui traverse le ventilateur reçoit une quantité d'énergie  $\Delta E$  égale à :

$$\Delta E = E_2 - E_1 \quad (5)$$

avec  $E_1 = P_1 + \rho V_1^2 / 2$  : énergie à l'entrée du ventilateur,  
 $E_2 = P_2 + \rho V_2^2 / 2$  : énergie correspondante à la sortie.  
 Où  $V_1$ ,  $V_2$  sont respectivement les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie du ventilateur,  $P_1$ ,  $P_2$  les pressions statiques correspondantes.

Notons à ce niveau qu'on ne peut pas mesurer les vitesses  $V_1$  et  $V_2$  vue l'absence de dispositif de mesure ; on sera alors obligé de les calculer à l'aide de l'équation de continuité, on a donc :

$$\Delta E = \rho (V_2^2 - V_1^2) / 2 + (P_2 - P_1) \quad (5-a)$$

avec :

$$P_2 = P_{atm} \quad (\approx 10^5 \text{ Pa})$$

la pression statique  $P_1$  se calcule à partir de l'équation de Bernoulli (6) si on suppose que l'écoulement s'effectue sans perte de charge dans la canalisation.

$$P_{tot} = P + \rho V^2 / 2 = \text{conste} \quad (6)$$

En effet, 
$$P_{tot} = \underbrace{P_s + \rho \bar{V}^2 / 2}_{\text{mesurée au poste (2)}} = P_1 + \rho V_1^2 / 2 \quad (6-a)$$

de (6-a) on déduit :

$$P_1 = P_{tot} - \frac{1}{2} \rho V_1^2 \quad (7)$$

Si on remplace P1 dans l'équation (5-a), on obtient finalement :

$$\Delta E = \rho V_2^2 / 2 + [ P_{atm} - P_s ] \quad (8)$$

Les vitesses V1 et V2 se calculent facilement avec l'équation de continuité connaissant le débit volumique mesuré au poste (2).

$$V_1 = \frac{Q_v}{S_1} ; \quad V_2 = \frac{Q_v}{S_2}$$

S1 : Section circulaire à l'entrée du ventilateur  
(S1 = 0,031 m<sup>2</sup> ).

Les résultats de l'expérience et ceux des calculs sont réunis dans le tableau ( I ).  
Pour les calculs on a considéré la valeur 1,223 kg/m de la masse volumique de l'air.

Ainsi on trace la caractérisation du ventilateur centrifuge; voir figure( 7 ).

$$\Delta E = f( Q_v )$$

On remarquera l'allure parabolique de la courbe ; ceci concorde bien avec la théorie qui prévoit une telle allure. L'équation de la courbe expérimentale est :

$$\Delta E = 396,474 + 3936,93 Q_v - 11547,7 Q_v^2$$

Cette courbe atteint son maximum pour le débit:  
Qv = 0,170 m<sup>3</sup>/s correspondant à une surpression  
de: ΔE = 732,024 Pa

- Caractéristique de la canalisation :

Nous supposons que le régime est établi à l'intérieur de la canalisation pour pouvoir écrire la relation donnant la perte de charge :

$$\Delta L_1 = \lambda \cdot \frac{L_1}{D_h} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{en metres}) \quad (9)$$

Où :

- λ : Coefficient de pertes, de charge linéaire,
- L1: Longueur totale de la canalisation, L1 = 1,90m
- V: Vitesse moyenne dans la canalisation,
- Dh: diamètre hydraulique de la canalisation, Dh= 0,2m

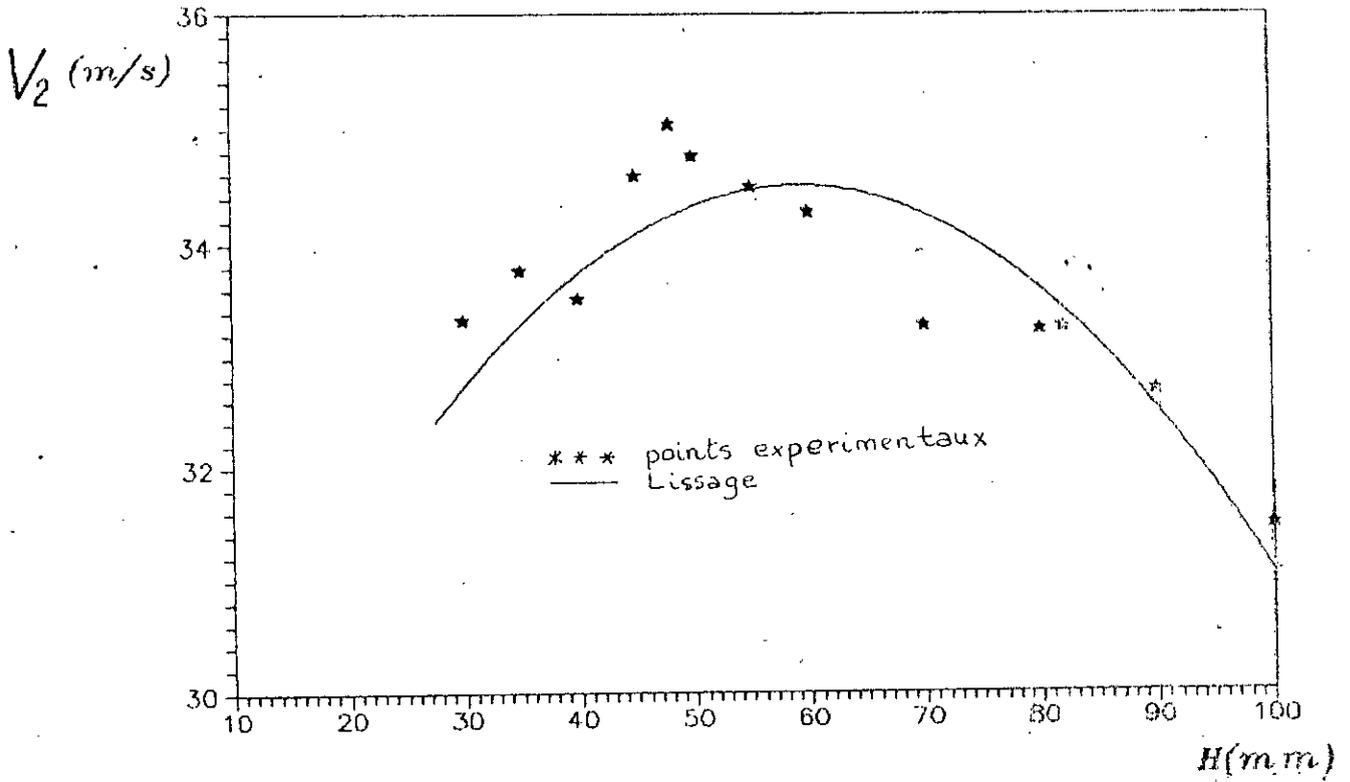


Fig. ( 3 )- Vitesse de sortie du ventilateur-

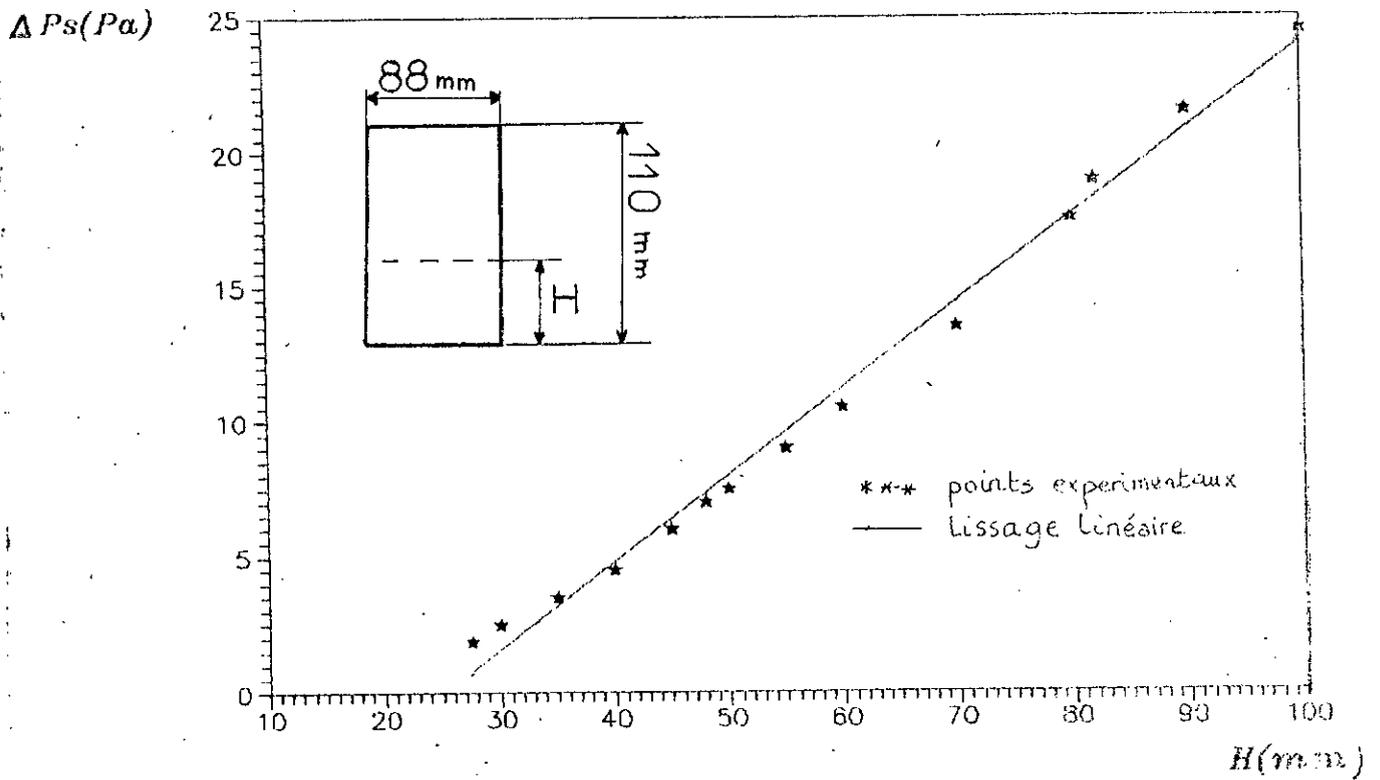


Fig. ( 4 )- Chute de pression à l'entrée-

Nous pouvons écrire la relation (9) en utilisant le débit volumique :  $Q_v = v S_o$ , elle devient :

$$Q_v = \lambda \cdot \frac{L_1}{D_h} \cdot \frac{Q_v^2}{2 g S_o^2} \quad (9-a)$$

En exprimant la perte de charge en Pascal, la relation (9-a) devient :

$$\Delta L_1 = \lambda \cdot \frac{L_1}{D_h} \cdot \frac{\rho Q_v^2}{2 S_o}$$

Si on remplace, chacun des termes par sa valeur, on arrive à l'équation :

$$\Delta L_1 = 2868,72 \lambda Q_v^2 \quad (9-b)$$

Le coefficient  $\lambda$  dépend du régime d'écoulement, il faut donc au préalable déterminer le nombre de Reynolds :

$$Re_{D_h} = v D_h / \nu$$

$$Re_{D_h} = \frac{D_h}{\nu \cdot S_o} \cdot Q_v$$

avec :

$D_h = 0,2 \text{ m},$
$\nu = 1,48 \cdot 10^{-5} \text{ à } 20^\circ\text{C},$
$S_o = 0,045 \text{ m}^2$

d'où  $Re_{D_h} = 300141,11 \cdot Q_v \quad (10)$

En faisant varier le débit  $Q_v$ , on détermine la caractéristique de la canalisation.

