

وزارة التعليم العالي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

15A

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

REMISE EN MARCHÉ D'UN APPAREIL D'ECHANGE DE
CHALEUR
AIR - EAU

Proposé par :

Mme F. MEZIANI

Etudié par :

Mr M. LAHOUCUI

Dirigé par :

Mme F. MEZIANI

PROMOTION : JUIN 1989

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE CHIMIQUE

SUJET

! REMISE EN MARCHÉ D'UN
! APPAREIL D'ÉCHANGE DE CHALEUR
! AIR _ EAU
!

Proposé et dirigé par :

Mme F. MEZIANI

Etudié par :

Mr M. LAHOUAOUI

Membre de jury :

Mr M. BOURKIZA (Président)

Mr M. BENIDDIR

Mme F. YAGOUB

Mme F. MEZIANI

Mr YOUNSI (INVITE)

Chargé de cours

Maitre Assistant

Maitre Assistant

Maitre Assistant

PROMOTION : 1989

/)/) MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

//E COLEGE //) NATIONALE // POLYTECHNIQUE.

Département : ..Genie..Chimique...

Promoteur : ..M.me..F. MEZIANI....

Elève Ingénieur : ..M. LAHOUDJI...

الموضوع = إعادة تشغيل جهاز مبادل حراري (هواء - ماء)

الملخص = يتطمن عملنا بتصليح جهاز مبادل حراري (هواء - ماء). ثم دراسة تجريبية للتحويل الحراري عن طريق نقل حراري مجس وماقتراح نص للأعمال التطبيقية

Sujet : ..REMISE EN MARCHÉ D'UN APPAREIL D'ÉCHANGE DE CHALEUR (AIR-EAU).....

Résumé: L'objet du projet consiste à une réparation d'un appareil

d'échange de chaleur (Air - Eau), suivit d'une étude

du transfert de chaleur en convection forcée et

une proposition d'un texte de travaux pratiques

Subject :Make up Heat transfer apparatus.....

Abstract : Our subject consists in repair of Heat transfer

apparatus (Air - water), followed by experimental

study of Heat transfer by forced Convection, and

suggest ~~practical~~ text for practical work

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mes vives remerciements à Madame F. MEZIANI , qui m'a dirigé et suivi tout le long de ce travail.

J'adresse aussi mes sincères remerciements à Monsieur M. BOURKIZA , pour l'amabilité avec laquelle , il a bien voulu assurer la présidence du jury , ainsi que Madame F. YAGOUB et Monsieur M. BENIDDIR , d'avoir accepté de juger ce travail .

Que tous ceux et celles , qui ont contribué à ma formation , ainsi que ceux qui m'ont prêté main , trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

A mes parents

A La mémoire de Mme N. KARBACHI

S O M M A I R E

=====

1. INTRODUCTION

2. ETUDE HYDRODYNAMIQUE

- 2.1 Ecoulements laminaires et turbulents dans les tubes
- 2.2 Calcul des pertes de charge à l'intérieur des tubes
- 2.3 Dynamique des fluides et le transfert de chaleur.

3. CONVECTION FORCEE DANS LES TUBES

- 3.1 Analyse dimensionnelle
- 3.2 Exemple d'analyse
- 3.3. Corrélations usuelles en convection.

4. LES ECHANGES DE CHALEUR

- 4.1 Généralités
- 4.2 Etude de transfert de chaleur
(Bilan - Différence moyenne de température -
coefficients de transfert de chaleur).

5. PARTIE EXPERIMENTALE

- 5.1 Description de l'appareil
- 5.2 Installation et les différentes opérations de réparation
- 5.3 Essais
- 5.4 Interprétation.

6. CONCLUSION

Annexe : Proposition d'un texte de travaux pratiques.

N O M E N C L A T U R E

=====

- A : Section droite par laquelle traverse le flux d'air ... (m²)
- A_i : Surface d'échange intérieure (m²)
- CP_a : Chaleur spécifique isobare de l'air (Kj/Kg °C)
- CP_e : Chaleur spécifique isobare de l'eau (Kj/Kg °C)
- d₁, d_i : Diamètre intérieur de tube (m)
- h : Coefficient de transfert de chaleur pour convection ...
 ... (Kj/h m °C)
- G : Vitesse massique (Kg/h m²)
- Q : Débit volumique (m³/h)
- T₁ : Température de sortie de l'air (°C)
- T₂ : Température de la pain à l'entrée d'air (°C)
- T₃ : Température de la pain à la sortie de l'air (°C)
- T₄ : Température d'entrée de l'air (°C)
- T_{ee} : Température d'entrée de l'eau (°C)
- T_{se} : Température de sortie de l'eau (°C)
- DTLM : Différence de température logarithmique moyenne ... (°C)
- U : Vitesse linéaire (m/h)
- L : Longueur de la section d'essai (m)
- DP : Perte de charge (KPa)
- P_{st} : Pression statique (mm H₂O)
- W : Débit massique (Kg/h)
- ρ : Masse volumique (Kg/m³)
- λ : Coefficient de transfert de chaleur par conduction ...
 (Kj/h m °C)
- μ : Viscosité dynamique (Kg/h. m.)

1. INTRODUCTION

Le présent projet est consacré à la remise en marche d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques.

Il comprend deux parties essentielles :

- Une partie de cet ouvrage est consacrée à la remise en marche de l'appareil, suivie d'une étude expérimentale, puis nous proposerons un texte de travaux pratiques ;
- La seconde partie est consacrée à un rappel théorique sur le transfert de chaleur en convection ; qu'elle soit forcée si le mouvement d'échanges thermiques est provoqué par une cause mécanique, ou qu'elle soit naturelle (libre) si l'échange thermique prend naissance sous l'effet des différences de densités par suite des différences de températures de fluides..

Dans les deux cas, le régime hydrodynamique joue un rôle essentiel dans le mécanisme des échanges thermiques.

2 ETUDE HYDRODYNAMIQUE

Dans ce chapitre, on compare les mécanismes d'écoulement laminaire et d'écoulement turbulent isotherme à l'intérieur des tubes. La première partie traite de l'écoulement en régime laminaire et turbulent à l'intérieur des tubes, elle donne des renseignements sur l'allure des répartitions de vitesse et sur les coefficients de frottement dans des tubes lisses ou rugueux, elle donne aussi les méthodes permettent le calcul des chutes de pression.. La deuxième partie traite de l'influence de l'écoulement sur le transfert de chaleur par convection forcée.

2.1 Ecoulements laminaires et turbulents dans les tubes :

L'écoulement isotherme permanent d'un fluide à travers un tuyau rectiligne de grande longueur peut s'effectuer selon plusieurs mécanismes, comme cela a été déterminé par les recherches classiques de OSBORNE REYNOLDS (1883).

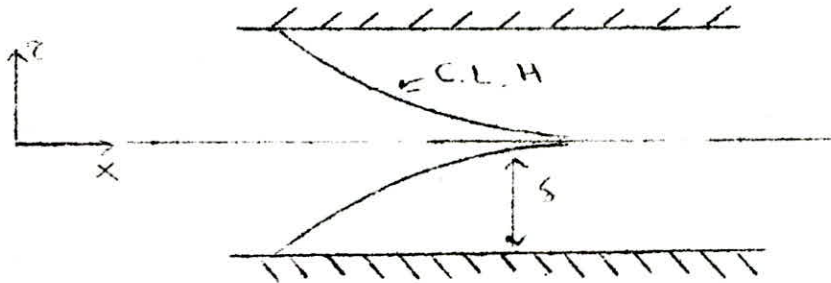
Lorsque le nombre sans dimension de REYNOLDS - $Re = \frac{DU\rho}{\mu}$ - est suffisamment petit ($R \leq 2100$), les particules du fluide s'écoulent en lignes droites parallèles à l'axe de la conduite, sans composante radiale possible.

Ce type de mouvement est appelé laminaire ou visqueux. Pour les valeurs suffisamment grandes ($R > 10000$) on dit que le mouvement est turbulent, à cause de la présence de très nombreux tourbillons dans la plus grande partie de la conduite.

2.1 a) Examen du régime des vitesses :

Lors du mouvement d'un fluide visqueux incompressible dans une conduite cylindrique, le courant dans la portion initiale de celle-ci est constitué de deux parties; couche limite au voisinage des parois et noyau non agité dans les limites du quel la vitesse du fluide en tout point d'une section transversale donnée est la même.

A mesure que l'on s'éloigne de l'orifice du tube, l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique (C.L.H) augmente jusqu'à une distance X_s - dite distance de stabilisation - l'écoulement du fluide au delà de cette distance est stabilisé, cette longueur de stabilisation croit avec l'accroissement du diamètre de la conduite ainsi qu'avec le nombre de REYNOLDS.



s = épaisseur de la C.L.H

- Profil de vitesse :

L'écoulement laminaire admet une répartition parabolique (Fig.2.1) de vitesse où celle-ci est maximale à l'axe médian ($z = 0$) et nulle au voisinage de la paroi ($z =$ rayon de la conduite).

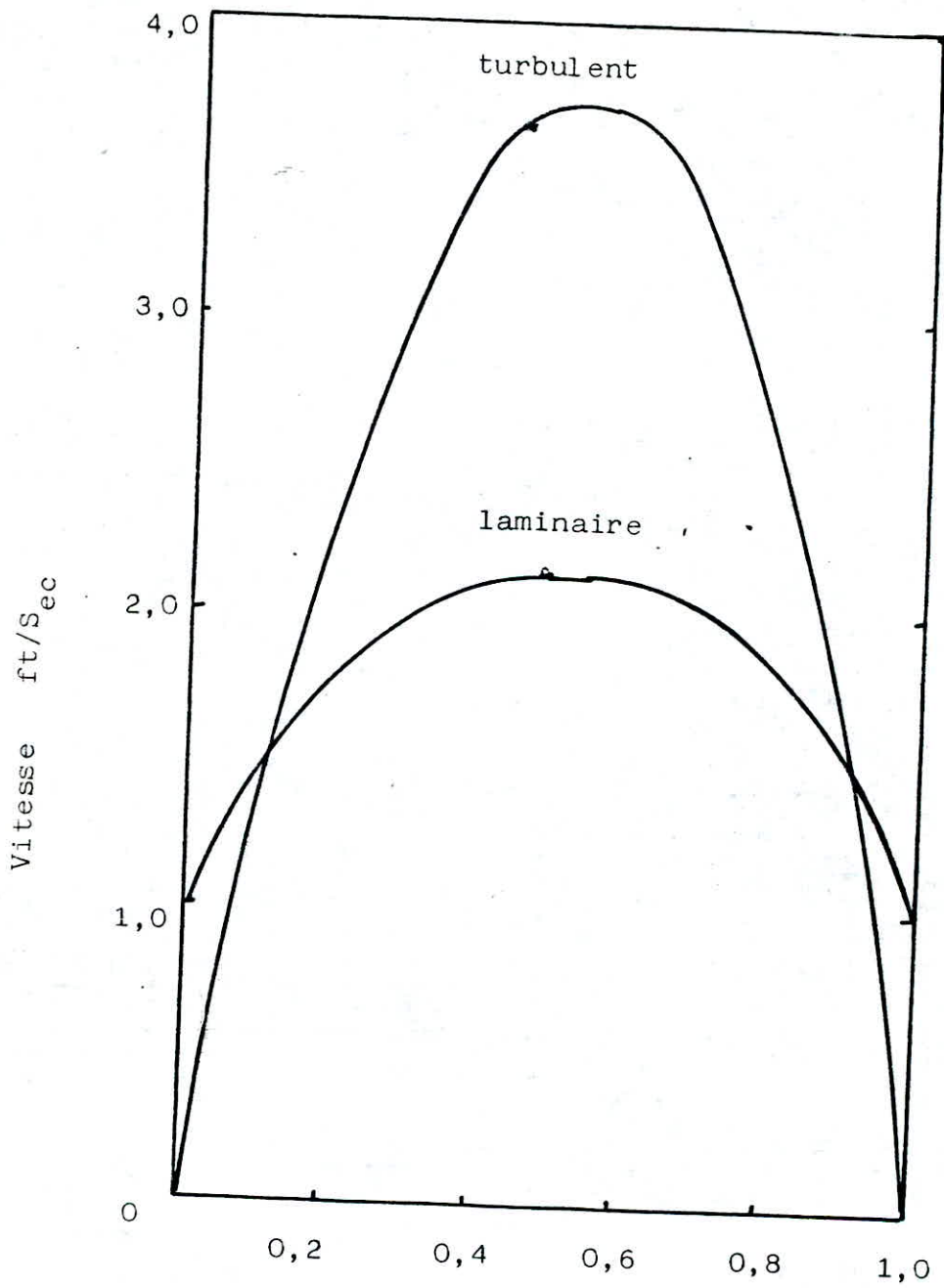
$$U^* = 2.U \left(1 - \frac{z^2}{z_c^2} \right) \quad (2.1) \text{ réf(11) }$$

où :

U = vitesse moyenne

Par contre le régime turbulent à une courbe de répartition d'allure plus pointue (Fig.2.1), dont la vitesse moyenne est estimée à :

$$U = U_{\max} / 0,8 \quad (2.2) \text{ réf(11) }$$



Distance mesuré le long d'un tube (ft)

(Fig 2.1)

Comparaison des profils de vitesse des écoulements laminaire et turbulent à la même vitesse moyenne.