Il existe différentes formules empiriques donnant le coefficient de pertes de charges linéaire. Dans le cas d'un écoulement turbulent en conduite lisse on a :

\*  $\lambda = 0,316 Re_D^{-1/4}, \quad Re_D < 2 \cdot 10^4$

\*  $\lambda = 0,184 Re_D^{-1/5}, \quad Re_D > 2 \cdot 10^4$

Les résultats sont donnés dans le tableau (?). Pour la suite du calcul, on considérera le coefficient de perte de charge moyen, ceci est justifié car il n'y a pas de grandes variations de  $\lambda$  dans la plage de débit considéré on trouve :

$$\lambda = 0,0214$$

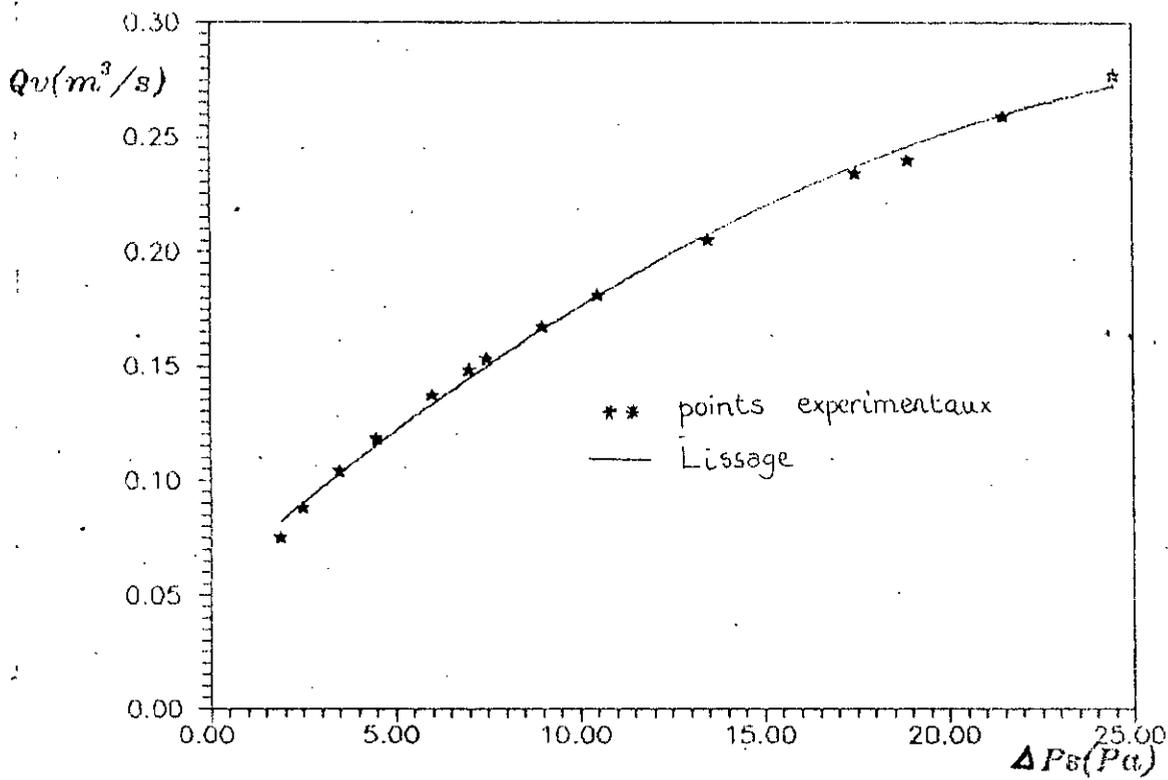
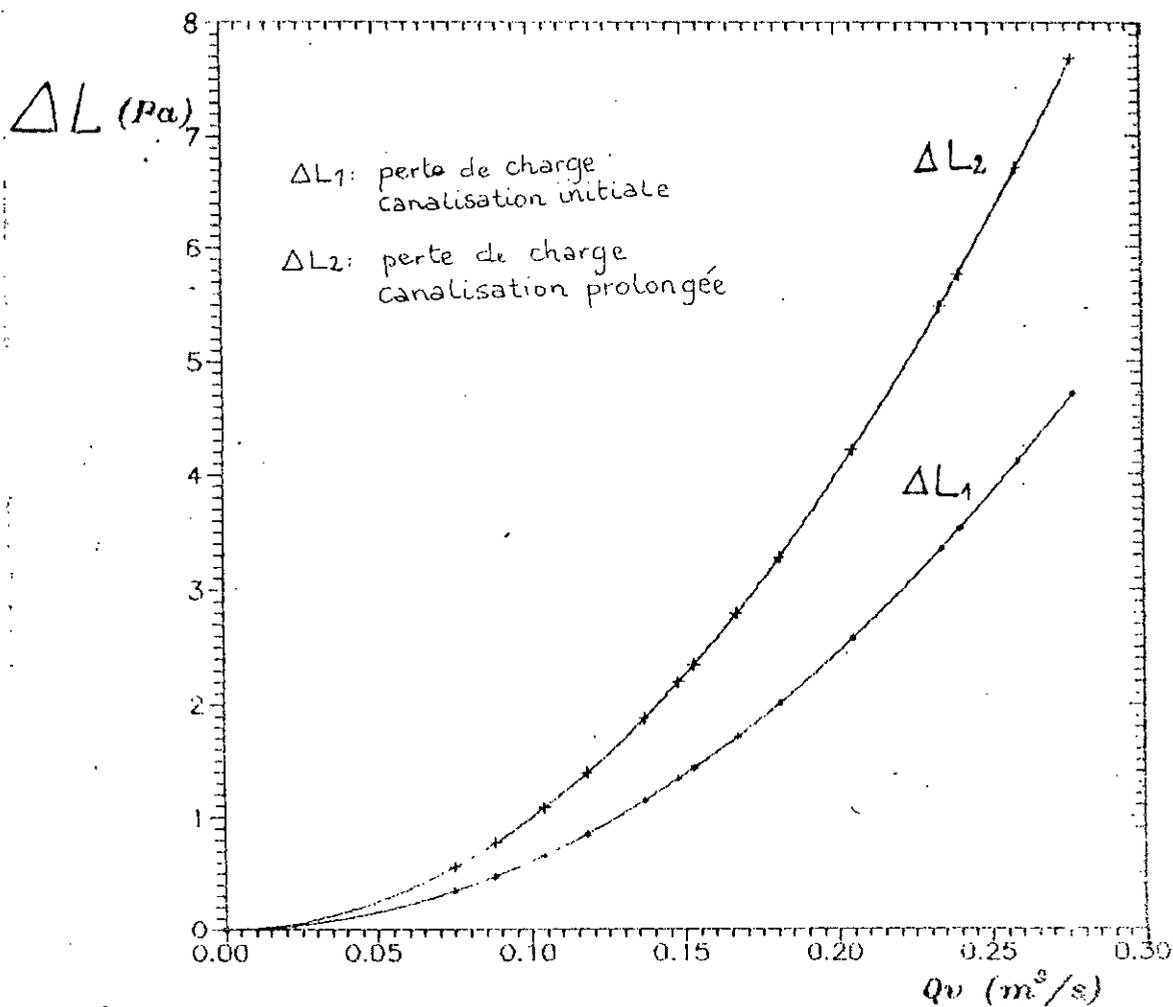


Fig. ( 5 )- Etalonnage de la sortie du ventilateur-



Fig// ( 6 )-Caractéristique de la canalisation.

La Caractéristique de la canalisation (équation (9.6)) s'écrit :

$$\Delta L_1 = 61,39 Qv^2 \quad (\text{en Pascal})$$

- Calcul de la nouvelle Caractéristique de la canalisation :

Après avoir prolonger la canalisation d'une longueur de 1,2 m la longueur totale devient  $L_2 = 3,1$  m. On suppose que le régime est établi, alors :

$$\Delta L_2 = \lambda (L_2 / Dh) \cdot \rho \frac{v^2}{2 \cdot 50} \quad (\text{en Pascal})$$

Le coefficient de perte de charge linéaire  $\lambda$  dépend seulement du débit  $Qv$  ; il garde donc la même valeur précédente on trouve alors :

$$\Delta L_2 = 100,17 Qv^2 \quad (11)$$

La figure ( 6 ) représente les courbes donnant les pertes de charge linéaires  $\Delta L_1$  et  $\Delta L_2$  dans la canalisation.

-Nouvelle vitesse de rotation du ventilateur centrifuge :

. Cas du prolongement de la conduite :

Le point de fonctionnement nominal est déterminé par l'intersection de la courbe caractéristique de la canalisation avec celle du ventilateur ; ceci revient à résoudre l'équation suivante :

$$\Delta L_1 (Qv) = \Delta E (Qv) \quad (12)$$

C'est à dire :

$$61,39 Qv^2 = 396,47 + 3935,93 Qv - 11547,7 Qv^2$$

La solution de l'équation est :

$$Qv = 0,420 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le nouveau point de fonctionnement nominale est donné par la solution de l'équations :

$$\text{soit, } 11647,87 Qv^2 - 3935,93 Qv - 396,47 = 0$$

La solution est :

$$Qv = 0,419 \text{ m}^3/\text{s}$$

La nouvelle valeur de la vitesse que doit posséder le ventilateur est donné par la relation de similitude:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_2}{N_1}$$

Valable si on suppose que le ventilateur garde le même rendement ; hypothèse justifiée vue que les débits Qv1 et Qv2 sont très proches

on a donc :  $N' = \frac{Qv1}{Qv2} \cdot N1$

et on trouve :  $N' = 2856,80$  [tours/mn].

Il faut donc augmenter la vitesse de notation de 7 tr/mn il n'est pas nécessaire alors de changer le moteur.

b - 4) Rendement du ventilateur centrifuge :

Le rendement du ventilateur est donné par la relation :

$$\eta = \frac{\text{Puissance fournie à l'air}}{\text{Puissance électrique consommée}} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_c}$$

La puissance consommée par le ventilateur est constante; elle représente la puissance électrique du moteur si toutes les pertes sont supposées négligeables.

on a donc :  $\dot{W}_c = U I^2$  ,  $\dot{W}_c = 1012$  (W)

La puissance fournie à l'air est déterminée à partir des résultats des mesures donnés dans le tableau ( I ).

on a :  $\dot{W} = Qv \cdot \Delta P_{tot}$  (en watt) (13)

Après lissage des points expérimentaux par un polynôme de degré 3, on trouve l'équation :

$$(Qv) = A + B Qv + C Qv^2 + D Qv^3$$

Avec :

A = - 3,267

B = 111,05

C = - 84,0665

D = - 196,143

En conclusion, nous pouvons dire que les pertes de charge dans la conduite sont très faibles, ceci est dû essentiellement à la faible viscosité de l'air.

Le prolongement de la canalisation influe légèrement sur les pertes de charge et pratiquement rien sur le débit. Nous constatons aussi un rendement faible du ventilateur

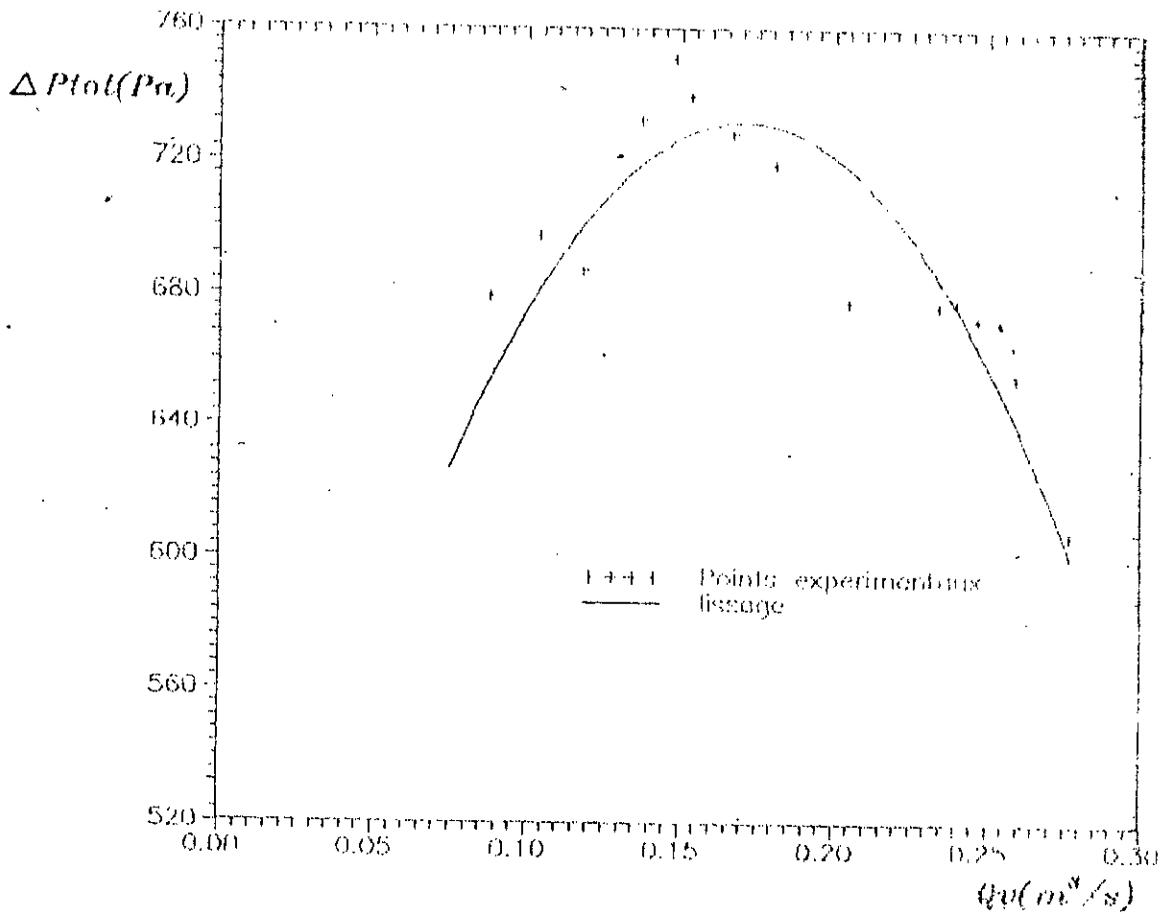


Fig.( 7 ) - caractéristique du ventilateur centrifuge.