2.2 Calcul des pertes de charges à l'intérieur des tubes:

Un fluide qui traverse une conduite cylindrique, s'écoule sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie que l'on appelle PERTE DE CHARGE.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques, ainsi que la géométrie du système.

La perte de charge due au frottement dans la conduite peut-être reliée à l'énergie cinétique du fluide par unité de volume, par la formule :

$$\Delta P = \frac{f \cdot U \cdot \gamma \cdot L}{D} \quad (2.3) \quad \text{réf}(11)$$

où :

f : coefficient de friction, sans dimension, fonction du nombre de REYNOLDS.

U : Vitesse.

γ : Masse volumique du fluide mesurée à la température moyenne entre l'entrée et la sortie.

D : Diamètre de la canalisation.

L : Longueur de la canalisation.

ΔP : Perte de charge.

La valeur du coefficient de friction f en fonction du nombre de REYNOLDS, est donnée par les expressions suivantes:

- Régime laminaire : $Re \leq 2100$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (2.4) \quad \text{réf(10)}$$

- Régime turbulent :

- Conduite lisse

*Equation de KOO : "réf"

$$Re \in (3000 - 3 \cdot 10^6)$$

$$f = 0,00140 + 0,125 Re^{-0,32} \quad (2.5)$$

*Equation de NIKURADSE : "réf" 10

$$Re \geq 10.000$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 4 \text{ Log } (Re \sqrt{f}) - 0,4 \quad (2.6)$$

$$*f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (2.7) \quad \text{"réf" 11}$$

Cette relation est utilisée dans les calculs de transfert de chaleur.

- Conduite rigoureuse : "réf" 16

$$f = 0,0070 + 0,523 Re^{-0,42} \quad (2.8)$$

2.3 Dynamique des fluides et le transfert de
chaleur : (par convection forcée)

2.3 a) Ecoulement laminaire :

Le coefficient d'échange de chaleur par convection h , varie considérablement près de l'entrée et décroît le long du cylindre, cette décroissance est monotone (Fig 2.2).

En régime laminaire, le coefficient d'échange de chaleur devient constant, quand est vérifiée la condition suivante :

$$\frac{X}{D} \cdot \frac{1}{P_e} \geq 0,05 \quad (2.9)$$

où :

X : Distance à partir de l'entrée du fluide chaud.

D : Diamètre de tube.

P_e : Nombre de PECLET = $Re \cdot Pr$

et

$$h = 3,66 \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (2.10)$$

où :

λ : La conductivité thermique du fluide.

2.3 b) Ecoulement turbulent :

Les régimes thermiques et hydrodynamique ne s'établissent pas dès l'entrée de la conduite, le coefficient h de convection est fonction de la distance X (Fig 2.3).

LATZKO : "réf" où calculé h en supposant que le régime est établi et le fluide est peu visqueux.

$$h = 0,0384 \left[\rho \cdot C_p \cdot U \cdot Re^{-0,25} \left(1 + 0,1 \exp \left(-2,7 \frac{X}{D} Re^{-0,25} \right) \right) \right]$$

(2.11)

U = Vitesse linéaire du fluide au centre de la conduite.

h devient pratiquement constant, quand est vérifiée la condition suivante :

$$\left(\frac{X}{D} \right) = 0,85 Re^{0,25} \quad (2.12).$$

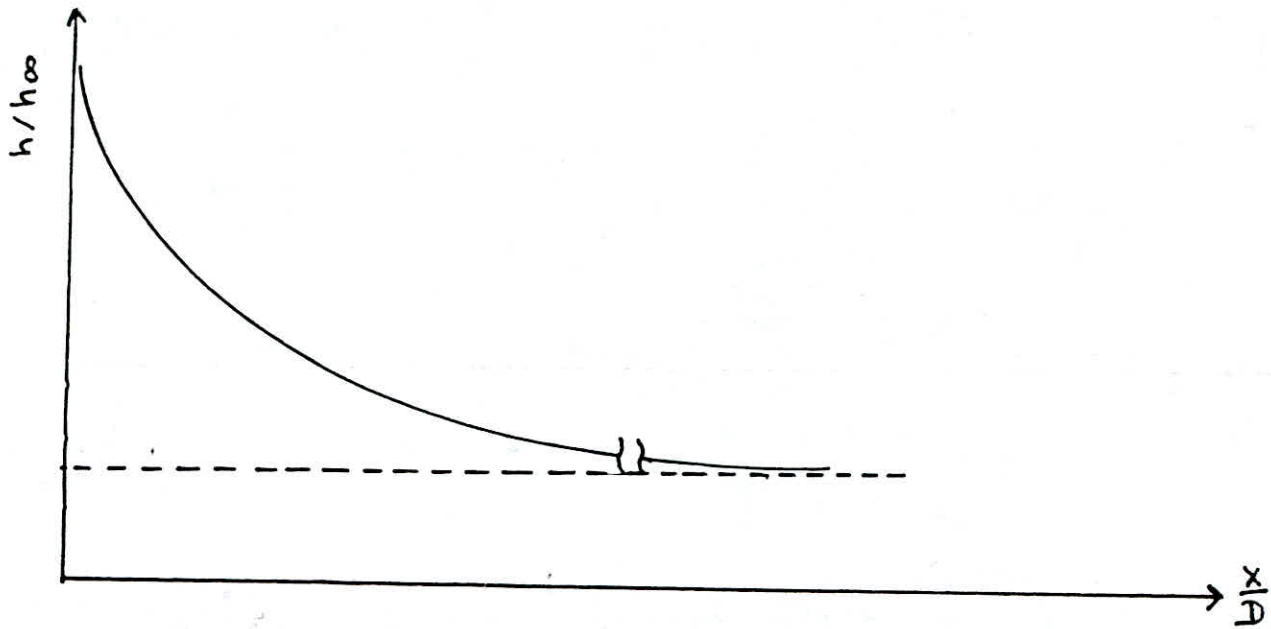


fig 2-2 Variation du coefficient d'échange de chaleur
en regime laminaire

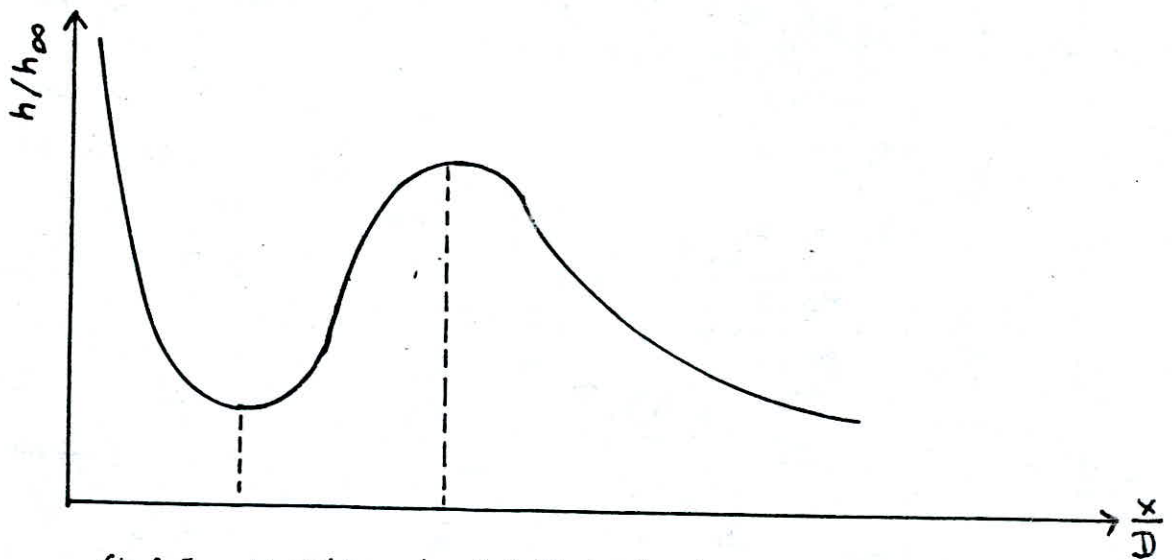


fig 2-3 Variation du coefficient d'échange de chaleur
en regime turbulent

CONVECTION FORCEE DANS LES TUBES

3.1 Analyse dimensionnelle - Définition - :

Le transfert de chaleur par convection est décrit par un système d'équations différentielles et introduit un grand nombre de variables; la tentative de résoudre ces équations analytiquement présente beaucoup de difficultés.

Dans l'ordre de rechercher l'influence d'une des propriétés d'un processus, toutes les autres doivent être maintenues invariables, vu l'ambiguïté des variables impliquées dans le processus, il n'est pas toujours facile d'étudier cette influence.

La théorie de similitude aide à résoudre les difficultés de ce genre. La méthode consiste à réunir un nombre de variables dans une seule équation d'effet expressive, connue aussi sous le nom d'analyse dimensionnelle. Cette analyse présente un vaste domaine d'application, surtout dans les phénomènes complexes tel que : la convection forcée, dans laquelle la résolution des équations analytiques présente beaucoup de difficultés. L'analyse dimensionnelle permet d'obtenir des corrélations à partir des expériences, facilitant aussi l'interprétation des résultats observés à l'échelle de laboratoire, mais, la principale restriction de cette méthode provient du fait que les résultats obtenus - corrélations - ne nous permet pas d'obtenir des équations théoriques permettant de comprendre le phénomène.

Grâce aux travaux de BRIDGMAN *ref 6* (tab 3-1), en différenciant entre les dimensions fondamentales, qui sont facilement calculables et les dimensions secondaires, qui ne sont autres que des produits de puissance des dimensions fondamentales, et grâce à BUCKINGHAM - la théorie des groupements π "1941" - on a pu formuler quelques corrélations et déterminer les groupements adimensionnelles (tab 3-2).

3.1 A Signification physique des nombres Adimensionnelle :

a) Le nombre de Reynolds (Re) :

Afin de déterminer un paramètre universel caractérisant le point de transition d'un écoulement en régime laminaire et en régime turbulent, Reynolds a donné une forme mathématique simple où interviennent les variables d'influence telle que le diamètre du tube, viscosité cinématique, vitesse, etc..... définissant ainsi un nombre sans dimension, appelé nombre de Reynolds. Ce nombre peut-être interprété comme étant le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité,

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} = \frac{U \cdot L}{\nu} = \frac{\frac{U^2}{L} \cdot \rho}{\frac{U}{L^2} \cdot \mu} = \frac{\text{force d'inertie}}{\text{force de viscosité}}$$

Symbole	q u a n t i t e	dimensions
M	Masse, kg	M
D	Diamètre, mètre	L
L	Longeur, mètre	L
T	Temps, seconde	Θ
F	Force, Newton	F
P	Pression, Newton/mètre carré	P
H	Chaleur, joule	H
T	Température, degré Celcius	T
U	Vitesse, mètre par seconde	L/ Θ
ρ	Masse Volumique, kg par mètre cube	M/L ³
μ	Viscosite dynamique, kg/m.s	M/L Θ
Cp	Chaleur spécifique, J/kg°C	H/MT
λ	Conductivité thermique, J/S.M.°C	H/ Θ LT
g	Accélération de la pesanteur	ML/F Θ ²

TABLEAU 3.1

Le tableau ci-dessus montre, les dimensions et unités des différentes quantités utilisées dans l'analyse dimensionnelle.

b) Le nombre de Nusselt (Nu) :

Le nombre de Nusselt - $Nu = hD/\lambda$ - peut-être défini de deux façons :

- Comme étant le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une quantité de chaleur échangée par conduction.

$$Nu = \frac{h \cdot S \cdot \Delta T}{\lambda \cdot S \cdot \frac{\Delta T}{L}}$$

- Soit comme étant le rapport du gradient de température de paroi au gradient de température moyen.

$$Nu = \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}}{\frac{\Delta T}{L}}$$

SYMBOLE	N O M	GRUPE
Re	Nombre de REYNOLDS	$DU \cdot \rho / \mu$
Nu	" NUSSELT	Dh / λ
Pr	" PRANDLT	$Cp \mu / \lambda$
Sc	" SCHMIDT	$\mu / \rho D$
Gr	" GRASHOF	$D^3 \rho^2 g \beta T / \mu^2$ a.b

TABLEAU 3.2

Le tableau ci-dessus, montre quelques groupements adimensionnelles.

c) Le nombre de PRANDLT (Pr) :

Le nombre de PRANDLT est exclusivement fonction des propriétés physiques du fluide; il est défini comme étant le rapport de la viscosité cinématique du fluide à la diffusivité thermique - α - (ou souvent appelé diffusivité moléculaire de la chaleur).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{où} \quad \alpha = \frac{\lambda}{C_p \rho}$$

Remarque: Il caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température.