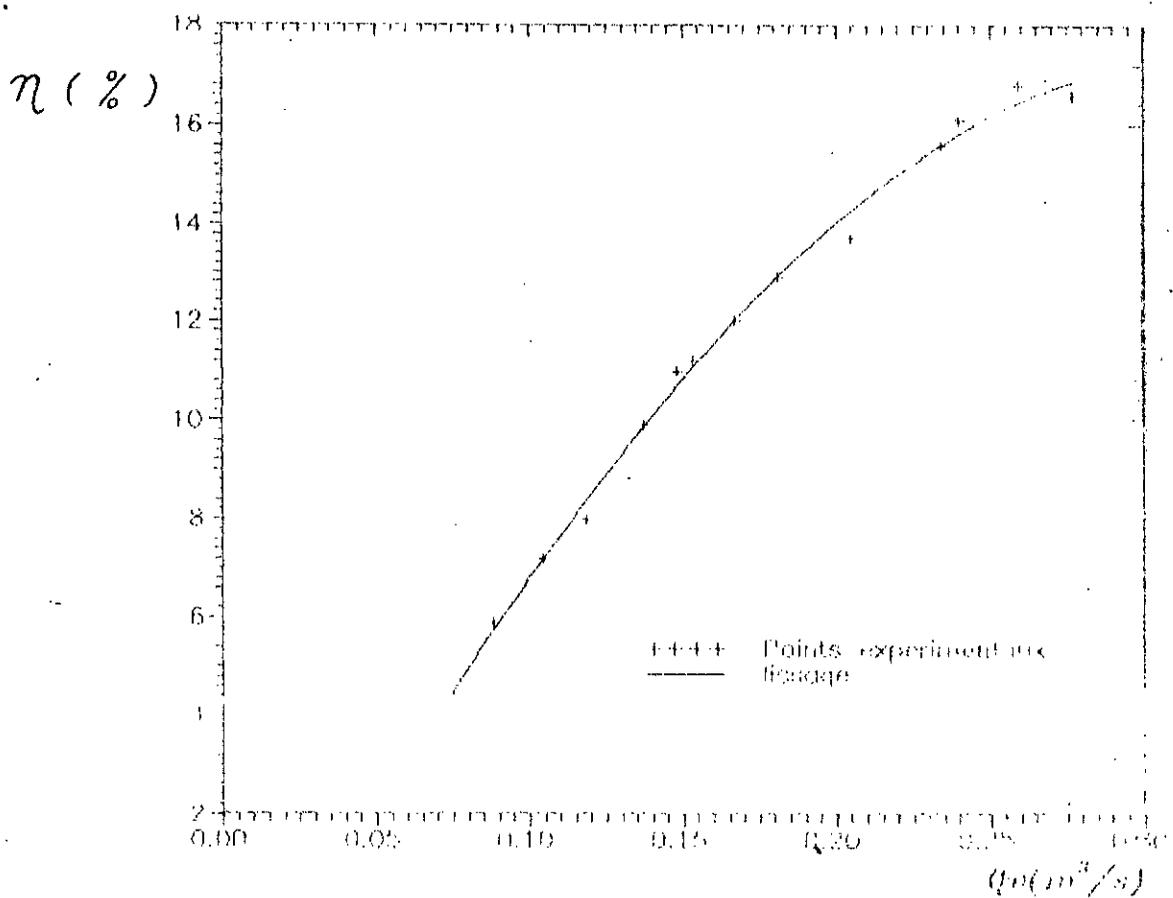


Fig.( 8 ) - Rendement du ventilateur centrifuge.

comparativement à ceux rencontrés dans la pratique usuelle, ceci est dû aux faibles dimensions des pales ; la solution plausible pour augmenter le débit est de remplacer le ventilateur existant par un ventilateur dont les pales sont assez grandes tout en grandant le même moteur qui est assez rapide.

1 - c)- Profils des vitesses :

L'essai consiste en la détermination des profils de vitesse aux postes (1) et (2) de la canalisation à l'aide de sonde de Pitot. On trace les profils de vitesses correspondants à chaque débit fig. (9), (10) et on les comparera au profil universel ; on estimera aussi l'épaisseur de la couche limite pour chaque débit aux postes (1) et (2). On réalise un essai avec deux obstacles différents (Nid d'abeilles, grillage) pour un maximum de débit, les profils de vitesses correspondants sont surposés dans le même graphe que celui réalisé sans obstacles.

Le régime d'écoulement est caractérisé par le nombre de Reynolds défini par :

$$Re_{Dh} = V Dh / \nu$$

Dh diamètre Hydraulique, Dh = 0,2 m

Considérons le faible débit, la vitesse correspondante est :

$$V = 1.55 \text{ m/s}$$

En Considérant les propriétés de l'air à 20° C nous avons :

$$\nu = 1,57 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{d'où} \quad Re_{Dh} = 19745,23$$

Le régime d'écoulement est turbulent même pour les faibles débits.

En traçant les profils de vitesse aux Postes (1) et (2), on les superpose sur un même graphe fig. (9) et (10).

On constate une variation de la vitesse sur une distance transversale assez faible pour les faibles débits et assez grande pour le débit maximum, distance appelée "couche limite dynamique".

On constate aussi une partie pleine dans la partie centrale du profil de vitesse et on remarque que ce profil n'est pas symétrique par rapport à l'axe de la conduite.

Le profil de vitesse obtenu peut être subdivisé en deux parties,

La première est la partie centrale où la vitesse est pratiquement constante, donc ne dépend pas de la coordonnée transversale ; la deuxième est la partie proche de la paroi où la vitesse varie avec la coordonnée transversale.

Après lissage des points expérimentaux on trouve pour la partie proche de la paroi une relation régissant la distribution de vitesse :

$$u(y) = A \text{ Log}(y) + B$$

Pour le débit maximal, on a :

Au Poste (1):  $u(y) = 0,442 \text{ Log}(y) + 5,364$

Au Poste (2):  $u(y) = 0,242 \text{ Log}(y) + 5,58$

En passant du poste (1) au poste(2) , on constate l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite et ce pour chaque débit, voir les figures ( 9 ) et ( 10 ). Cette épaisseur atteint 9 cm au poste (2) pour le débit maximum; ceci confirme le non établissement du régime d'écoulement.

En ce qui concerne l'influence des obstacles sur les profils on constate que le nid d'abeille n'a pratiquement aucune influence sur le profil de vitesse ; par contre , l'utilisation du grillage a fait diminuer sensiblement le débit d'où le remarquable changement du profil de vitesse; voir la figure ( 13 ).

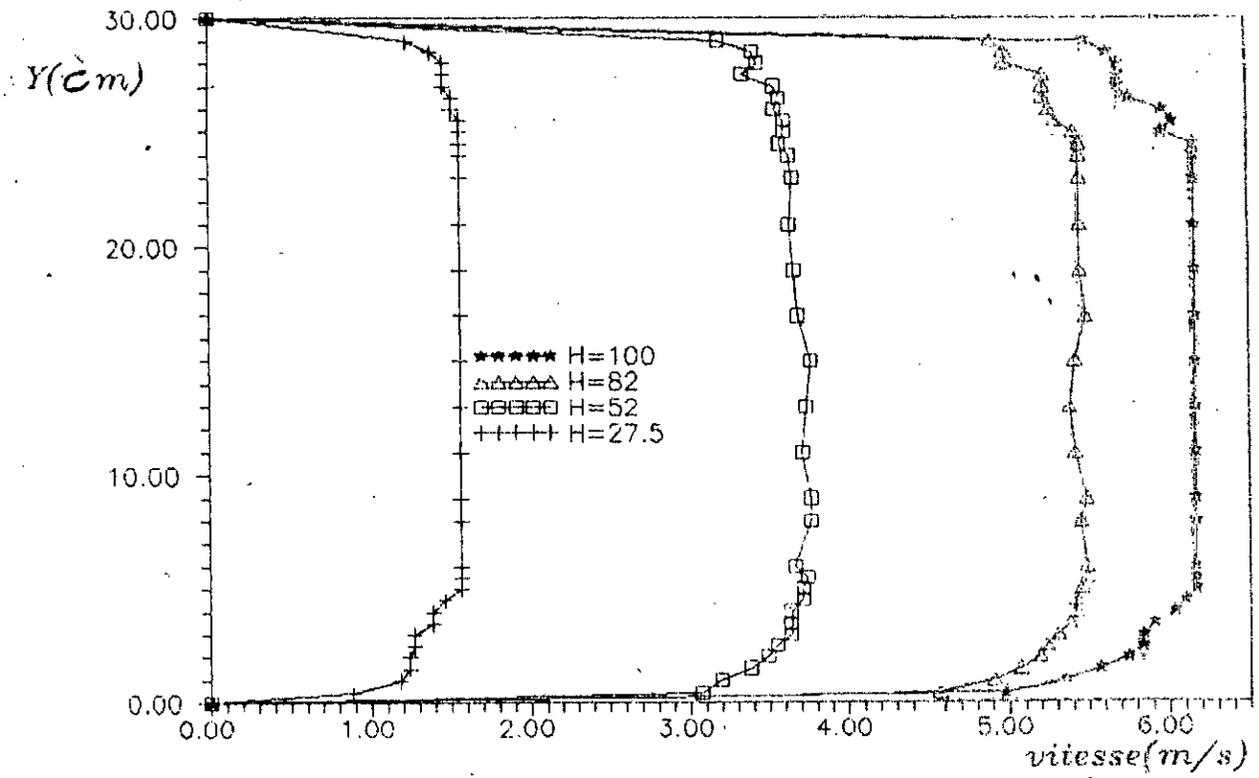


Fig. ( 9 )- Evolution des profils des vitesses au poste 1

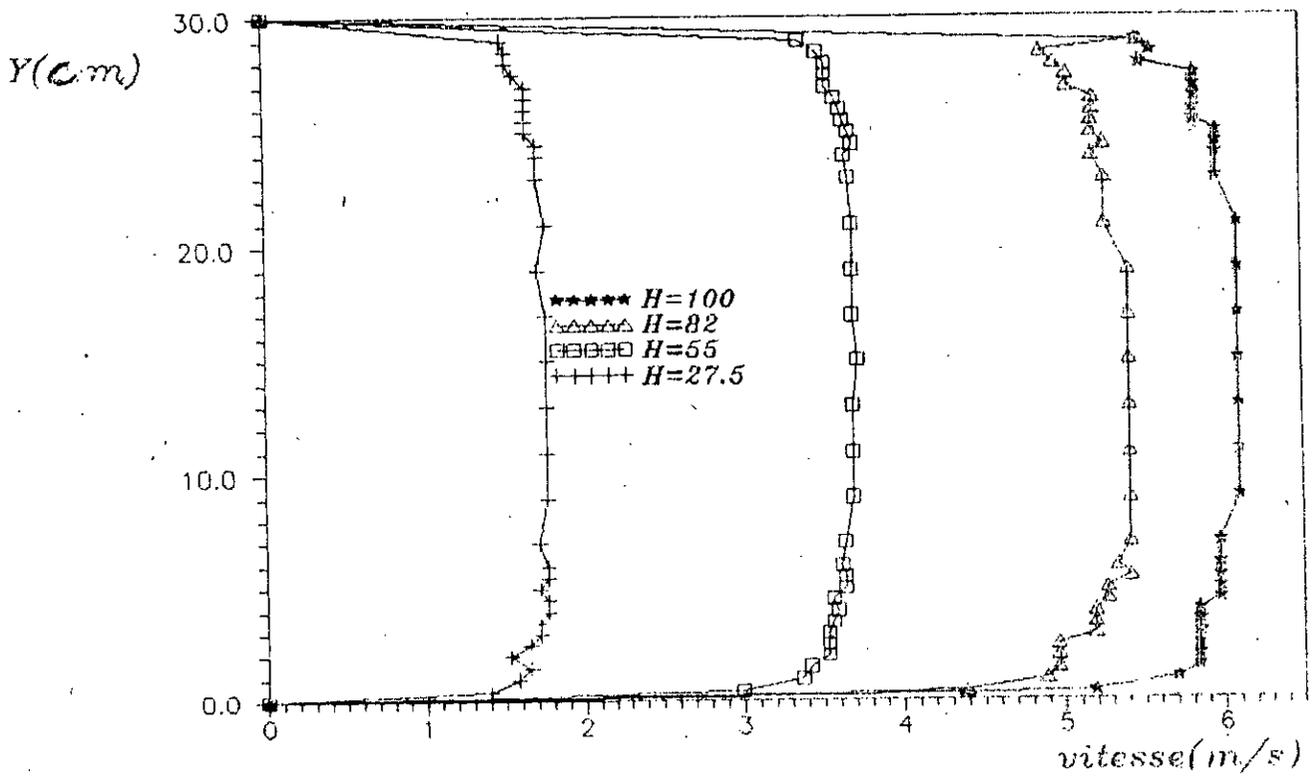


Fig.( 10 )-Evolution des profils des vitesses au poste 2-

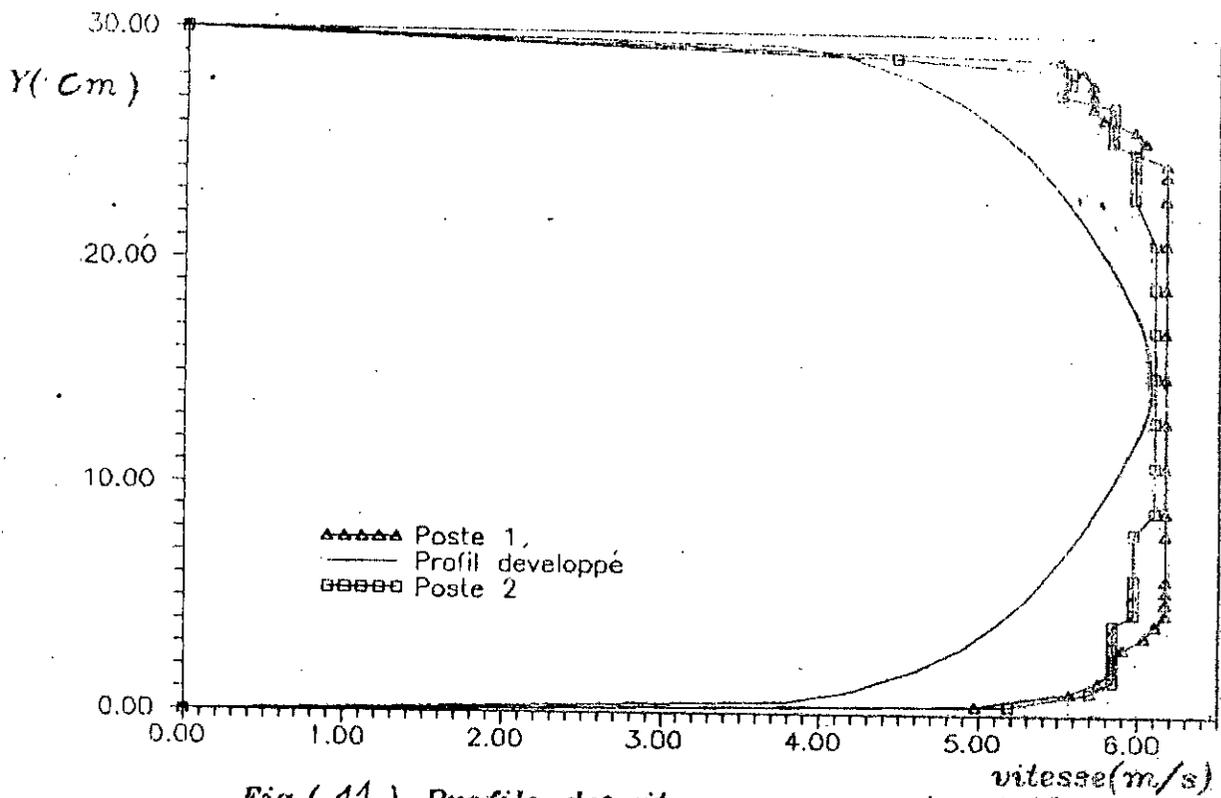
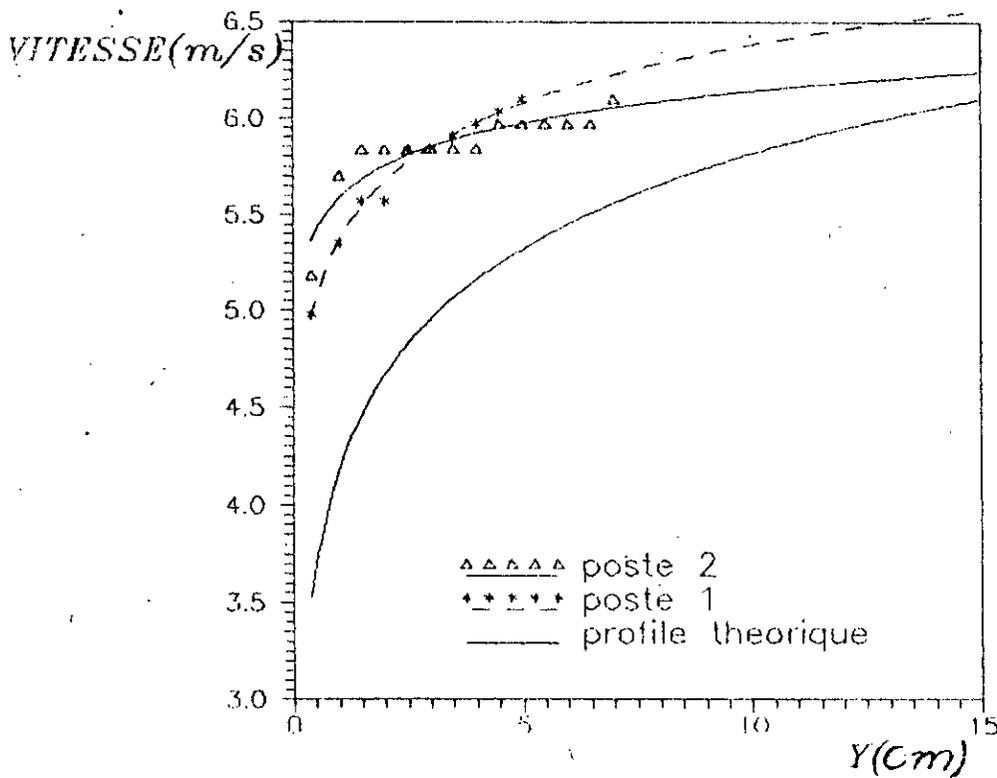


Fig.( 11 )-Profils des vitesses aux postes 1et2-  
(ouverture maximale)



Fig(12)profil de vitesse de la couche limite

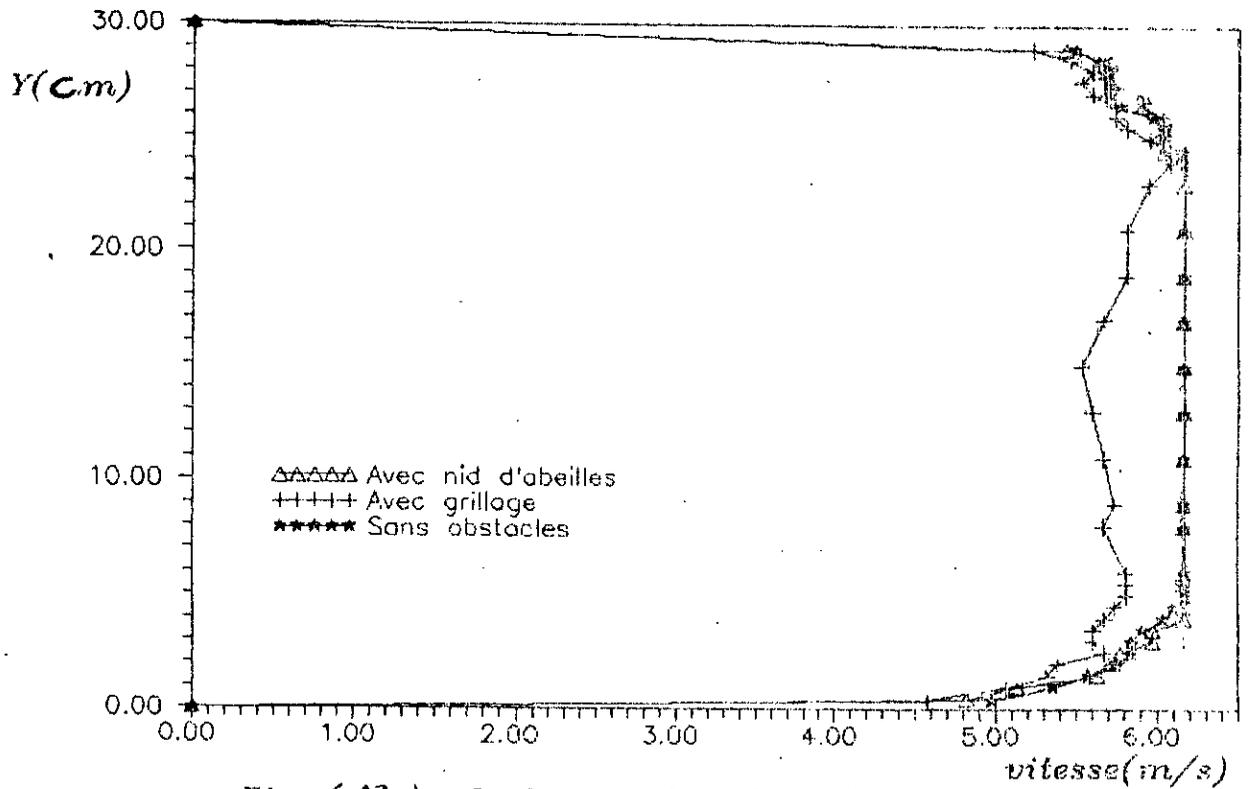


Fig. ( 13 )- Influence des obstacles sur le profil de vitesse au poste (1)

1-d) - Caracterisation de l'installation de climatisation :

La soufflante TD49 peut être utilisée comme une installation de conditionnement d'air, en utilisant, l'humidificateur, le système de réfrigération TD44 et l'élément chauffant TD49g.

Après avoir mis en marche les 3 éléments cités ci-dessus, on fait varier le débit à travers la canalisation et on relève la température sèche et la température humide en amont et en aval de chaque élément.

Dans cette partie, nous allons tracer les courbes d'évolution de l'humidité relative en fonction de l'ouverture H (en mm), on déterminera ensuite les limites extrêmes de l'installation telles : la valeur maximale de l'humidité relative après le processus d'humidification et sa valeur minimale après chauffage de l'air.

Les résultats de l'expérience sont récapitulés dans le tableau (II).

La figure (14) représente les variations de l'humidité relative le long de l'installation en fonction de H.

L'humidificateur étant en marche, l'air traversant l'installation devient évidemment plus humide, en effet, l'humidité relative augmente de 52% à 75%. on constate que la variation de l'humidité relative est indépendante de H ; ceci est dû essentiellement à la faible plage du débit permise par l'installation de climatisation.

L'augmentation en humidité relative se poursuit à travers l'élément de réfrigération TD44 en sens inverse de l'ouverture H comme l'indique la figure (14) ; la valeur maximale atteinte avoisine les 90%

L'élément de chauffage TD49g fait diminuer l'humidité relative de manière sensible notamment lorsqu'il est sur la position HIGH. La température de l'air correspondante à cette position est de 50°C environ.