3.2 Exemple d'analyse :

3.2.a) Analyse de l'écoulement du fluide
(perte de charge)

Les dimensions d'une pression sont la force sur la surface et comme la perte de charge par unité de longueur se réfère à un gradient de pression, on pourra alors écrire que:

$$\frac{dP}{dL} = f(D, U, \nu, \mu, g)$$

On donne arbitrairement la puissance de un (1) à $\frac{dP}{dL}$ et on substitue les dimensions de chaque paramètre:

$$\frac{F}{L^3} = \alpha \cdot L^a \cdot \left[\frac{L}{\theta} \right]^b \cdot \left[\frac{M}{L\theta} \right]^d \cdot \left[\frac{ML}{F\theta^2} \right]^e$$

Appliquant le principe de BRIDGMAN

$$\sum F ; 1 = -e$$

$$\sum L ; -3 = a + b - 3c - d + e$$

$$\sum M ; 0 = c + d + e$$

$$\sum \theta ; 0 = -b - d - 2e$$

Résolvant le système :

$$a = -1 - d$$

$$b = 2 - d$$

$$c = 1 - d$$

$$d = d$$

$$e = -1$$

On obtient alors :

$$\frac{dP}{dL} = \alpha D^{-1-d} U^{2-d} \mu^{1-d} \rho^{-1}$$

où

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \alpha \frac{U^2 \cdot f}{g \cdot D} \cdot \left(\frac{D \cdot U}{\mu} \right)^{-d}$$

où bien alors :

$$\Delta P = \alpha \frac{G^2 \cdot L}{f \cdot g \cdot D} \cdot Re^{-d}$$

Par expérience, on pourra obtenir les coefficients β et d .

3.2.b Analyse de la forme de l'équation
de la convection forcée :

Les dimensions du coefficient de transfert de chaleur sont

$$H / \theta L^2 T$$

$$h = f (U, \nu, C_p, D, \lambda, \mu)$$

$$h = A \cdot U^a \nu^b C_p^d D^e \lambda^f \mu^g$$

Selon le principe de BRIDGMAN, la somme des exposants, et la résolution du système nous donnent :

$$h = A \cdot U^a \nu^a C_p^{1-f} D^{a-1} \lambda^f \mu^{1-f-a}$$

Le réarrangement de cette équation, nous donne :

$$\frac{h \cdot D}{\lambda} = A \left(\frac{D \cdot U \cdot \nu}{\lambda} \right)^a \cdot \left(\frac{C_p \cdot \lambda}{\lambda} \right)^{1-f}$$

ou bien :

$$Nu = A Re^a Pr^{1-f}$$

Les valeurs des constantes A, a, f sont déterminées expérimentalement.

3.3 CORRELATION USUELLES EN CONVECTION

FORCEE A L'INTERIEUR DES CONDUITES :

3.3 a) Ecoulement turbulent : $Re \geq 10^4$

Mac Adams : propose la corrélation suivante pour déterminer le coefficient d'échange de chaleur par convection forcée entre les fluides, dont la viscosité est faible : [10]

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$$

où n est exposant qui prend la valeur 0,4 pour l'échauffement et 0,3 pour le refroidissement. Les propriétés physiques sont prises à une température moyenne entre l'entrée et la sortie.

L'équation est valable tant que $Re > 10000$ et $\frac{L}{D} \geq 50$

COLBURN : a proposé également la corrélation

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33}$$

$$0,7 < Pr < 100 \quad Re > 10000$$

Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du fluide et celle de la paroi.

SIDER et TATE : quand les fluides sont très visqueux, une différence remarquable de la viscosité à la paroi et au large dans le sein de la phase fluide apparaît. Ces auteurs suggèrent la relation :

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_c}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

μ_c : prise à la température du fluide au centre de tube

μ_p : prise à la température de la paroi

l'équation est valable tant que $Re > 10^4$ et $\frac{L}{D} \geq 50$

KRAUSSOLD : quand les tubes sont courts, l'effet de la longueur sur la valeur du coefficient d'échange par convection est non négligeable, surtout quand $10^4 < Re < 10^5$.

1) pour le refroidissement du fluide :

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,054}$$

2) pour l'échauffement du fluide :

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} Pr^{0,37} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,054}$$

où D = diamètre du tube

L = longueur du tube

3.3 b) Ecoulement laminaire a l'interieur d'un tube :

$Re < 2.10^3$, Les corrélations concernant l'écoulement en régime laminaire sont basées sur le fait que la température de la paroi reste constante.

MAC ADAMS : propose :

1) pour les conduites longues et $Re Pr \frac{D}{L} < 13$

$$Nu = 0,5 Re Pr \frac{D}{L}$$

2) pour les conduites courtes et $Re Pr \frac{D}{L} \geq 13$

$$Nu = 1,62 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{0,33}$$

Toutes les propriétés physiques du fluide sont prises à la température moyenne du fluide.

SIDER et TATE : Quand il s'agit d'un fluide très visqueux, les auteurs proposent la corrélation suivante :

$$Nu = 1,86 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_w}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

HAUSEN : Quand la température de la paroi est très différente de la température du fluide au centre du tube, l'auteur propose :

1) pour le refroidissement :

$$Nu = 11,5 Re^{0,23} Pr^{0,23} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,5}$$

2) pour l'échauffement :

$$Nu = 15 Re^{0,23} Pr^{0,23} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,5}$$

Effet de la longueur du tube sur h :

COLBURN : a proposé un abaque donnant pour différents rapports $\frac{L}{D}$ la valeur h (Fig. 4).

La corrélation s'adaptant à cette représentation est :

$$Nu = 0,023 \left(1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0,7} \right) Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_f} \right)^{0,14} \text{ Eq. 18}$$

Au delà de $Re = 6000$ l'influence de $\frac{L}{D}$ sur h s'estompe comme il est précisé sur l'abaque.

3.3 c) Ecoulement transitoire : $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

Il n'existe pas de corrélation pour cette zone. Cependant, l'accès à h est possible en procédant à une interpolation entre les courbes données en régime laminaire et régime turbulent sur un graphique donnant Nu en fonction de Re pour différents rapports $\frac{L}{D}$. (Fig. 9)

On peut aussi utiliser une autre méthode qui consiste à calculer le Nu, pour $Re_1 = 2000$ d'après l'équation convenable à l'écoulement laminaire, puis on calcule le Nu_2 pour le $Re_2 = 10000$ d'après l'équation valable pour l'écoulement turbulent, et par la suite on joint les deux points par une droite sur laquelle la nouvelle valeur de Nu correspondant au nombre de REYNOLDS demandé.

4 Les échangeurs de chaleur :

4.1 Généralités :

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

Un des modèles les plus simple d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire. Ces appareils sont surtout utilisés quand la surface d'échange requise n'excède pas 10 à 15 m². Quand la surface d'échange est supérieure à 15 m², on utilise plutôt des échangeurs à faisceaux et à calandre. Dans les échangeurs, les deux fluides peuvent circuler soit :

- A contre courant : le fluide chaud et le fluide froid circulent en sens inverse (Fig. IV 1a)

- Ou à co-courant : les deux fluides circulent dans le même sens (Fig. IV 1b)

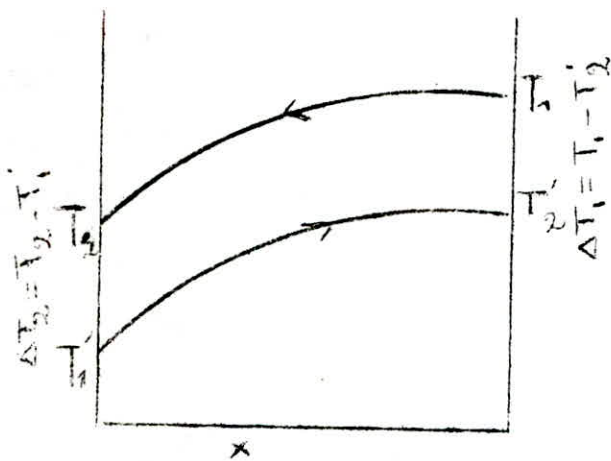


FIG. 4.1 a

circulation à contre-courant

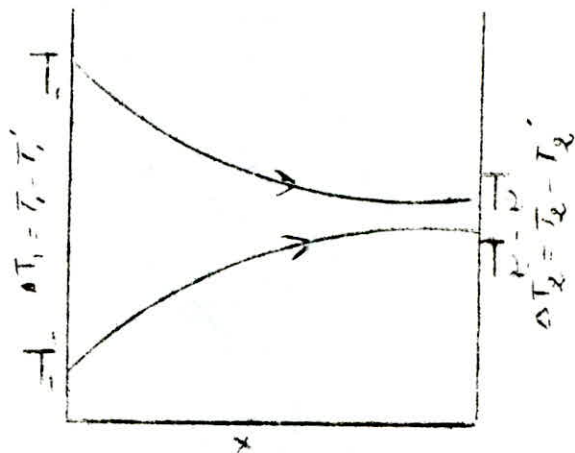


FIG. 4.1 b

circulation à co-courant

X : distance compté à partir de l'entrée du fluide froid.

- T_1 : temp d'entrée du fluide chaud,
- T_2 : temp de sortie du fluide chaud.
- T'_1 : temp d'entrée du fluide froid,
- T'_2 : temp de sortie du fluide froid.

$\Delta T_1, \Delta T_2$: force motrice d'approche aux extrémités de l'éch-

- l'écoulement à courant parallèle (co-courant) est rarement utilisé dans les échangeurs à une passe (double tubes simple) pour différentes raisons, entre autres, la chaleur transférée dans le courant parallèle est inférieure à celle possible dans le contre-courant. Le courant parallèle est utilisé spécialement lorsqu'il est nécessaire de limiter la température maximale du fluide froid ou quand il est important de changer rapidement la température d'au moins un fluide.

4.2 a) Bilan thermique dans les échangeurs de chaleur :

Dans les échangeurs de chaleur, l'absence de travail fournie ou reçue par ces derniers, fait que le bilan thermique global s'établit en écrivant l'égalité entre la quantité de chaleur transférée et la variation d'enthalpie par unité de temps d'un des deux fluides. Ainsi pour un courant traversant l'échangeur :

$$W (H_s - H_c) = q \quad (4.2a1)$$

où

W : débit massique du fluide Kg/h

$q = \frac{Q}{t}$: flux de chaleur transférée Kj/h

H_s, H_e : enthalpie massique de fluide à l'entrée et à la sortie (Kj/Kg).