En conclusion, l'installation de climatisation nous permet d'avoir une plage étendue de variation de l'humidité relative par contre on est limité en débits.

TABLEAU ( II )  
HUMIDITE RELATIVE EN (%)

Ouverture (mm x mm)	A l'entrée	Après Humidification	Après Réfrigération	Après Chauffage		
				LOW	MIDLE	HIGH
88 x 110	52	75	75	68	60	24
88 x 82	52	75	83	70	63	23
88 x 55	52	75	88	74	54	19
88 x 27	52	75	90	74	51	10

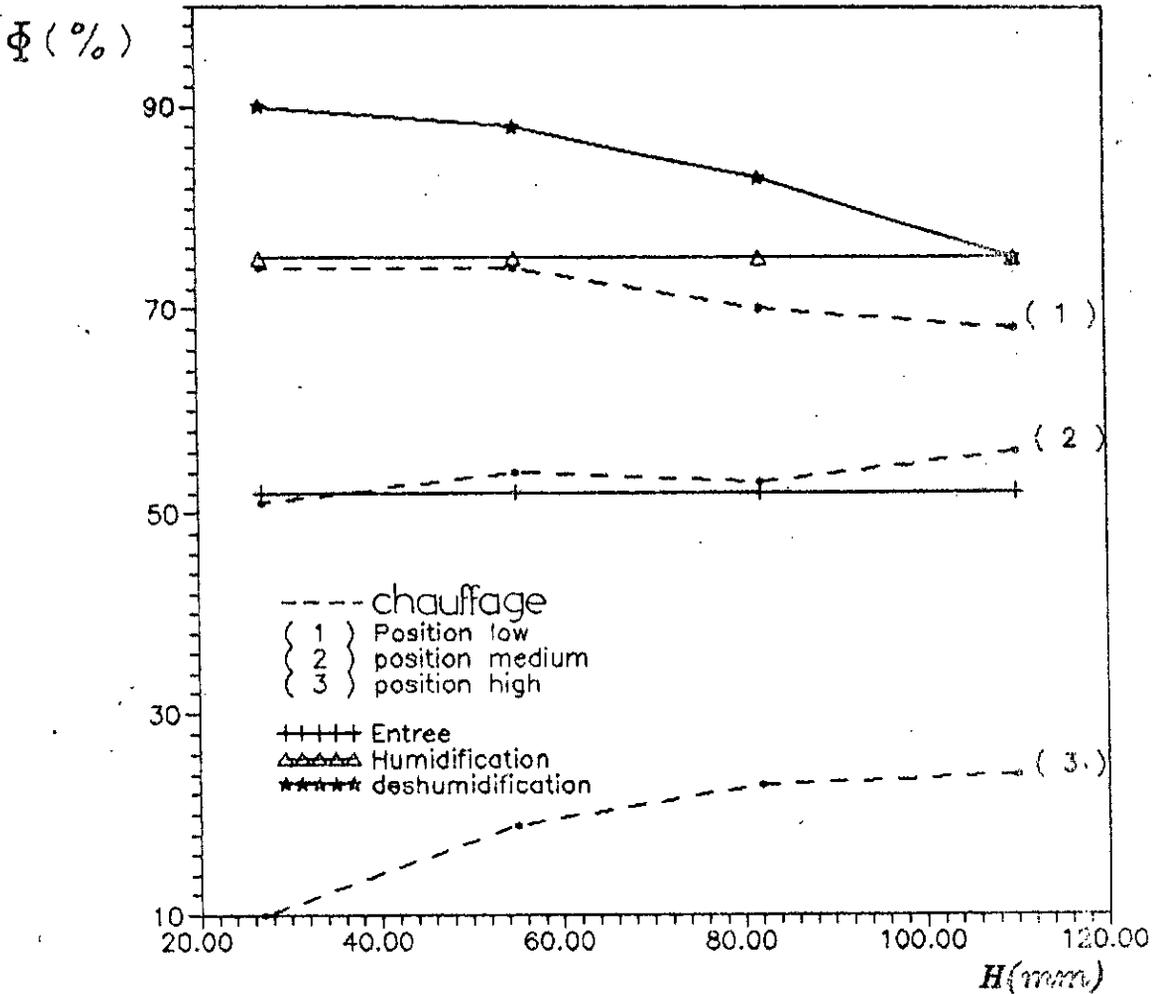


Fig. ( 14 ) - Evolution de l'humidite relative le long de l'installation de climatisation -

IV.2) - Caracterisation des echangeurs de chaleur TD49a, TD49b :

Dans ce qui suit nous allons appliquer la méthode de calcul décrite au chapitre (I) pour déterminer les caractéristiques des échangeurs TD49a et TD49b, qu'on représentera sous forme de graphes, (variation avec le débit des coefficients d'échange, des quantités de chaleur échangées et de l'efficacité de chacun des échangeurs), en suite on les comparera aux résultats expérimentaux.

2.a) - Calcul de l'échangeur TD49a :

A) - Passage simple :

Données pour le calcul de l'échangeur TD49a

Surface totale d'échange.....	$A_o = 0,48 \text{ m}^2$
Longueur des tubes.....	$L = 0,30 \text{ m}$
Diametre exterior des tubes.....	$D_o = 15,9 \text{ mm}$
Diametre interior des tubes.....	$D_i = 12,64 \text{ mm}$
Nombre de tubes.....	$N = 33$
Nombre de rangées.....	$N_r = 6$
Débit d'air.....	variable
Débit d'eau.....	$m = 0,265 \text{ kg/s}$
Température d'eau.....	$T_e = 59 \text{ }^\circ\text{C}$
Température d'entrée d'air.....	$T_a = 24 \text{ }^\circ\text{C}$
Disposition : non alignés.....	$ST = 25 \text{ mm}$ $SL = 30 \text{ mm}$

---

Propriétés de l'air à 24°C.....Propriétés de l'eau à 59°C

$\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3$   
 $\mu = 184,6 \cdot 10^{-7} \text{ N s/m}^2$   
 $K_a = 26,3 \cdot 10^{-7} \text{ W/m K}$   
 $C_{pa} = 1007 \text{ J/kg K}$   
 $Pr = 0,707$

$\rho = 0,984 \text{ kg/m}^3$   
 $\mu = 474,6 \cdot 10^{-7} \text{ N s/m}^2$   
 $K_e = 652 \cdot 10^{-7} \text{ W/m K}$   
 $C_{pe} = 4185 \text{ J/kg K}$   
 $Pr = 3,15$

Le débit d'eau entrant se partage entre les 33 tubes pour les parcourir de bas en haut ; ainsi les 33 tubes se trouvent en parallèle.

A.1) - Evaluation du coefficient d'échange à l'intérieur des tubes ( $h_i$ )

On a :

$$Re_D = \frac{V D_i}{\nu} = \frac{4 \dot{M}_e}{\pi \mu \cdot D_i^2}$$

avec :  $\dot{M}_e$ : débit traversant un tube

$$\dot{M}_e = \frac{\dot{M}_{total}}{33} = 0,008 \text{ Kg/s}$$

$$Re_D = 1698,81$$

comme  $Re_D < 2000$ , l'écoulement à l'intérieur du tube est laminaire.

On suppose que le flux de chaleur constant à la paroi du tube, on

peut écrire :

$$Nu_D = 4,36$$

et

$$h_i = Nu_D \frac{K_e}{D_i}$$

$$h_i = 224,9 \text{ W/m K}$$

A.2) - Evaluation de la résistance conductive du tube :

La résistance thermique pour un tube de diamètre intérieure  $D_i$  et de diamètre extérieur  $D_o$  est donné par la relation :

$$R_w = \frac{\text{Log}(D_o/D_i)}{2 \pi K L} \quad (14)$$

Avec  $K$  conductivité thermique du cuivre ( $K = 401 \text{ W/K à } 59 \text{ °C}$ )

alors  $R_w = 0,0003 \text{ K/W}$

En multipliant  $R_w$  par la surface totale d'échange  $A_o$  on trouve :

$$A_o R_w = 0,000147 \text{ Km /W}$$

A.3) - Evaluation du coefficient d'échange extérieur :

Le coefficient d'échange extérieur  $h_o$  est calculé d'après la corrélation de GRIMSOMI.

$$Nu_D = 1,13 C_1 C_2 Re_{D_{max}}^m Pr^{1/3} \quad (15)$$

et  $h_o = Nu_D \cdot (k_o / D_o)$

$C_1, C_2, m$  sont données par les tables du chapitre (I).

$$Re_{max} = \frac{V_{max} D_o}{\nu}$$

$$V_{max} = \frac{ST \cdot V}{ST - D_o} \quad \text{où : } V = Q_a / S_o \quad (16)$$

$Q_a$  : Débit d'air,  
 $S_o$  : Section de la canalisation,  
 $V$  : Vitesse dans la canalisation.

En remplaçant dans (16)  $ST, D_o, S_o$  par leurs valeurs on obtient :

$$Re_D = 61050,06 \cdot Q_a.$$

et  $h_o = 1,6541 Nu_D$

A.4) - Evaluation du coefficient d'échange global :

Le coefficient d'échange global est défini par la relation

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i (D_i / D_o)^2} + A_o R_w + \frac{1}{h_o} \quad (17)$$

A.5 - Evaluation du flux de chaleur :

$$Ca = \dot{M}_a C_{pa} = 1169 Q_a \quad \text{J/kg K}$$

$$Ce = \dot{M}_e C_{pe} = 1109 Q_a \quad \text{J/kg K}$$

$$Q_a \ll 1 \quad C_{min} = \min ( Ca, Ce ) = Ca$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 1,0546 Q_a$$

$$* \text{ NTU } < 0,25 \quad E = 1 - \text{Exp} ( - \text{NTU} )$$

$$* \text{ NTU } > 0,25 \quad E = 1 - \text{Exp} [ - ( 1 - \text{Exp} ( - Cr \text{ NTU} ) ) / Cr ]$$

Avec :

$$\text{NTU} = U \cdot A / C_{min} \quad , \quad Cr = C_{min} / C_{max}$$

$$E = q / q_{max} = q / C_{min} \quad (T_{ei} - T_{ai})$$

$$q = 40933,55 E Q_a \quad ( \text{ en Joule } )$$

On détermine aussi la variation de température de l'air et de l'eau entre l'entrée et la sortie :

$$T_a = q / Ca \quad , \quad T_e = q / Ce$$

Le débit d'air est un paramètre qu'on fait varier, donc pour chaque débit d'air on calcule:  $h_i, h_o, U, E, q, T_a, T_c$ .

Les résultats du calcul sont récapitulés dans le tableau (III) :

TABLEAU ( III )

Qv (n3/s)	0,28	0,23	0,17	0,13	0,07	0,04
V (m/s)	17,04	14,04	10,38	7,94	4,27	2,44
ReDh	17094	14141,5	10378,5	7936,5	4273,5	2442
NuDh	102,258	80,234	66,68	56,58	38,75	27,51
ho(W/mK)	169,144	132,71	110,29	93,54	64,08	45,5
U (W/mK)	76,366	67,944	61,54	55,967	43,882	34,293
Cmin	327,5	267	198,82	152,04	81,87	45,78
Cmin/Cmax	0,295	0,24	0,18	0,137	0,074	0,042
NTU	0,114	0,125	0,152	0,18	0,263	0,36
E (%)	10,8	11,72	14,07	16,50	23,1	30,0
q [ J ]	1237,83	1103,40	979,09	878,025	661,9	491,2
DTa °c	3,8	4,13	4,92	5,77	8,08	10,5
DTe °c	1,116	0,995	0,883	0,792	0,59	0,44
C1 = 0,2745		C2 = 0,95			m = 0,612	

B) - Passage triple :

L'eau circule à l'intérieur de l'échangeur tel que les trois groupes de 11 tubes sont en série, c'est à dire que le débit d'eau entrant se partage entre les 11 tubes du premier groupe, pour ensuite entrer dans le deuxième et le troisième groupe.

Donnée :  $\dot{M}_e = 0,205 \text{ kg/s}$

$T_{ai} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{ei} = 57,4 \text{ }^\circ\text{C}$

B.1) Calcul du coefficient d'échange à l'intérieur du tube :

$$Re_D = U D_i / \nu = 4 \dot{M}_e / \mu \pi D_i^2$$

Le débit d'eau par tube est :  $\dot{M}_e = 0,0186 \text{ kg/s}$

d'où  $Re_D = 2883,92$

Comme  $Re_D > 2000$  donc écoulement turbulent à l'intérieur du tube.