Une simplification supplémentaire dans l'expression du flux de chaleur q est justifiée; l'un des deux fluides circulent dans l'espace annulaire entre les deux tubes peut gagner ou perdre de l'énergie par transfert est négligé en comparaison avec celui de la chaleur (à travers les tubes) du fluide chaud vers le fluide froid. En acceptant cette supposition l'équation peut-être écrite pour le fluide chaud.:

$$q_c = W_c (H_{cs} - H_{ce}) \quad (4.2a2)$$

pour le fluide froid :

$$q_f = W_f (H_{fs} - H_{fe}) \quad (4.2a3)$$

où

c : chaud s : sortie

f : froid e : entrée

Cependant d'après les deux équations (4.2a2) et (4.2a3)

$$W_f (H_{fs} - H_{fe}) = W_c (H_{cs} - H_{ce}) \quad (4.2a4).$$

Si les chaleurs spécifiques sont supposées constantes, le bilan thermique pour l'échangeur devient :

$$W_f \cdot Cp_f (T_{fe} - T_{fs}) = W_c \cdot Cp_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad (4.2\text{à}5)$$

où :

Cp_c , Cp_f : chaleur spécifique isobare des fluides chaud et froid (resp)

T_{ce} , T_{fe} : les températures d'entrée du fluide chaud et du fluide froid (resp)

T_{cs} , T_{fs} : les températures de sortie du fluide chaud et du fluide froid (resp)

4.2.b Différence moyenne de température :

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée conditionne directement la valeur moyenne de la différence, elle est fonction de :

- la nature et des débits respectifs des deux fluides
- du sens de l'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à contre-courant soit à courant parallèle

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert de chaleur reste constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides au cours du transfert.

En appliquant, l'équation de NEWTON relative à la convection, et en supposant que le coefficient h , de transfert de chaleur global est constant le long du tube :

$$Q = h S (T_c - T_f) = h \cdot S \cdot \Delta T \quad (4.2.B 1)$$

où

S : surface d'échange [m^2]

$\Delta T = T_c - T_f$; différence de température entre les fluides chaud et froid.

Q = quantité de chaleur

de plus :

$$Q = W_f Cp_f (T_{fe} - T_{fs}) = W_c Cp_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad (4.2.a.5)$$

Si on prend un élément de tube de longueur dX (Fig.4-2), situé à une distance X de l'une des deux extrémités de l'échangeur, et de surface dS , la quantité de chaleur échangée par cette élément dX , s'écrira :

$$dQ = h (T_c - T_f) dS \quad (4.2.b.2)$$

le bilan thermique relatif à la longueur X s'écrira :

$$W_c Cp_c (T_c - T_{cs}) = W_f Cp_f (T_f - T_{fs}) \quad (4.2.b.3)$$

En éliminant $W_c Cp_c$ et $W_f Cp_f$ entre les eqts (4.2.a.5) et (4.2.b.3)

on obtient alors :

$$T_c = T_{cs} + \frac{(T_{ef} - T_{sf})(T_f - T_{fs})}{(T_{fe} - T_{fs})}$$

Injectant cette valeur de T_c dans l'équation (4.2.b.2), ou, on remplace $W_f \cdot Cp_f$ par la valeur tirée de l'équation (4.2.a.5), on obtient alors :

$$\frac{hS}{Q} = \int_{T_{fe}}^{T_{ce}} \frac{dt}{T_f(T_{ce} - T_{cs})(T_{fe} - T_{fs}) + (T_{fs}T_{cs} - T_{fe}T_{ce})}$$

Si on introduit : ΔT_1 et ΔT_2 les différences de températures des fluides à chaque extrémité, on aura :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

On peut intégrer facilement l'équation (4.2.b.4) et on obtient alors :

$$\frac{hS}{Q} = \frac{1}{\Delta T_1 - \Delta T_2} \ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)$$

où :

$$Q = h.S.(DTLM) \quad (4.2.b.5)$$

avec :

$$(DTLM) = \frac{T_1 - T_2}{\ln \left(\frac{T_1}{T_2} \right)}$$

" différence de température logarithmique moyenne ".

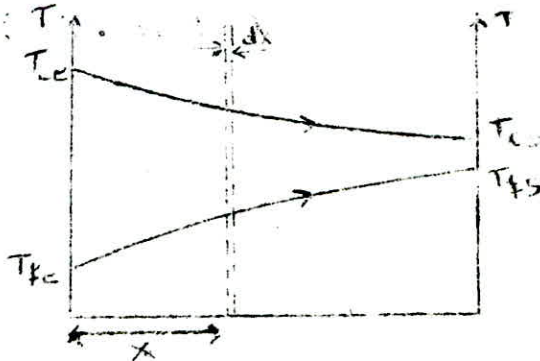


Fig (4-2)

4.2.c) Coefficients individuels de transfert de chaleur :

le coefficient individuel de transfert de chaleur est généralement défini par l'équation :

$$h = \frac{dq/dA}{T - T_p} \quad (4.2.c.1)$$

où

dq/dA : densité de flux de chaleur basée sur la surface de contact avec le fluide

T : Température moyenne de fluide

T_p : Température de la paroi en contact avec le fluide.

L'équation (4.2.c.1) peut-être appliquée aux deux fluides :
pour le fluide froid elle devient :

$$r_{pf} = \frac{dq/dAc}{T_f - T_{pf}} \quad (4.2.c.2)$$

pour le fluide chaud :

$$r_{pc} = \frac{dq/dAi}{T_c - T_{pc}} \quad (4.2.c.3)$$

où

A_i et A_e : surfaces intérieure et extérieure respectivement

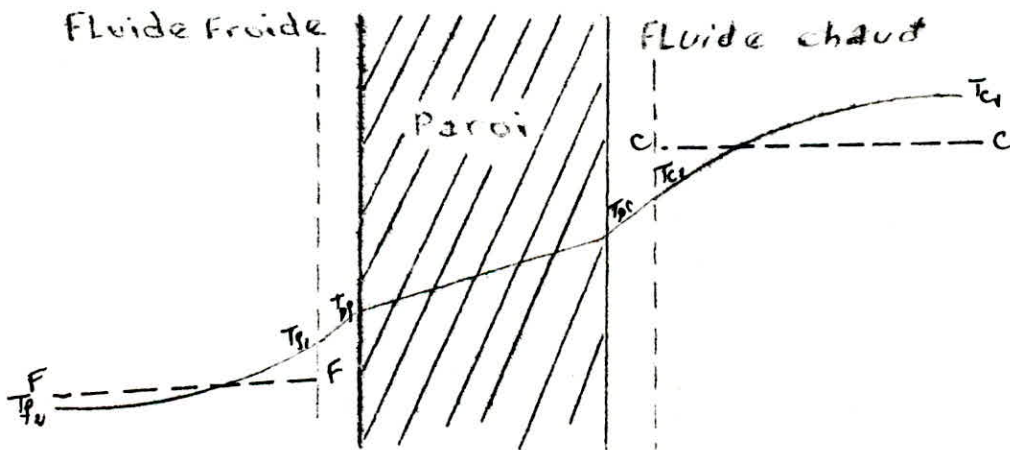
T_{pf} et T_{pc} : Température de la paroi côté fluide froid et côté fluide chaud respectivement.

4.2.d) Calcul du coefficient global de transfert de chaleur à partir des coefficients individuels :

Considerons un échangeur de chaleur à double tube, où le fluide chaud circule dans le tube intérieur et le fluide froid dans l'espace annulaire.

On suppose que le nombre de REYNOLDS est suffisamment grand pour assurer un régime turbulent, ainsi que la propreté des surfaces interne. et externe du tube intérieur (dépourvues de dépôts d'encrassement).

La figure (4.2.d.1) montre la paroi séparant le fluide chaud à droite et le fluide froid à gauche.



(Fig.4.2.d.1) Profil de température à travers une paroi métallique en convection forcée.

où :

CC : ligne de température moyenne du fluide chaud

FF : ligne de température moyenne du fluide froid

La variation de la température avec la distance à travers la paroi est montrée par la ligne brisée :

$T_{f1}, T_{f2}, T_{pf}, T_{pc}, T_{c2}, T_{c1}$. Le profil des températures comporte trois régions distinctes ; une dans chaque fluide et une à travers la paroi, chacune des régions offre une résistance au transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid, et dont la résultante est nommée résistance globale.

Le flux de chaleur circulant pour conduction à travers une paroi cylindrique est donné par la forme différentielle suivante :

$$\frac{dq}{dA_{ml}} = \lambda \frac{T_{pc} - T_{pf}}{e} \quad (4.2.d.1)$$

où

λ : conductivité thermique du métal

e : épaisseur de la paroi

dq/dA_{ml} : flux de chaleur basé sur la moyenne logarithmique de A_i et A_e . Etant donné que le flux de chaleur à travers la paroi est conservatif, on écrira alors :

$$dq = \lambda \cdot \frac{T_{pc} - T_{pf}}{e} \cdot dA_{ml} \quad (4.2.d.1)$$

$$dq = hf (T_{pf} - T_{ff}) dAc \quad (4.2.d.2)$$

$$dq = hc (T_{fc} - T_{pc}) dAi \quad (4.2.d.3)$$

En faisant la somme des températures :

$$T = (T_{fc} - T_{ff}) = dq \left(\frac{1}{hc dAi} + \frac{e}{\lambda dA_{ml}} + \frac{1}{hf dAc} \right) \quad (4.2.d.4)$$

Supposant que le flux est basé sur l'aire externe du tube intérieur ;

$$\frac{dq}{dAc} = \frac{T_{fc} - T_{ff}}{\frac{dAc}{hc dAi} + \frac{e}{\lambda dA_{ml}} + \frac{1}{hf}} \quad (4.2.d.5)$$

Etant donné que :

$$\frac{dAc}{dAi} = \frac{de}{di} \quad \text{et} \quad \frac{dAc}{dA_{ml}} = \frac{de}{d_{ml}}$$

où :

d_i , d_e , d_{ml} : sont les diamètres intérieur, extérieur et la moyenne logarithmique des diamètres respectivement, cependant :

$$\frac{dq}{dAc} = \frac{T_{fc} - T_{ff}}{\frac{de}{h_e d_i} + \frac{e}{\lambda d_{ml}} + \frac{1}{hf}} \quad (4.2.d.6)$$

En comparant cette équation avec celle du bilan thermique (4.2.b.2), on peut exprimer le coefficient global de transfert de chaleur (h) en fonction des coefficients individuels et de la conductivité thermique du matériau

$$\frac{1}{h_c} = \frac{e}{\lambda} \cdot \frac{de}{d_{ml}} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \cdot \frac{de}{di} \quad (4.2.d.7)$$

de même si le flux est basé sur l'aire interne du tube intérieur, on aura :

$$\frac{1}{h_i} = \frac{e}{\lambda} \cdot \frac{di}{d_{ml}} + \frac{1}{h_f} \cdot \frac{di}{de} + \frac{1}{h_c} \quad (4.2.d.8)$$

REMARQUE :

Bien que le choix de la surface sur laquelle est basé le coefficient global soit arbitraire, il arrive parfois qu'une surface soit particulièrement plus commode que l'autre. Pour les tubes de faible épaisseur ou dans les cas où une très faible erreur est commise en utilisant A_i , A_{ml} et A_e pour le calcul de coefficient global, h_i et h_e seront identiques.

Il arrive qu'un coefficient (supposant h_f) soit très petit en comparaison avec e/λ et h_c , tel que le terme $1/h_f$ soit très large devant les autres termes de la résistance totale, dans de tel cas, le coefficient global est assimilé au plus petit coefficient, ainsi :

$$h_c = h_f$$

Les équations (4.2.d.7) et (4.2.d.8) ne posent aucun problème pour le calcul du coefficient global de transfert de chaleur pourvu que :

- L'hydrodynamique de l'écoulement soit connue (τ_e), ainsi que les températures des deux fluides.
- La géométrie de l'échangeur soit connue d_e et d_i
- La nature du matériau soit connue (λ)

5. PARTIE EXPERIMENTALE

Cet appareil a été désigné pour permettre d'étudier les importants aspects de transfert de chaleur. Il permet de travailler dans un domaine bien déterminé de nombre de Reynolds.

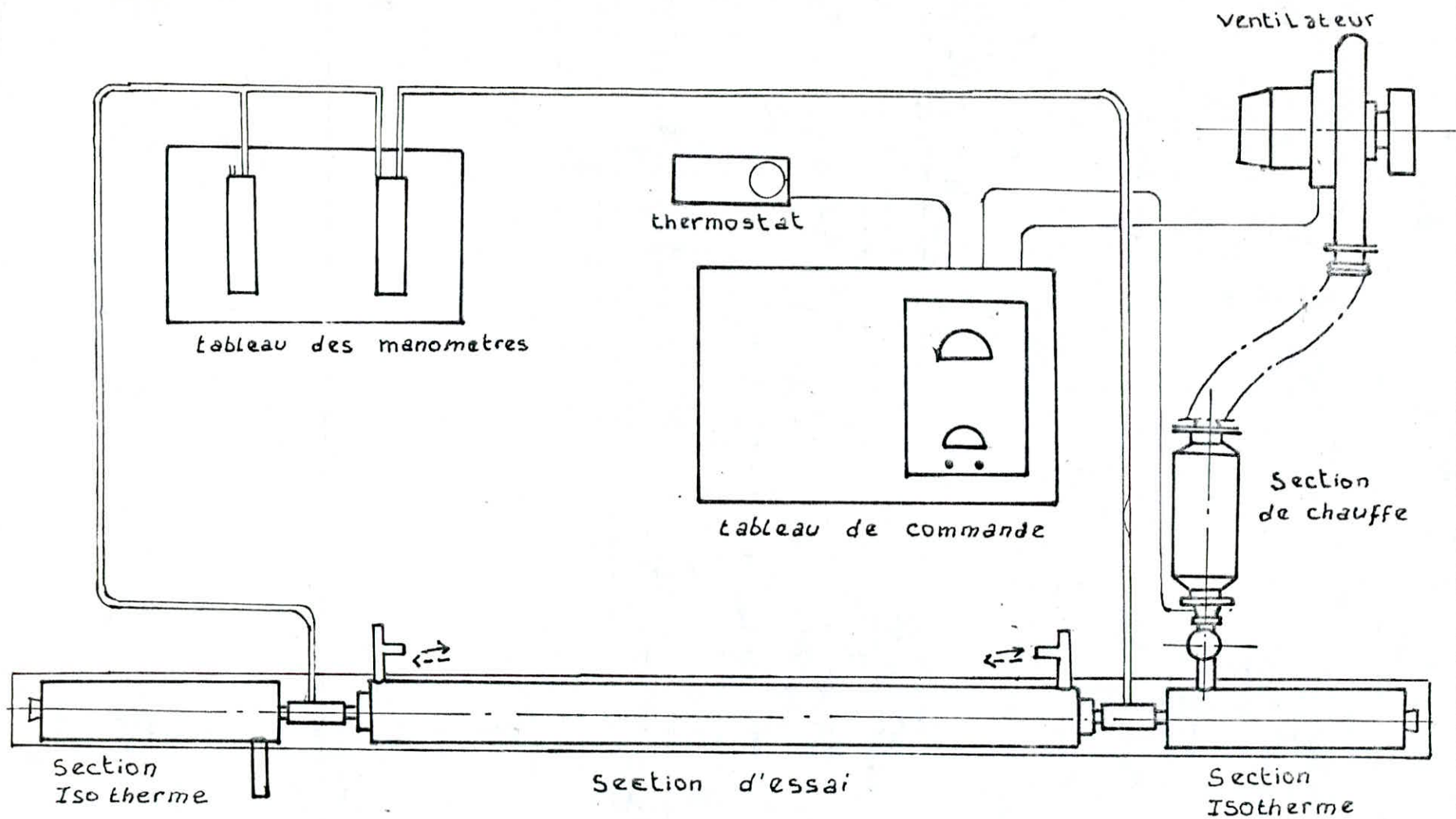
Les différents paramètres (débit d'eau, débit d'air, température de chauffage de l'air) peuvent varier indépendamment, de même les coefficients de transfert de chaleur peuvent être évalués séparément.

5.1. Description de l'appareil

L'appareil (la section d'essai) est constitué essentiellement de deux tubes concentriques, la chaleur est échangée à partir de l'air chaud circulant le long du tube intérieur, vers l'eau froide qui circule dans la section annulaire. La direction de l'écoulement de l'eau peut-être inverser pour permettre d'étudier les conditions des deux écoulements : en parallèles et à contre-courant. La quantité et la température d'entrée de l'air, ainsi que le débit d'eau peuvent être contrôlés séparément.

L'alimentation en air est fournie par un ventilateur électrique à vitesse variable, le chauffage de cet air provient d'une résistance électrique (la température de l'air à l'entrée de la section d'essai ne doit pas dépasser 260 à 270 °C).

L'air quittant la section de chauffage, passe dans la première section isotherme, dont la quelle la température et la vitesse



→ CO-COURANT
 ---→ CONTRE COURANT

GENIE CHIMIQUE	
APPAREIL DE TRANFERT DE CHALEUR AIR - EAU	

sont stabilisées avant d'entrer dans la section d'essai. L'air quittant la section d'essai passe dans la deuxième section isotherme pour ne pas perturber le régime d'écoulement à l'intérieur de la section d'essai.

Deux thermocouples sont pourvus pour mesurer les températures à l'entrée et à la sortie de l'air de la section d'essai. Ces thermocouples sont conçus spécialement pour offrir le minimum de perturbation à la circulation de l'air. Deux autres thermocouples sont attachés de part et d'autre, à la paroi du tube intérieur de la section d'essai au même point.

Ces quatre thermocouples (cuivre-constantan) sont connectés à deux thermomètres électroniques à plusieurs voies et dont la température est lue directement. Deux autres thermomètres à mercure permettant de mesurer la température de l'eau à l'entrée et la sortie du tube d'essai.

Les prises de pressions à chaque bout du tube d'essai sont connectées à deux manomètres dont l'un donne la perte de charge à l'intérieur du tube et l'autre la pression statique à la sortie de l'air.

La section d'essai et les deux sections isothermes sont enveloppées dans de l'aluminium poli. Le système est protégé par un thermostat qui permet de couper le passage du courant lorsque la température de l'air à l'entrée du tube d'essai dépasse 260-270°C.

5.2. Installation et les différentes opérations de réparation :

5.2.1. Montage de l'appareil :

Le principal assemblage, comprend la section d'essai et les deux longueurs isothermes ont été fixées horizontalement au mur à une hauteur convenable du sol.

5.2.2. Montage de ventilation et la section de chauffage:

Le moteur du ventilateur a été également fixé au mur à une hauteur adéquate au-dessus de l'appareil, l'orifice de sortie de l'air est dirigé vers le bas. A cette sortie est rattaché par des pinces un tube en caoutchouc qui permet le passage de l'air du ventilateur dans le tube de chauffage, celui-ci glisse sur un canal à l'entrée de la section d'essai.

REMARQUES :

Après la première mise en marche de l'appareil, nous avons observé plusieurs fuites d'air au niveau de la section de chauffe. Vu que les joints d'attache de cette section sont très spéciaux (ils doivent résister à une température supérieure à 270°C), nous les avons remplacés par d'autres joints en amiante de même dimensions que ceux d'origine.

Les câbles électriques du thermostat, du ventilateur et du chauffage sont connectés à la boîte électrique de contrôle, celle-ci fixée au mur au-dessus de l'appareil, permettant de contrôler aisément l'appareil.

La boîte de contrôle est alimentée par un courant alternatif mono-phasique de 220 volt et 15 Ampère avec une fréquence de 50 Hz.

5.2.3. Montage des manomètres :

Les manomètres utilisés sont de type classique : un tube en verre sous forme de U, rempli d'eau et étalonnés au préalable. Les deux manomètres sont fixés à un tableau, celui-ci est fixé au mur à une distance convenable de l'appareil pour faciliter la lecture des pressions.

REMARQUES :

Les deux manomètres sont connectés à l'appareil de la manière suivante :

- Le manomètre gradué de 0 à 2 KPa (0 à 200 mm H₂O) permet de lire la perte de charge entre l'entrée et la sortie de la section d'essai. La face cachée du manomètre est branchée à la sortie de la section d'essai (la plus faible pression).

- Le manomètre gradué de 0 à 300 mm H₂O, permet de lire la pression statique à la sortie du tube d'essai, la face cachée est à l'air libre.

5.2.4. Les thermomètres électroniques :

Pour plus de précision de lecture des températures, nous avons utilisés deux thermomètres électroniques à multi-voies. Les quatres thermocouples numérotés de 1 à 4, sont connectés deux à deux à l'arrière des deux thermomètres dans des canaux polaires.

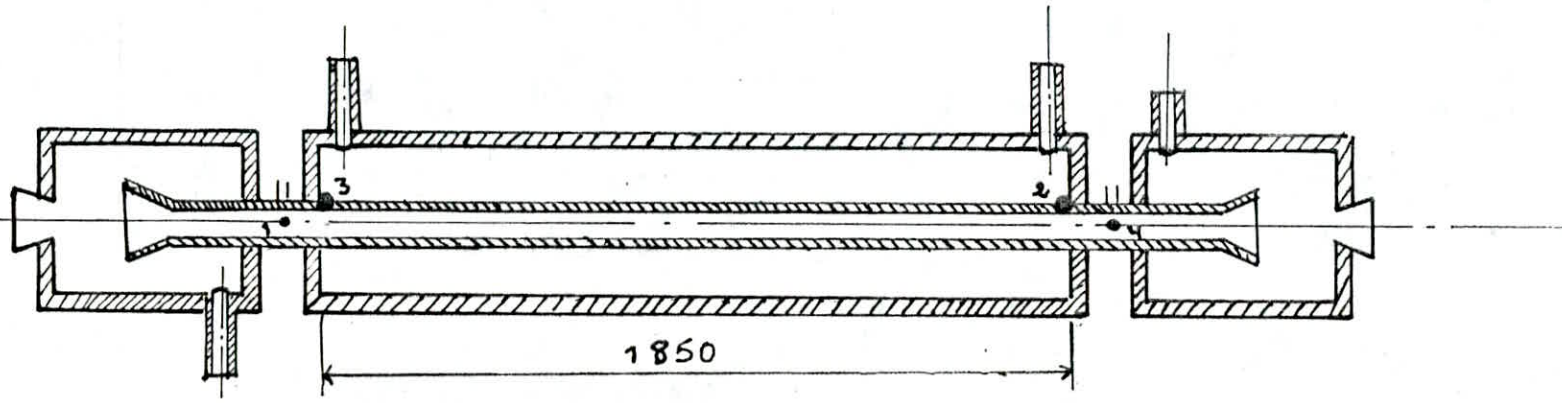
5.2.4.1. Description des thermomètres :

Sur chaque face des deux thermomètres, on trouve deux gros boutons, l'un deux sert à allumer l'appareil (Bat.min) et de selectionner les thermocouples branchés à l'arrière du thermomètre. A l'arrêt, ce bouton est sur la position (Off)

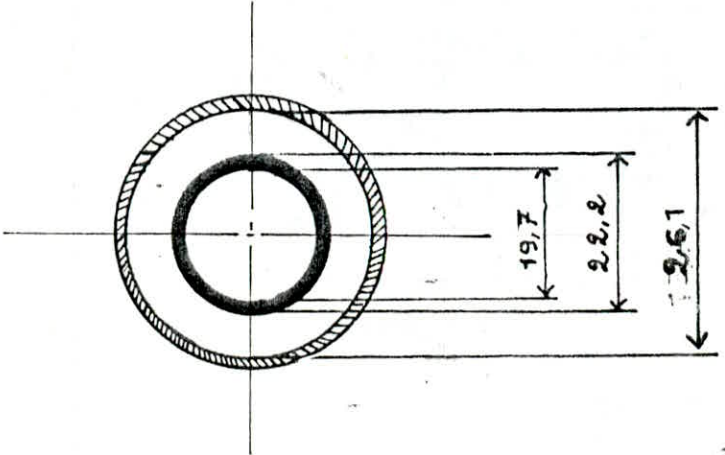
Le deuxième bouton sert à calibrer le thermomètre :

- Le thermomètre type 1624 Cu/Con; permet de mesurer les températures de -60 à 170°C . Le thermomètre type 1621 Cu/Con donne de -60 à 400°C

Sur la face arrière des thermomètres, on trouve une petite boîte ou sont écrit les numéros de 1 à 10, celle-ci permet de brancher dix (10) thermocouples en meme temps. Nous avons branché les thermocouples 3 et 2 qui donnent respectivement les températures de la paroi à l'entrée et à la sortie de l'air, sur le thermomètre de type (1624 Cu/Con) et les thermocouples 4 et 1 qui donnent les températures de l'air à l'entrée et à la sortie de la section d'essai, sur le thermomètre de type (1621 Cu/Con).



• thermecouple



{}	GENIE CHIMIQUE
COUPES TRANVERSALE et	
LONGITUDINALE de	
L'APPAREIL	

5.2.4.2. Mise en marche et lecture :

Tourner le selectionneur des thermocouples sur la position "Bat min", l'aiguille doit déviée jusqu'à la position "Battery check" marquée sur l'échelle. Si ce n'est pas le cas, alors il est très probable que les batteries de l'appareil ont besoin d'être remplacées.