Pour un écoulement turbulent COLBURN à proposé la relation donnant le nombre Nusselt en fonction de  $Re_D$  et  $Pr$ .

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{1/3} \quad (18)$$

$$Nu_D = 12,02$$

d'où :  $h_i = Nu_D K_e / D_i$

$$h_i = 618,12 \text{ W/m K}$$

Le calcul des autres paramètres  $h_o, E, q, T_a$  et  $T_e$  s'effectue de la même manière que précédemment en remplaçant le débit d'eau et d'air par leurs nouvelles valeurs ainsi que la température d'entrée d'eau et d'air.

TABLEAU ( IV )

Qv (m <sup>3</sup> /s)	0,32	0,27	0,1	0,13	0,08	0,05
ReDh	19536,02	16483,52	10989,01	7936,51	4884	3052,50
NuDh	98,25	88,55	69,09	56,61	42,05	31,55
ho(W/mK)	201,41	181,53	141,6345	116,05	86,223	64,68
U (W/mK)	130,345	121,720	102,382	88,309	69,920	55,043
Cmin	381,85	332,19	214,79	155,13	95,46	59,66
Cmin/Cmax	0,445	0,387	0,25	0,18	0,11	0,07
NTU	0,167	0,179	0,233	0,279	0,359	0,452
E (%)	15,38	16,39	20,78	23,82	29,67	35,91
q [ W ]	2055,52	1848,24	1562,2	1293,3	4991,34	749,897
DTa °c	5,38	5,56	7,27	8,33	10,38	12,57
DTe °c	2,4	2,15	1,8	1,51	1,16	0,87
C1 = 0,2745		C2 = 0,95			m = 0,612	

Les résultats du calcul sont récapitulés dans le tableau (V) :

2.b - Calcul de l'échangeur TD49b :

Données :

Surface totale d'échange .....	Ao = 0,478 m
Surface totale des ailettes .....	Af = 0,388 m
Nombre de tubes.....	N = 6
Nombre d'ailettes par tube .....	= 47
Nombre de rangées .....	Nr = 3
Longueur des tubes .....	L = 0,3 m
Diamètre extérieur du tube .....	Do = 15,9 mm
Diamètre intérieur du tube .....	Di = 12,64 mm
Diamètre des ailettes .....	D = 33,5 mm
Avec Débit d'air variable.	
Débit d'eau .....	Me = 0,205 Kg/s
Température d'air d'entrée .....	Tae = 22°C
Température d'eau à l'entrée .....	Tee = 57°C
Disposition: non alignés .....	ST = 65 mm

Méthode de calcul :

On utilise la relation de COLBURN [4/]

$$JH = St \cdot Pr^{2/3} \quad [19]$$

Avec JH : Coefficient de Colburn,  
St : Nombre de Stanton ,  
Pr : Nombre de Prandtl .

$$JH = h_o Pr / \rho C_p V \quad (20)$$

D'après l'analogie de Chilton-Colburn:

$$Cf/2 = (1/8) \lambda \text{ St Pr}$$

$$* \quad \lambda = 0,316 \text{ Re}_D^{-1/4} \quad ; \quad \text{pour } \text{Re}_D < 2.10^4$$

$$* \quad \lambda = 0,184 \text{ Re}_D^{-1/5} \quad ; \quad \text{pour } \text{Re}_D < 2.10^4$$

$$h_o = JH \rho \text{ Cp V/Pr}$$

A) - Passage simple :

Comme dans le cas de l'échangeur TD49a, le passage simple est la situation pour la quelle les six tubes de l'échangeur sont en parallèle.

A.1) - Calcul du coefficient d'échange extérieur:

$$\text{Re}_{Dh} = V_{\text{max}} Dh / \nu \quad , \quad Dh = 4 A/P$$

A : Section de passage

P : Périmètre mouillé

$$A = 195,784 \text{ mm}^2 \quad ; \quad P = 48,48 \text{ mm} \quad \text{d'où} \quad Dh = 16,154 \text{ mm}$$

- Vitesse maximale :

$$* \text{ Equation de continuité} \quad V S = V_{\text{max}} s'$$

S : Section de la canalisation

V : Vitesse à l'intérieur de la canalisation

s' : Section de passage à l'intérieur de l'échangeur.

V<sub>max</sub> : Vitesse à l'intérieur de l'échangeur.

$$V_{\text{max}} = \frac{VS}{s'} = \frac{Q_a}{s'}$$

On détermine ainsi le nombre de Reynolds.

$$Re_{D_{max}} = 30181,165 \cdot Q_a$$

A.2) - Calcul du coefficient d'échange global :

La relation donnant le coefficient d'échange global à la même forme que celle utilisée dans le cas de l'échangeur TD49a, néanmoins cette fois çï on fait intervenir le rendement des tubes ailettes .

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i(A_i/A_o)} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o \cdot h_o}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i(D_i/D_o)^2} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o \cdot h_o}$$

A.3) - Calcul du coefficient d'échange  $h_i$  (à l'intérieur du tube)

Le débit d'eau traversant le tube, en passage simple est égale a 1/6eme du débit total.

$$\dot{M}_e = \dot{M}_{total}/6, \quad \dot{M}_e = 0,0342 \text{ kg/s}$$

le nombre de Reynolds est donné par

$$Re_D = 4 \dot{M}_e / \mu \pi D_i^2 \quad Re_D = 7048,562$$

$Re_D > 2000$  alors l'écoulement à l'intérieur des tubes est turbulent ; l'évaluation du nombre de Nusselt est donné par l'analogie de Colburn.

$$Nu_D = 40,393$$

d'ou  $h_i = 2077,17 \text{ W/m K}$

Les résultats du calcul sont récapitulés dans le tableau (V).

B. Passage triple :

Comme dans le cas du passage triple de l'échangeur TD49a, les 3 groupes de 2 tubes chacun sont en série, c'est à dire le débit total d'eau entrant se trouve partagé en deux pour parcourir le premier groupe de tubes ensuite le deuxième et enfin le troisième groupe.

B.1) - Calcul du coefficient d'échange  $h_i$  :

Le coefficient  $h_i$  se calcul de la même manière que précédemment.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{\text{tot}}/2 \quad \dot{m}_e = 0,1025 \text{ kg/s} \quad Re_D = 21125,1$$

L'écoulement étant turbulent, l'analogie de Colburn donne :

$$Nu_D = 97,2 \quad , \quad h_i = 4988,42 \text{ W/m K}$$

les résultats du calcul pour différents débits d'air sont récapitulés dans le tableau (VI).

TABLEAU ( V )

Qv(m3/s)	0,32	0,27	0,18	0,13	0,08	0,05
Vmax(m/s)	9,14	7,752	5,168	3,73	2,297	1,435
ReDh	9657,97	8148,91	5432,61	3923,55	2414,49	1509,058
f	0,0294	0,03	0,033	0,0355	0,039	0,0426
ho(W/mK)	50,72	43,65	32,01	24,507	16,816	11,475
U (W/mK)	46,628	40,366	30,198	23,386	16,95	11,132
Cmin(J/K)	381,85	332,14	214,79	155,13	95,46	59,66
Cmin/Cmax	0,445	0,387	0,25	0,18	0,11	0,7
NTU	0,0584	0,0581	0,0672	0,072	0,081	0,089
E (%)	5,67	5,64	6,5	6,95	7,69	8,5
q [ J ]	757,79	636	488,65	377,35	256,94	177,5
DTa °c	0,88	0,74	0,57	0,44	0,3	0,2
DTe °c	1,98	1,91	2,275	2,4	2,69	2,97
JH	0,00367	0,00375	0,00412	0,00438	0,00488	0,00523

TABLEAU ( VI )

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	0,32	0,27	0,18	0,13	0,08	0,05
V (m/s)	9,19	7,752	5,168	3,73	2,297	1,434
ReDh	9657,97	8148,91	5432,61	3923,55	2414,49	1509,058
f	0,0294	0,03	0,03	0,035	0,039	0,0426
h <sub>o</sub> (W/mK)	50,72	43,65	32,01	24,507	16,816	11,475
U (W/mK)	47,62	41,10	30,61	23,63	16,272	11,197
C <sub>min</sub>	381,85	332,14	214,79	155,13	95,46	59,66
C <sub>min</sub> /C <sub>max</sub>	0,0445	0,385	0,25	0,18	0,11	0,07
NTU	0,0596	0,0591	0,0681	0,0728	0,0816	0,0896
E (%)	5,77	5,74	6,585	7,02	7,82	8,57
q [J]	771,15	647,28	495,04	390,92	261,28	178,96
DT <sub>a</sub> °c	2,02	1,948	2,32	2,52	2,74	3
DT <sub>e</sub> °c	0,9	0,75	0,6	0,45	0,3	0,2
η <sub>o</sub>	0,96	0,96	0,97	0,975	0,975	0,98

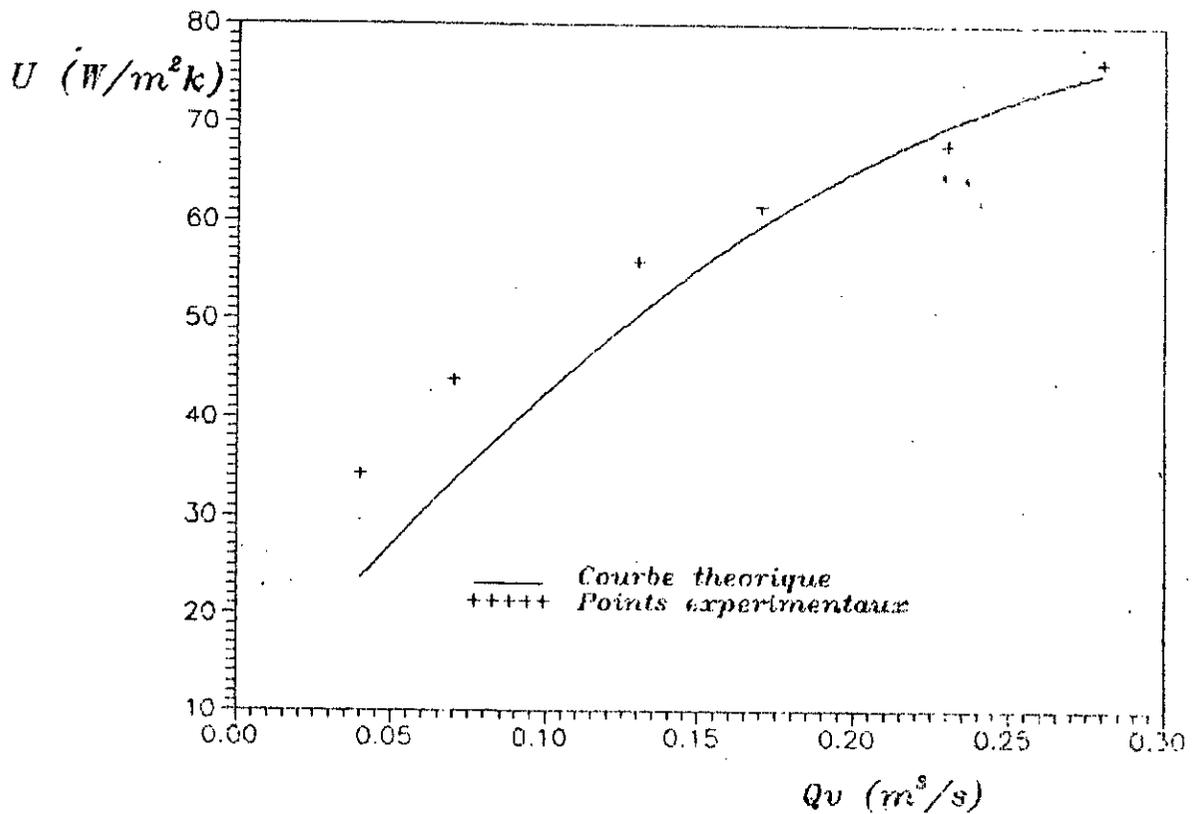


Fig.(15) - Evolution du coefficient d'echange global en passage simple (TD49a)

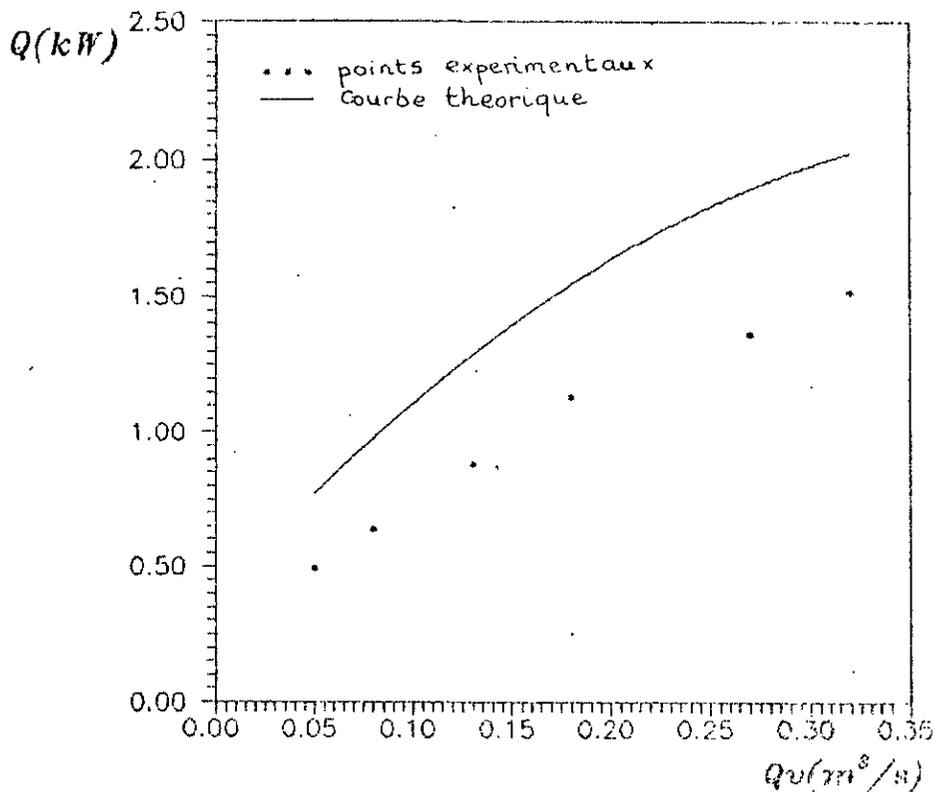


Fig.(16) Quantite de chaleur echangee en passage triple (Echangeur TD49a)

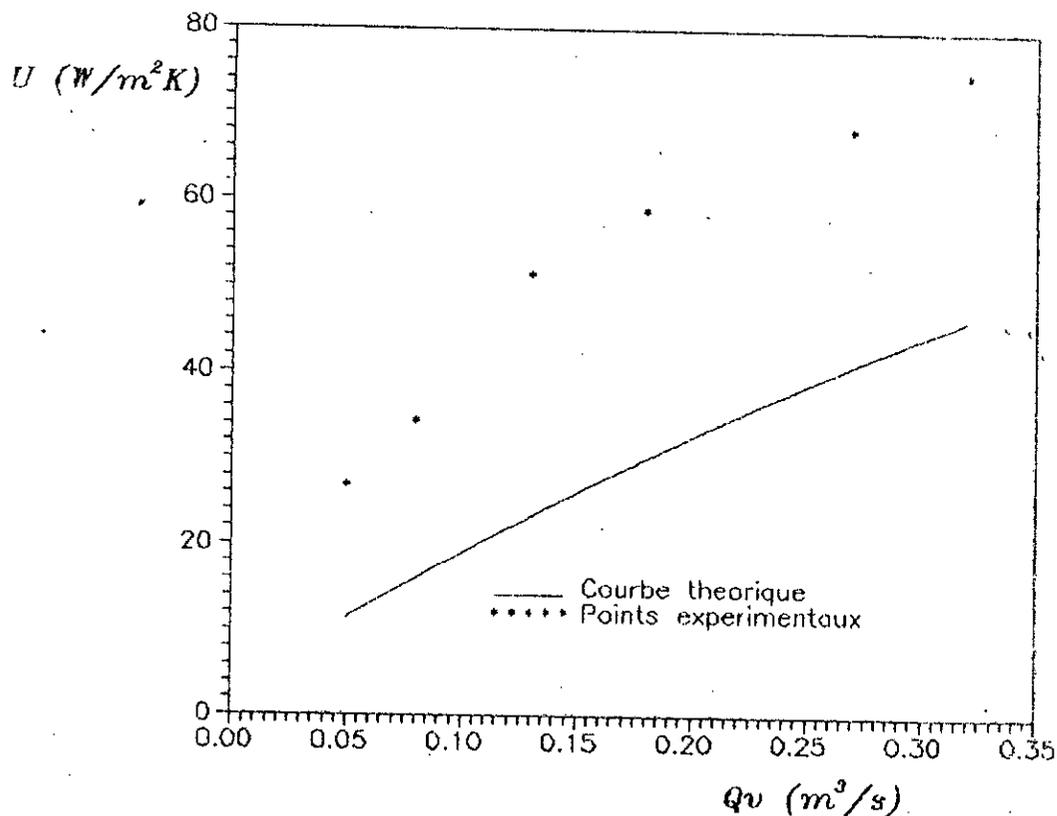


Fig.(17) - Coefficient d'echange global en passage simple (Echangeur TD49b)

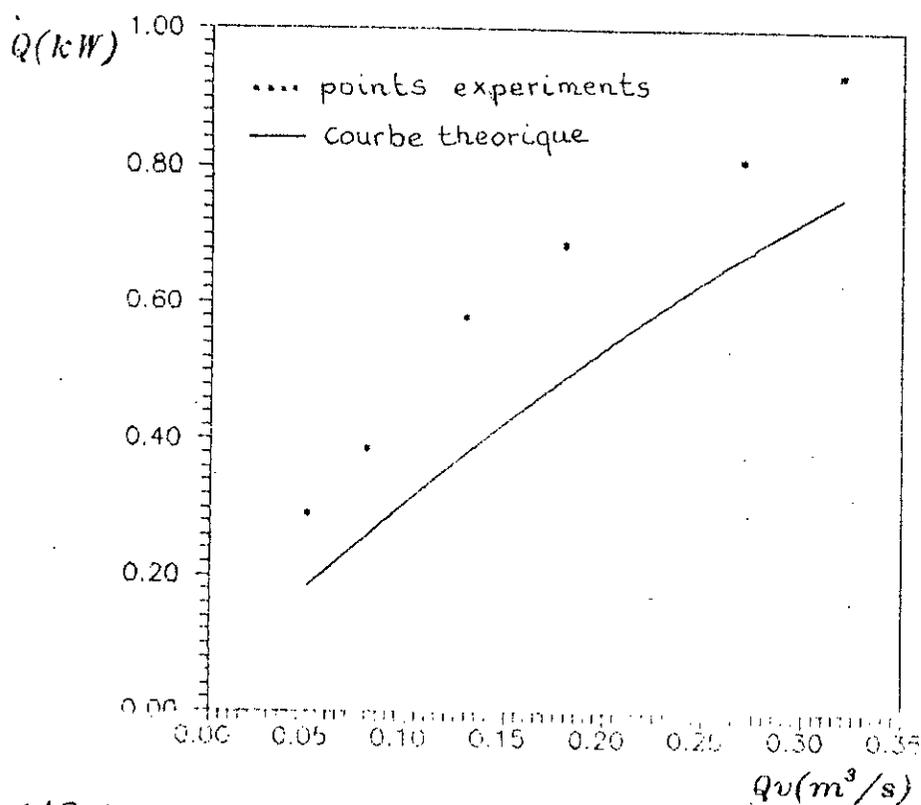


Fig.(18) - Quantite de chaleur echangee en passage triple (Echangeur TD49b)

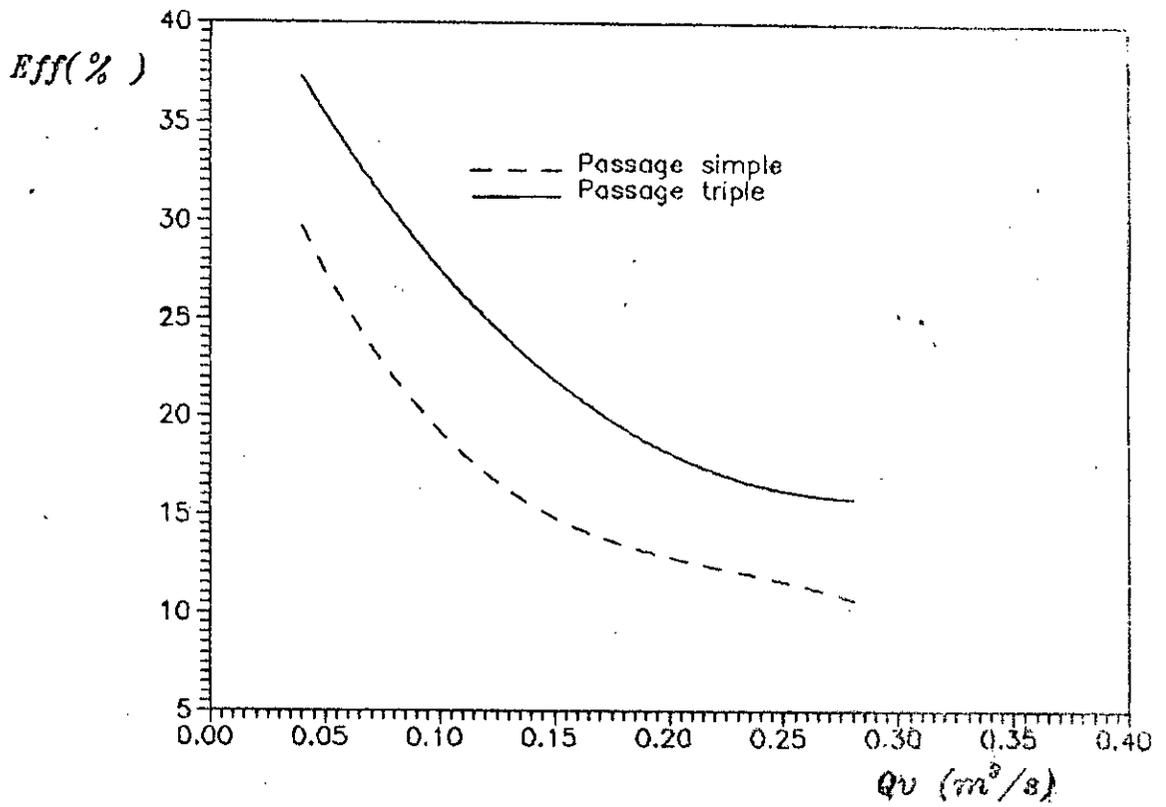
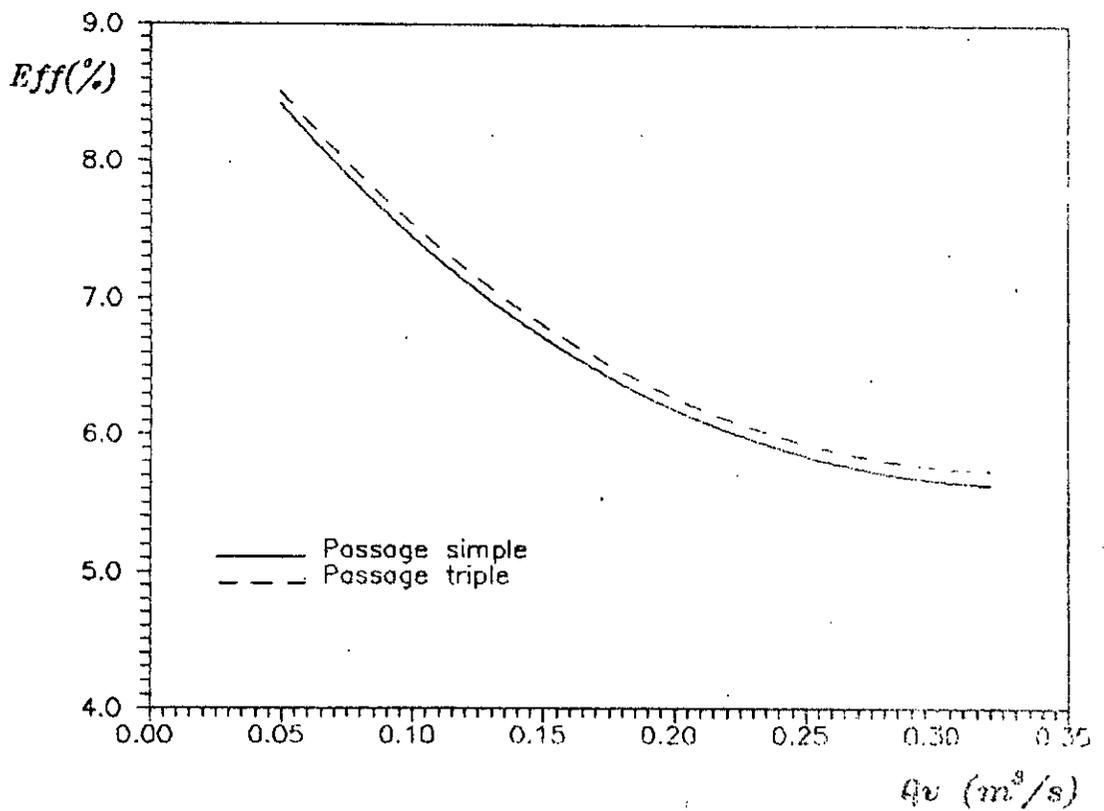