- Tourner le meme bouton selectionneur sur la position désirée du thermocouples :

* thermomètre type 1624 Cu/Con : position 2 et 3

* thermomètre type 1621 Cu/Con : position 1 et 4

- Tourner le bouton de calibrage jusqu'à ce que l'aiguille de l'échelle devie :

* Thermomètre type 1624 Cu/Con, la température mesurée est la somme du nombre donné par l'échelle noire ou rouge et du nombre indiqué par la position du bouton (à la couleur qui lui correspond).

* Thermomètre type 1621 Cu/Con : lire directement la température sur l'échelle choisie.

REMARQUES :

1/ _ Le fait que les batteries soient restées dans le boitier du thermomètre type 1624 Cu/Con, a provoqué la corrosion du circuit électronique d'alimentation en énergie de cet appareil et comme son remplacement est très difficile, on été dans l'obligation de bricoler cette plaque électronique.

Ce bricolage consiste à lier les points de soudures de la plaque électronique par un "pont électrique" qui permet une circulation normale du courant électrique sur la plaque.

* ATTENTION :

Grace à ce bricolage de fortune, l'appareil est devenu très fragile, au cours d'une manipulation, éviter de trop le bouger.

2/ - La réparation d'un des thermocouples (n°4) par fusion classique (poste de soudure) entre le cuivre et le constantan, nous a donné un écart de 0,5°C entre la vraie température (thermomètre à mercure) au milieu et la température lue sur le traceur.

Note :

- Respecter la polarité des thermocouples)
(Cuivre : +
) Constantan : -
- Les deux appareils marchent avec des piles de type RN5 de 9 Volts.

5.2.5. Installation de l'alimentation en eau "Ref (15)"

Il aurait été plus simple de brancher le tuyau d'alimentation directement au robinet, en insérant un débit-mètre le long du tuyau d'alimentation en eau, mais sachant que l'appareil doit fonctionner avec un débit maximum de 100l/h (consigne fixée par le constructeur) et un débit constant au cours de chaque manipulation, on a (ceux qui ont installés l'appareil) donc prévu pour cela une installation appropriée, celle-ci comprend :

- Un bac de stockage d'eau muni d'un "trop-plein" permettant d'avoir le niveau d'eau, dans le bac constant.

Un support placé à une hauteur convenable sur lequel repose la bac, cette hauteur a été calculée au cours du montage de l'appareil (objet de projet de fin d'études en 1984), est de 0,2 m mais pour plus de sécurité et de pratique, le support a été placé à une hauteur de 1 mètres au-dessus de l'appareil.

Une vanne de type E.I.V.S. permet de régler le débit d'eau.

5.3. Essais :

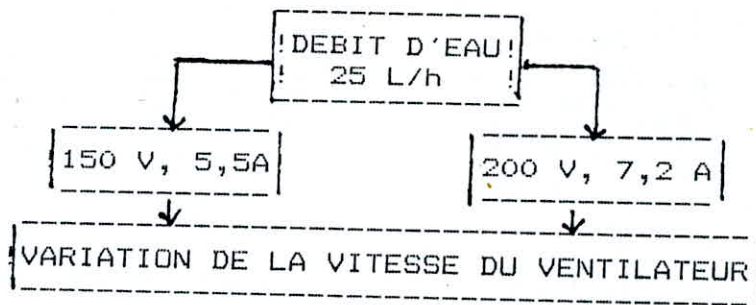
Pour l'étude de transfert de chaleur dans cet appareil, nous déterminons la corrélation qui lie les différents paramètres (C_p , η , h , λ , ρ , d , U) qui interviennent dans la convection forcée pour l'air circulant dans le tube.

On détermine le coefficient partiel du transfert de chaleur entre l'air et la paroi. Pour cela, une première étude a été faite pour les écoulements à courants parallèles et une deuxième a été faite pour les écoulements à contre-courants, dans différentes conditions :

1) - Variation de la vitesse du ventilateur avec variation du débit d'eau



2° - Variation de la vitesse du ventilateur avec variation de la puissance de chauffe



5.3.1. Mode opératoire :

Avant chaque opération, il faut :

- S'assurer qu'il n'y a aucune fuite qu'elle soit d'eau ou d'air ;
- Vérifier le zéro (0) des manomètres, sinon il faut les ajuster, soit en ajoutant de l'eau dans le tube à l'aide d'un entonnoir, soit en aspirant l'eau qui est de plus dans le tube.
- S'assurer de l'état des batteries, des thermomètres électronique, en agissant sur le bouton selectionneur de thermocouples ;
- Brancher le tuyau d'alimentation en eau suivant qu'on veut travailler en écoulement à contre-courant ou en courant-parallèle.

* Mode opératoire :

- 1) - Choisir le débit d'eau de travail en réglant la vanne, le débit est mesuré à l'aide d'une éprouvette et d'un chronomètre;

Volume de l'éprouvette

Qeau : -----
Temps nécessaire pour remplir cette éprouvette

- 2) - Brancher l'alimentation de la boîte de contrôle et appuyer sur le bouton "ON" de cette boîte ;
- 3) - Mettre le ventilateur en marche en tournant doucement le bouton de commande sur la boîte de contrôle ;
- 4) - Mettre le chauffage en marche en tournant le bouton de commande sur la boîte de contrôle, sur les deux cadrans de la boîte de contrôle, on peut lire la puissance de chauffage de l'air ;
- 5) - Attendre environ 45 à 60mn pour que le régime permanent soit établi :
 - Relever les différentes températures (T1, T2, T3, T4, Tee et Tes) ;
 - Mesurer le débit d'eau ;
 - Relever les valeurs de la pression statique et la perte de charge ;
 - Relever les valeurs du courant et de la tension électrique.
- 6) - A la fin de la manipulation, arrêter le chauffage et la ventilation , appuyer sur le bouton "OFF" de la boîte de contrôle ;
- 7) - Laisser l'eau circuler quelque minutes pour le refroidissement de l'appareil.

Notes très importantes :

- Ne jamais mettre l'appareil en marche avant d'ouvrir l'alimentation en eau ;
- Pour évacuer l'air qui se trouve dans la partie annulaire, il faut faire circuler l'eau au maximum dans cette partie ;
- Noter que le débit d'eau circulant dans l'appareil doit être toujours constant pour cela ; au cours de la manipulation, mesurer de temps à autre celui-ci, s'il varie, agir doucement sur la vanne. Les résultats expérimentaux sont regroupés dans les tableaux numérotés de 1 à 10.

5.3.2. Exemple de calcul

La corrélation proposée dans la convection forcée donnant les nombres adimensionnels : Nusselt en fonction de Prandlt et de Reynolds est de la forme : $Nu = A \cdot Re^a \cdot Pr^{0,4}$

Pour cela, nous devons donc déterminer le nombre de Reynolds dans plusieurs conditions d'expérience, ainsi que le nombre de Nusselt et de Prandlt, tracer la droite (voir figure 5.3.2)

$$\ln(Nu/Pr^{0,4}) \text{ Vs } \ln(Re)$$

Cette droite, nous permet d'accéder aux coefficients A et a. Pour avoir accès au nombre de Reynolds, de Nusselt et de Prandlt, nous avons effectué les calculs suivants :

1) - Calcul des débits massiques W_E et W_A :

Le débit massique de l'eau est :

$$W_E = Q_E \cdot \rho_E$$

ECOULEMENT A CO-COURANT

Chauffage : 180 Volt et 6,5 Ampere

Tab : 1

Debit d'eau fixe a : 18,1 L/h

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
16,0	38,6	228,0	42,9	38,6	70,0	0,09	22
19,4	46,5	165,0	44,8	46,2	72,5	0,33	59
19,2	47,6	134,0	42,4	47,2	70,0	0,68	107
19,2	47,2	112,0	41,6	45,3	64,0	1,01	152

Debit d'eau : 32,7 L/h

TAB : 2

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
19,2	36,4	117,0	40,4	37,2	60,0	0,91	137
19,5	35,9	125,0	40,7	37,3	61,0	0,73	110
19,5	35,5	150,0	41,7	36,3	63,0	0,40	64
19,8	35,8	210,0	45,4	36,9	70,0	0,13	30

ECOULEMENT A CO-COURANT

Chauffage : 180 Volt et 6,5 Ampere

Debit d'eau : 50,3 L/h

TAB : 3

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
18,2	26,3	238,0	41,1	27,5	63,0	0,06	21
18,4	27,8	168,0	39,2	29,5	59,0	0,21	40
18,6	29,0	135,0	38,4	30,1	56,5	0,48	75
18,9	29,5	115,0	37,5	31,0	53,5	0,72	110

ECOULEMENT A CO-COURANT

Debit d'eau fixe a : 25,0 L/h

Chauffage : 200 Volt et 7,2 Ampere

Tab : 4

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmHg
20,2	39,0	250,0	49,4	40,1	76,0	0,09	25
20,2	43,5	185,0	48,4	44,0	75,0	0,35	63
18,9	39,9	156,0	43,5	40,8	68,0	0,49	80
18,6	40,5	130,0	42,7	41,0	65,0	0,87	137

Chauffage : 150 Volt et 5,5 Ampere

Tab : 5

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmHg
19,2	29,5	175,0	36,2	30,1	54,0	0,07	21
19,9	33,2	108,0	35,4	33,6	53,0	0,34	55
20,0	34,0	101,0	34,4	33,4	50,0	0,49	75
18,7	32,5	87,5	33,4	32,7	47,8	0,91	131

ECOULEMENT A CONTRE-COURANT

Chauffage : 180 Volt 6,5 Ampere

Debit d'eau fixe a : 18,0 L/h

TAB : 6

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
20,5	38,4	264,0	60,0	22,3	59,2	0,01	5
19,2	46,0	220,0	67,7	22,0	66,0	0,10	18
19,7	48,9	160,0	66,6	23,7	64,0	0,33	47
20,0	47,8	140,0	63,9	24,4	62,0	0,50	71

Debit d'eau : 30,0 L/h

TAB : 7

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
19,5	32,2	260,0	53,5	21,0	58,2	0,02	6
19,5	35,9	205,0	57,9	22,2	62,0	0,12	20
19,5	36,4	180,0	57,7	23,4	60,0	0,20	31
19,5	36,7	165,0	56,0	22,9	58,5	0,26	40

ECOULEMENT A CONTRE-COURANT

Chauffage : 180 Volt et 6,5 Ampere

Debit d'eau : 50 L/h

TAB : 8

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mm H ₂ O
19,2	28,9	205,0	50,6	21,5	59,0	0,10	16
19,5	28,6	170,0	49,5	22,4	56,8	0,24	35
19,5	30,1	152,0	49,4	22,8	55,8	0,33	47
19,5	29,6	150,0	48,6	22,7	55,0	0,34	49

ÉCOULEMENT A CONTRE-COURANT

Debit d'eau fixe a : 2,50 L/h

Chauffage : 200 Volt et 7,2 Ampere

Tab : 9

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
19,0	31,8	185,0	48,7	20,5	51,0	0,05	10
19,0	33,1	132,0	47,5	21,5	49,2	0,23	33
19,0	33,8	115,0	46,8	22,1	47,8	0,37	50
19,5	33,4	105,0	45,6	22,1	46,5	0,44	59

Chauffage : 150 Volt et 5,5 Ampere

Tab : 10

TEE [°C]	TSE [°C]	T4 [°C]	T3 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]	DP [kPa]	PST mmH ₂ O
20,0	37,5	278,0	60,2	19,5	62,0	0,03	7
20,0	41,7	220,0	65,0	23,2	68,0	0,14	23
20,1	44,1	205,0	67,0	23,8	69,0	0,21	33
20,2	44,9	185,0	66,4	24,5	67,5	0,31	47

ρ_E = masse volumique de l'eau (Kg/m³) donnée à la température

moyenne :

$$T_{me} = \frac{16 + 38,6}{2} = 27,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$W = 18,1 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/h)} \times 996,45 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$= 18,036 \text{ (Kg/h)}$$

Le débit massique de l'air se calcul à partir d'un bilan thermique dans l'échangeur, en négligeant la chaleur perdue vers l'extérieur

$$W_A \cdot C_{PA} \cdot \Delta T_A = W_E \cdot C_{PE} \cdot \Delta T_E$$

$$W_A = \frac{W_E \cdot C_{PE} \cdot \Delta T_E}{C_{PA} \cdot \Delta T_A} = \frac{18,036 \times 4,177 \times 22,6}{1,015 \times 158,0} = 10,617 \text{ (Kg/h)}$$

2) - Calcul de la vitesse massique - G - de l'air :

La vitesse massique est donnée par la formule suivante :

$$G = W / A$$

avec: A section droite à travers laquelle passe le flux (m²)

$$A = \pi d^2 / 4 \quad \text{ou } d = 19,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$A = 3,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

3) - Calcul de coefficient h de transfert de chaleur entre l'air et la paroi :

$$W_A \cdot C_{PA} \cdot \Delta T_A = h \cdot A_i \cdot (\text{DTLM})$$

ou A_i = surface d'échange (m²)

$$A_i = \pi \times d \times L = 114,49 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

et

$$\text{DTLM} = \frac{(\Delta T_4 - T_3) - (T_1 - T_2)}{\ln \left(\frac{(T_4 - T_3)}{(T_1 - T_2)} \right)} = 86,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d'où : $h = 160,304 \text{ Kj/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

4) - Calcul des nombres adimensionnels :

$$- Nu = h \cdot d_{eq} / \lambda_A = 24,653$$

ou d_{eq} = diamètre équivalent = d_1

$$- Re = \frac{G \cdot f_A \cdot d_{eq}}{\mu_A} = 13498$$

Les résultats expérimentaux sont résumés dans les tableaux numérotés de 11 à 14.

5.4. Interprétation des résultats

D'après les expériences faites et les calculs, cet appareil peut travailler dans un domaine de nombre de Reynolds variant entre 10.000 et 42.000, c'est à dire dans le domaine du régime turbulent pur.

Le coefficient de transfert de chaleur augmente notamment avec le débit d'air et il varie peu avec la température d'entrée de l'air, pour les différents débits d'eau, ce même coefficient augmente d'une manière considérable avec le débit d'eau, ce qui montre une fois de plus que l'eau est un moyen économique pour le refroidissement.

Dans les deux cas de l'écoulement, à contre-courant et à courant-parallèle, les valeurs de coefficient de transfert de chaleur calculées sont raisonnables et coïncident avec celles données pour la littérature.

Notre but est de compléter la remise en marche de l'appareil par l'élaboration d'une corrélation de transfert de chaleur en convection forcée à l'intérieur d'un tube spécifique à cet appareil.

ECOULEMENT A CONTRE-COURANT
 CHAUFFAGE FIXE: 180 VOLT et 6.5 AMPERE
 (GRANDEURS CALCULEES)
 $d_i = 19.7 \times 0.001 \text{ m}$
 $A_i = 114.49 \times 0.001 \text{ m}^2$
 $A = 3.04 \times 0.0001 \text{ m}^2$

Q (m ³ /h)	0,018				
ρ (Kg/m ³)	995,8	994,8	994,2	994,2	E A U
Cp (Kj/Kg.C)	4,174	4,174	4,174	4,174	
ΔT (deg.C)	17,9	26,8	29,2	27,8	
DTLM (deg.C)	97,9	87,2	63,2	54,6	
\dot{m} (Kj/h.m.C)	0,131	0,127	0,118	0,116	A I R
Cp (Kj/Kg.C)	1,017	1,013	1,009	1,009	
ΔT (deg.C)	204,8	154,0	96,0	78,0	
\dot{m} (kg/m.h) x 100	8,84	8,58	8,08	7,49	
h (Kj/h.C.m ²)	159,29	158,53	157,71	157,74	
Nu	23,88	24,55	26,24	26,83	
Pr	0,684	0,704	0,684	0,653	
Re	13140	13126	14352	15486	

TAB: 11

ÉCOULEMENT A CONTRE - COURANT
 CHAUFFAGE FIXE: 180VOLT et 5,5 AMPERE
 (GRANDEURS CALCULEES)

$d_i = 19.7 \times 0.001$ m
 $A_i = 114.49 \times 0.001$ m²
 $A = 3.04 \times 0.001$ m²

Q (m ³ /h)	0,030				
ρ (Kg/m ³)	996,6	996,3	996,2	996,2	E
Cp (Kj/Kg.C)	4,178	4,176	4,176	4,176	A
ΔT (deg.C)	12,7	16,4	16,9	17,2	U
DTLM (deg.C)	98,7	82,1	71,0	65,6	
R (Kj/h.m.C)	0,131	0,124	0,120	0,118	
Cp (Kj/Kg.C)	1,017	1,012	1,009	1,009	A
ΔT (deg.C)	201,8	143,0	120,0	106,5	
μ (kg/m.h) x 100	8,81	8,43	8,21	8,07	I
h (Kj/h.C.m ²)	265,83	264,11	263,39	263,38	
Nu	40,04	41,99	43,16	43,86	R
Pr	0,686	0,688	0,689	0,688	
Re	21937	22915	23527	23935	

TAB: 11'

ECOULEMENT A CONTRE -COURANT
 CHAUFFAGE FIXE : 180 VOLT et 6,5 AMPERE
 (GRANDEURS CALCULEES)

di = 19.7x.001 m
 Ai = 114.49x.001 m²
 A = 3.04x.0001 m²

Q (m ³ /h)	0,050				
ρ (Kg/m ³)	997,2	997,9	997,0	997,1	E
Cp (Kj/Kg.C)	4,179	4,179	4,179	4,179	A
ΔT (deg.C)	9,7	9,1	10,6	10,1	U
DTLM (deg.C)	85,9	68,5	61,3	60,4	
λ (Kj/h.m.C)	0,125	0,119	0,120	0,116	
Cp (Kj/Kg.C)	1,012	1,009	1,009	1,009	A
ΔT (deg.C)	156,6	111,0	96,0	95,0	
μ (kg/m.h) x 100	8,48	8,10	7,95	7,92	I
h (Kj/h.C.m ²)	440,89	439,72	439,33	439,35	
Nu	69,60	72,98	71,94	74,55	R
Pr	0,688	0,688	0,688	0,688	
Re	38001	39812	40527	40683	

TAB: 11"

ÉCOULEMENT A CONTRE - COURANT

DEBIT D'EAU FIXE : 25 X 0,001 m³/h
(GRANDEURS CALCULEES)

di = 19.7 x 0.001 m

Ai = 114.49 x 0.001 m²

A = 3.04 x 0.001 m²

CHAUFFAGE		200 VOLT et 7,2 AMPERE				
ρ (Kg/m ³)		996,0	995,4	994,9	994,8	E
Cp (Kj/Kg.C)		4,175	4,182	4,174	4,174	A
ΔT (deg.C)		17,5	21,7	24,0	24,7	U
DTLM (deg.C)		107,3	88,5	83,1	74,5	
λ (Kj/h.m.C)		0,122	0,125	0,127	0,133	
Cp (Kj/Kg.C)		1,019	1,014	1,012	1,010	A
ΔT (deg.C)		216,0	152,0	136,0	117,5	
μ (kg/m.h) x 100		8,96	8,59	8,48	8,31	I
h (Kj/h.C.m ²)		221,73	220,26	219,95	219,47	
Nu		32,69	34,26	34,72	35,47	R
Pr		0,684	0,687	0,688	0,689	
Re		17962	18724	18959	19343	

TAB: 12

ECOULEMENT A CONTRE - COURANT
 DEBIT D'EAU FIXE : 25,0 X 0,001 m³/h
 (GRANDEURS CALCULEES)
 di = 19.7 x 0.001 m
 Ai = 114.49 x 0.001 m²
 A = 3.04 x 0.0001 m²

CHAUFFAGE	150 VOLT et 5,5 AMPERE				
ρ (Kg/m ³)	996,8	996,7	996,6	996,2	E
Cp (Kj/Kg.C)	4,178	4,176	4,177	4,177	A
ΔT (deg.C)	12,8	14,1	14,8	13,9	U
DTLM (deg.C)	70,7	50,9	43,5	39,3	
λ (Kj/h.m.C)	0,120	0,173	0,110	0,108	
Cp (Kj/Kg.C)	1,009	1,009	1,009	1,009	A
ΔT (deg.C)	134,0	82,8	67,2	58,5	
μ (kg/m.h) x 100	8,18	7,75	7,62	7,52	I
h (Kj/h.C.m ²)	219,62	219,60	219,57	219,57	
Nu	36,12	38,32	39,25	39,93	R
Pr	0,689	0,693	0,697	0,700	
Re	19691	20780	21133	21414	

TAB: 12'

ECOULEMENT A CO -COURANT

CAUFFAGE FIXE : 180 VOLT et 6,5 AMPERE

(GRANDEURS CALCULEES)

di= 19.7x.001 m

Ai=114.49x.001 m2

A= 3.04x.0001 m2

Q (m3/h)	0,0181				
ρ (Kg/m3)	996,4	994,7	994,5	994,4	E
Cp (Kj/Kg.C)	4,177	4,174	4,174	4,174	A
ΔT (deg.C)	22,6	27,1	28,4	27,0	U
DTLM (deg.C)	86,6	61,8	49,5	39,0	
λ (Kj/h.m.C)	0,128	0,119	0,116	0,112	
Cp (Kj/Kg.C)	1,015	1,009	1,009	1,009	A
ΔT (deg.C)	158,0	92,5	64,0	48,0	
μ (kg/m.h) x 100	8,66	8,19	7,92	7,71	I
h (Kj/h.C.m2)	160,30	159,10	159,08	159,07	
Nu	24,65	26,43	27,02	27,95	R
Pr	0,686	0,697	0,689	0,694	
Re	13498	14247	14730	15131	

ECOULEMENT A CO - COURANT
 CHAUFFAGE FIXE : 180 VOLT et 6,5 AMPERE
 (GRANDEURS CALCULEES)
 $d_i = 19.7 \times 0.001$ m
 $A_i = 114.49 \times 0.001$ m²
 $A = 3.04 \times 0.001$ m²

Q (m ³ /h)	0,0503				
ρ (Kg/m ³)	997,6	997,6	997,2	997,5	E
Cp (Kj/Kg.C)	4,181	4,180	4,179	4,174	A
ΔT (deg.C)	8,5	9,4	10,3	10,5	U
DTLM (deg.C)	94,2	67,4	54,1	44,5	
λ (Kj/h.m.C)	0,129	0,129	0,114	0,112	
Cp (Kj/Kg.C)	1,015	1,009	1,009	1,009	A
ΔT (deg.C)	175,0	109,0	78,5	61,5	
μ (kg/m.h) x 100	8,68	8,10	7,92	7,71	I
k (Kj/h.C.m ²)	445,41	442,68	442,60	441,36	
Nu	68,28	67,86	67,28	77,56	R
Pr	0,686	0,636	0,699	0,694	
Re	37410	40080	40983	41982	

TAB: 13"

ÉCOULEMENT A CO - COURANT

DEBIT D'EAU FIXE : 25,0 X 0,001 (m³/h)
(GRANDEURS CALCULEES)

di = 19.7x.001 m

Ai = 114.49x.001 m²

A = 3.04x.0001 m²

CHAUFFAGE	200 VOLT et 7,2 AMPERE				
ρ (Kg/m ³)	995,9	995,1	995,6	996,3	E
Cp (Kj/Kg.C)	4,174	4,174	4,174	4,175	A
ΔT (deg.C)	18,6	23,3	21,0	21,9	U
DTLM (deg.C)	95,7	71,2	26,1	49,0	
λ (Kj/h.m.C)	0,132	0,130	0,116	0,115	
Cp (Kj/Kg.C)	1,016	1,011	1,009	1,009	A
ΔT (deg.C)	174,0	110,0	68,0	65,0	
μ (kg/m.h) x 100	8,86	8,37	7,95	7,85	I
h (Kj/h.C.m ²)	221,33	219,68	219,40	219,51	
Nu	33,00	35,21	37,10	37,64	R
Pr	0,684	0,688	0,688	0,689	
Re	10162	13210	20239	20507	

TAB: 14

ÉCOULEMENT A CO -COURANT

DEBIT D'EAU FIXE : 25,0 X 0,001 (m³/h)