Fig.(19)-efficacite de l'echangeur TD49a-



Fig(20)-Efficacite de l'echangeur (TD43b)

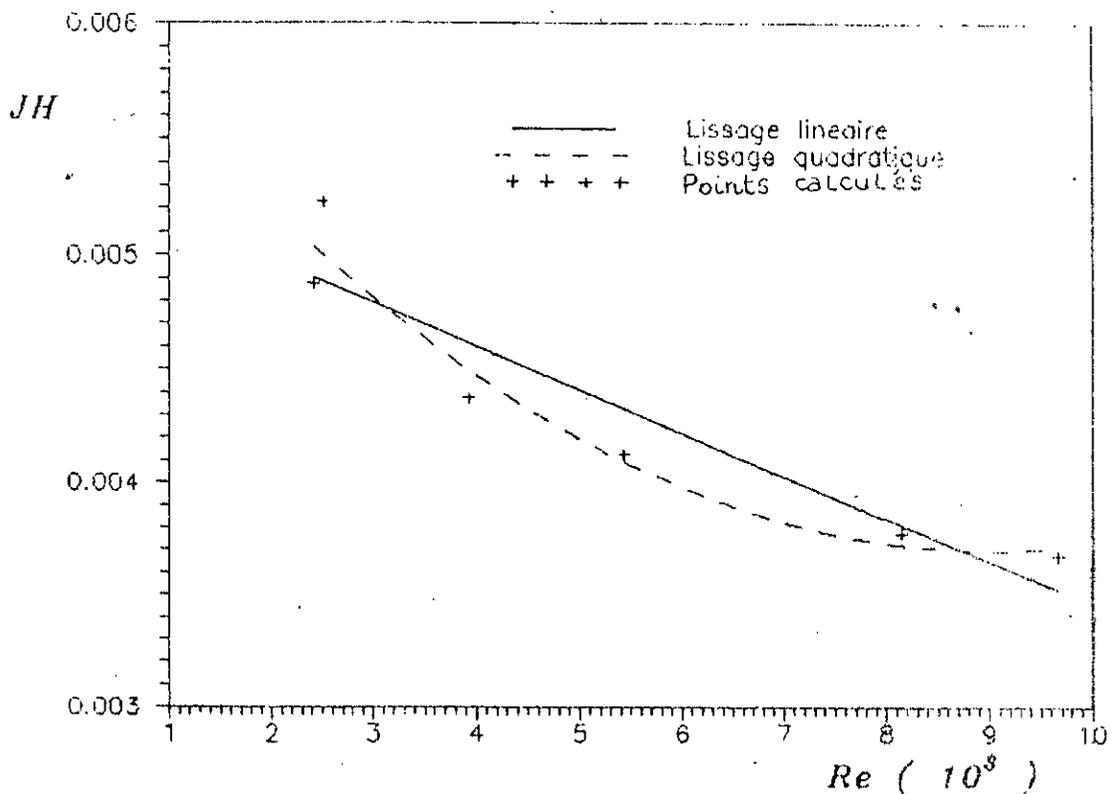


Fig.( 21 )-Evolution du coefficient de COLBURN -

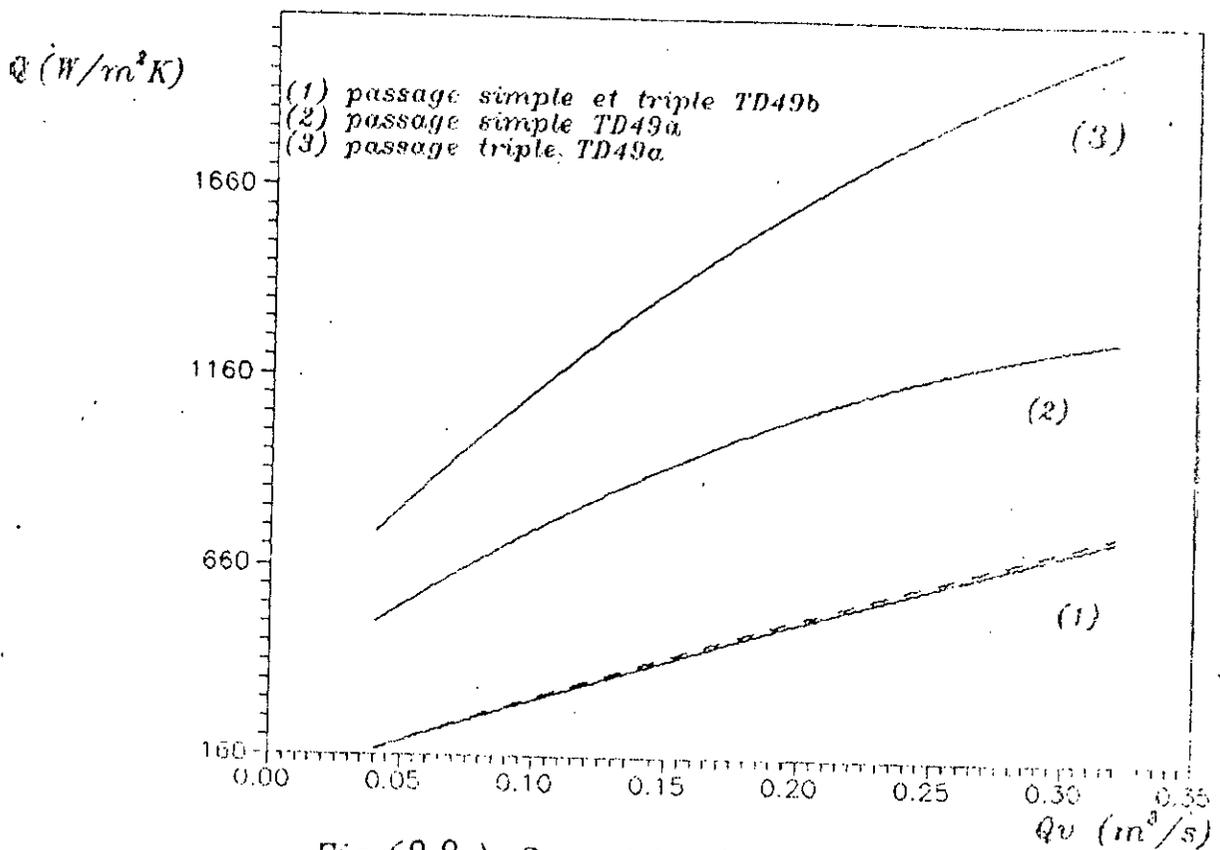


Fig.(22)-Quantite de chaleur echangee

### Interpretation des resultats :

Les résultats de l'expérience réunis dans les tableaux (III), (IV), (V) et (VI) pour les deux échangeurs TD49a et TD49b en passage simple et double sont représentés dans les figures 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, et 22. Dans le cas de l'échangeur TD49a en passage simple, nous constatons, sur les figures (15), (16) représentant les coefficients d'échange globaux et les quantités de chaleur totales échangées théoriques et expérimentales; il y a une bonne concordance des résultats théoriques et expérimentaux surtout pour les grands débits, ceci nous conduit à conclure que les corrélations de la convection forcée utilisées sont de bonnes approximations pour notre cas.

Par contre dans le passage triple on constate une différence, sensible entre les résultats théoriques et expérimentaux figure (16), ceci provient du fait que la température d'eau à l'entrée n'est pas bien régulière ainsi qu'aux erreurs de lecture sur les thermomètres. Les mêmes remarques que dans le cas de l'échangeur TD49a (passage triple) peuvent être faites pour les calculs de l'échangeur TD49b en passage simple et triple, voir figures (17), (18) cependant l'hypothèse d'erreur introduite par la méthode de calcul n'est pas à écarter, car l'hypothèse d'écoulement interne à l'intérieur de l'échangeur (dans l'espace entre ailettes) paraît comme incompatible avec les dimensions de l'échangeur TD49b, dont les tubes sont sensiblement éloignés entre eux.

On terminera cette partie par quelques observations sur les efficacités des échangeurs TD49a, TD49b représentées dans les figures (19), (20).

Le triple passage dans le cas de l'échangeur TD49a donne la plus grande efficacité de l'échange thermique; par contre l'utilisation de l'échangeur TD49b donne sensiblement la même efficacité d'échange pour les deux passages simple et triple.

On observe aussi sur la figure (22) que la quantité de chaleur échangée dans l'échangeur TD49a est nettement supérieure à celle échangée dans l'échangeur TD49b, ceci est dû au nombre de tubes plus grands dans le cas du TD49a, créant ainsi une forte turbulence entre les tubes, ce qui entraîne un meilleur échange de chaleur.

Des conclusions rigoureuses et justes ne peuvent être faites sur les méthodes de calcul de l'échange thermique à l'intérieur des échangeurs; ceci est due à l'inexistence de données expérimentales obtenues par un banc d'essais réglé en température

## CONCLUSION GENERALE

Après caractérisation des différents éléments constituant la soufflante TD49 (ventilateur centrifuge, échangeurs de chaleur TD49a, TD49b) ainsi que les paramètres d'écoulement (vitesse, température, humidité) nous pouvons affirmer que la soufflante est un banc d'essais essentiellement pédagogique, néanmoins des modifications peuvent être envisagées afin qu'elle puisse être utilisée pour simuler des processus de climatisation, de transfert de chaleur, et de masse et de dynamique des fluides.

Les modifications qu'on a jugé utile afin de mener des études sur un large éventail sont réparties essentiellement en trois niveaux.

\* Ventilation : le ventilateur centrifuge dont est dotée la soufflante possède une faible puissance et un rendement assez réduit même si sa vitesse de rotation atteint les 2850 tr/mm. Pour augmenter la vitesse de l'air dans la canalisation, on doit remplacer ce dernier par un autre plus performant, ou à la limite, changer les palettes ou le moteur.

\* Canalisation : afin de faire un balayage sur une gamme assez importante de l'écoulement (établie et non établie) on doit augmenter la longueur de la canalisation.

\* Appareils de mesure : pour mener des mesures (vitesse, Température, humidité) assez précises, on doit doter la soufflante d'un anémomètre à fil chaud (mesure des vitesse en turbulent), de thermocouples (profil de température, coefficient d'échange convectif) et d'un hygromètre pour la mesure de l'humidité.

Enfin, pour exploiter l'air sortant de la soufflante (régulé en température, vitesse, et humidité) on peut songer à raccorder une nouvelle canalisation; Cette dernière pourra faire l'objet de simulations expérimentales de certains procédés industriels (séchage, climatisation). Une deuxième solution consiste en la réalisation d'un circuit fermé permettant d'avoir une meilleure régulation des paramètres d'écoulement.

\* \* \* \* \*  
\* BIBLIOGRAPHIE \*  
\* \* \* \* \*

## Références

- /1/ - R. COMOLET, mécanique expérimentale des fluides, Tome II.
- /2/ - M. OLSON, essentials of engineering fluid mechanics 3eme ed.
- /3/ - J. TAINE, transferts thermiques.
- /4/ - Frank P. INCROPERA, fondamentale of heat and mass transfer.
- /5/ - CAPOT, les principes de mesure.
- /6/ - M. HUG, mécanique des fluides appliquée.
- /7/ - COM, techniques de mesure dans les écoulements.
- /8/ - Brochure "Thermocaox".
- /9/ - Catalogue de la soufflante TD49
- /10/ - MEMOIRE (1987), mise en marche du banc d'essais de convection forcée.