(GRANDEURS CALCULEES)

di = 19.7x.001 m

Ai = 114.49x.001 m²

A = 3.04x.0001 m²

CHAUFFAGE		150 VOLT et 5,5 AMPERE				
ρ (Kg/m ³)		997,1	996,6	996,4	996,8	ε
Cp (Kj/Kg.C)		4,174	4,179	4,174	4,178	A
ΔT (deg.C)		10,3	13,2	14,0	13,8	U
DTLM (deg.C)		65,3	40,3	36,0	30,5	
λ (Kj/h.m.C)		0,119	0,110	0,108	0,106	
Cp (Kj/Kg.C)		1,009	1,009	1,009	1,008	A
ΔT (deg.C)		121,0	55,0	51,0	39,7	
μ (kg/m.h) x 100		8,12	7,76	7,51	7,37	I
h (Kj/h.C.m ²)		219,69	219,57	219,54	219,40	
Nu		36,37	39,36	39,93	40,78	R
Pr		0,688	0,712	0,699	0,701	
Re		19842	20750	21439	21854	

TAB: 14'

Après calculs, nous proposons :

$$N_a = 0,0034 \text{ Re}^{0,95} \times \text{Pr}^{0,4}$$

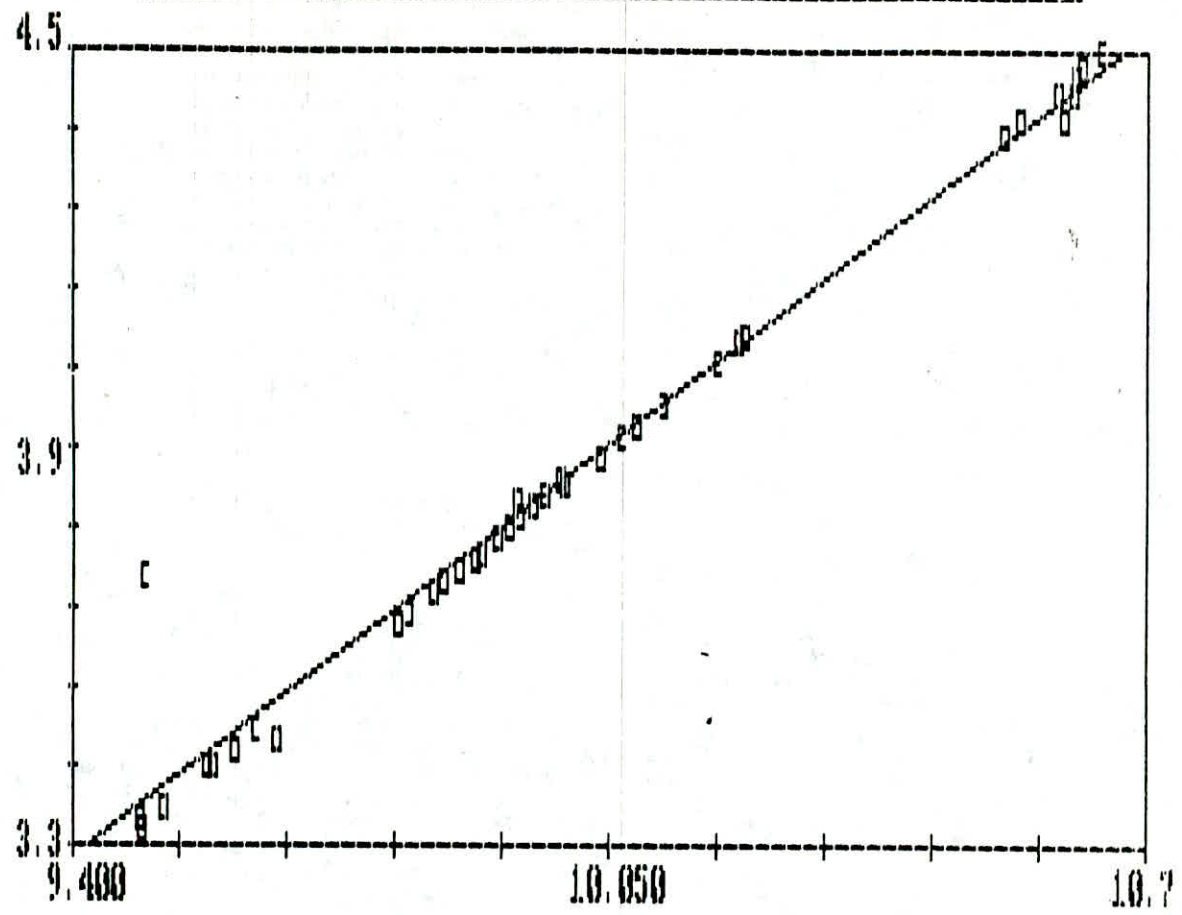
Cette corrélation est valable pour :

- des fluides incompressibles, peu visqueux
- $10000 < \text{Re} < 42000$ " régime turbulent "

Les propriétés physiques sont prises à la température moyenne entre l'entrée et la sortie du fluide.

Cette corrélation présente un écart considérable par rapport à celle proposée par la documentation, cet écart peut-être expliquer si nous approfondons le mode opératoire de nos expériences.

Fig 5-3-2 droite: $\ln(Nu / Pr^{0.4})$ Vs $\ln(Re)$



6. CONCLUSIONS

L'un des buts de ce travail a été la remise en marche d'un appareil de transfert de chaleur (AIR_EAU), au cours de notre réparation, nous nous sommes confrontés à des problèmes techniques concernant la spécificité du matériel utilisé, nous avons été amenés à remplacer certaines pièces ou de faire du bricolage (avec les moyens mis à notre disposition)

Pour compléter notre but de remise en marche, nous avons procédé à une étude de transfert de chaleur par convection forcée, en élaborant une corrélation. Celle que nous avons proposée - $Nu = 0,0034 Re^{0,95} Pr^{0,4}$ - présente un écart d'environ 30% par rapport à celle donnée par la littérature (corrélation proposée par MC. ADAMS).

Pour expliquer cet écart, il faut approfondir le mécanisme opératoire des expériences, nous retenons dans notre cas deux points :

- Les difficultés trouvées, pour maintenir le débit d'eau constant, malgré l'utilisation du système d'alimentation déjà cité.
- Pour ne pas perturber le régime à l'intérieur de l'appareil, nous aurions dû laisser le tuyau d'évacuation de l'eau ouvert à l'atmosphère et prévoir une évacuation finale par un tuyau muni d'un entonnoir déversoir (~~voir schéma page~~)

Malgré ces deux faits, nous pouvons conclure que l'écart trouvé entre cette corrélation et celles proposées par la littérature est acceptable du point de vue expérience, même les auteurs

estiment, une précision de 25% (10) pour les coefficients de transfert de chaleur calculés à partir de leur corrélation.

A N N E X E

=====

TEXTE DE TRAVAUX PRATIQUES

1. / DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

L'appareil est constitué essentiellement de deux tubes concentriques, la chaleur est échangée à partir de l'air chaud circulant le long du tube intérieur vers l'eau froide qui circule dans la section annulaire.

La direction de l'écoulement de l'eau peut-être inverser par quatres (04) vannes pour permettre d'étudier les conditions des deux écoulements en parallèle et à contre-courant. La quantité et la température d'entrée de l'air, ainsi que le débit d'eau peuvent être controlés séparément.

Quatres (04) thermocouples permettent la lecture des températures à l'intérieur du tube et deux (02) thermomètres à mercure donnent les températures d'entrée et de sortie de l'eau.

Un tableau de controle permet de commander la vitesse d'entrée de l'air ainsi que sa température d'entrée et la puissance de chauffe.

On donne :

- diamètre intérieur du tube intérieur : $19,7 \cdot 10^{-3}$ m
- diamètre extérieur du tube intérieur : $22,2 \cdot 10^{-3}$ m
- diamètre intérieur du tube extérieur : $26,1 \cdot 10^{-3}$ m

- longueur d'échange : 1,85 m

2./ RAPPELS THEORIQUES

Le coefficient de transfert de chaleur global peut être calculé soit à partir des coefficients de transfert individuels ;

Pour une paroi cylindrique d'un échangeur, le coefficient de transfert global, basé sur le rayon externe est donné par :

$$U = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i} h_A + \frac{r_e}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{h_E}}$$

Le coefficient de transfert global basé sur le rayon interne du tube est donné par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_A} + \frac{r_i}{\lambda} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{1}{h_E}}$$

Soit à partir de la relation de Newton

$$Q = U \cdot A \cdot (\Delta T_{LM})$$

Où : U = coefficient moyen de transfert global

h_A = coefficient de transfert AIR_PAROI

h_E = coefficient de transfert PAROI_EAU

Q = chaleur transmise par l'air ou absorbée par l'eau par unité de temps

λ = conductivité thermique de la paroi

r_i = rayon interne du tube

r_e = rayon externe du tube

(DTLM) = écart moyen logarithmique de température entre l'air et l'eau

A = surface d'échange de chaleur

2.1. Efficacité de l'échangeur

C'est le rapport de la chaleur transmise et de la chaleur maximale transmissible (dans un échangeur arrangé en contre-courant).

$$E = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})}$$

avec :

$$C_{\min} = \min(C_c, C_f)$$

$$C_c = m_c \cdot c_{p_c} \cdot \Delta T_c$$

$$C_f = m_f \cdot c_{p_f} \cdot \Delta T_f$$

où : m_c et m_f = débit massique du fluide chaud et froid respectivement

c_{p_c} et c_{p_f} = chaleur spécifique isobare du fluide chaud et froid respectivement

c = chaud , e = entrée

f = froid , s = sortie

2.2. Nombre d'unité de transfert

Par définition, le nombre d'unité de transfert Nt_u est :

$$Nt_u = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}$$

3. / MANIPULATION

3.1. Arrangement en courants-parallèles

Positionner les quatre (04) vannes de façon à permettre un fonctionnement en co-courant, régler les paramètres de fonctionnement aux valeurs suivantes :

- pression statique : 20 kPa
- débit d'eau : 50 L/h

- puissance de chauffe : 200 Volt et 7,2 Ampère

Mesurer les températures sur le circuit après stabilisation :

- calculer U , DTLM, E, Ntu
- représenter sur un diagramme (T,X) la température en fonction de la longueur de l'échangeur.

3.2. Arrangement en contre-courant

Reprendre la meme manipulation précédente, comparer l'échangeur à contre-courant et celui à courant-parallèle.

3.3. Variation de la pression statique

- Positionner les vannes en contre-courant
- Débit d'eau = 50 L/h
- Puissance de chauffe = 200 Volts et 7,2 Ampère
- Faire varier la pression statique (30, 40)
- Calculer U , DTLM, E, Ntu

B I B L I O G R A P H I E

=====

1. SACADURA (J.F) "Initiation aux transfert de chaleur"
Technique 82
2. ECKERT _ Heat mass transfert (Mc GRAW-HILL Company)
1950
3. R. MARCHAL - Transmission de la chaleur par convection
dans les tubes (Ed Eyrolles 74)
4. WEIL _ Elément des échanges thermiques
(GAUTHIER-VILLARS 65)
- 5.
6. BRIDGMAN PW _ Dimensional Analysis
"Yale university press 1931"
(Tiré du AICHE JOURNAL / Jan.1970)
7. C. THOMAS _ Fundamentals of heat transfert
(Prentice hall 75)
8. OUZIAUX (R.) - Mécanique des fluides appliqués (ed.78)
9. WHUITHIER _ Raffinage et genie-chimique - T.II (Technip 72)
10. MAC _ ADAMS _ Transmission de la chaleur (Dunod 64)
11. KNUDSEN _ Fluide dynamics and heat transfer
(Chemical Engineering)
12. GREGORIE _ Echangeurs de chaleur (PARIS 65)
13. BOUVENOTA _ Transfert de chaleur (MASSON /81)
14. COULSON ET RICHARDSON _ Chemical Engineering
Vol 1 ; 2ème Ed. (Pergaman Press)
15. H. BOUDIAF _ Transfert de chaleur par convection forcée
P.F.E. (ENP.84)

16. KACED ET TEBBAL _ Conception d'un échangeur de chaleur
P.F.E. (ENP.88)

17. KIARTH ET B. AKROVR _ Conception d'un échangeur de chaleur
P.F.E. (ENP.88)

18. F. LARACHI _ Etude d'un échangeur de chaleur liq-liq
P.F.E. (USTHB.87)

19. M. BOUROUIS _ Transfert de chaleur
P.F.E. (USTHB.87)

20. GIBLIN _ MISSENARD _ Cours supérieur de chauffage,
ventilation et conditionnement d'air
(Ed. EYROLLES _ Paris.69)

