

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

TRANSFERT DE CHALEUR
PAR
CONVECTION FORCEE

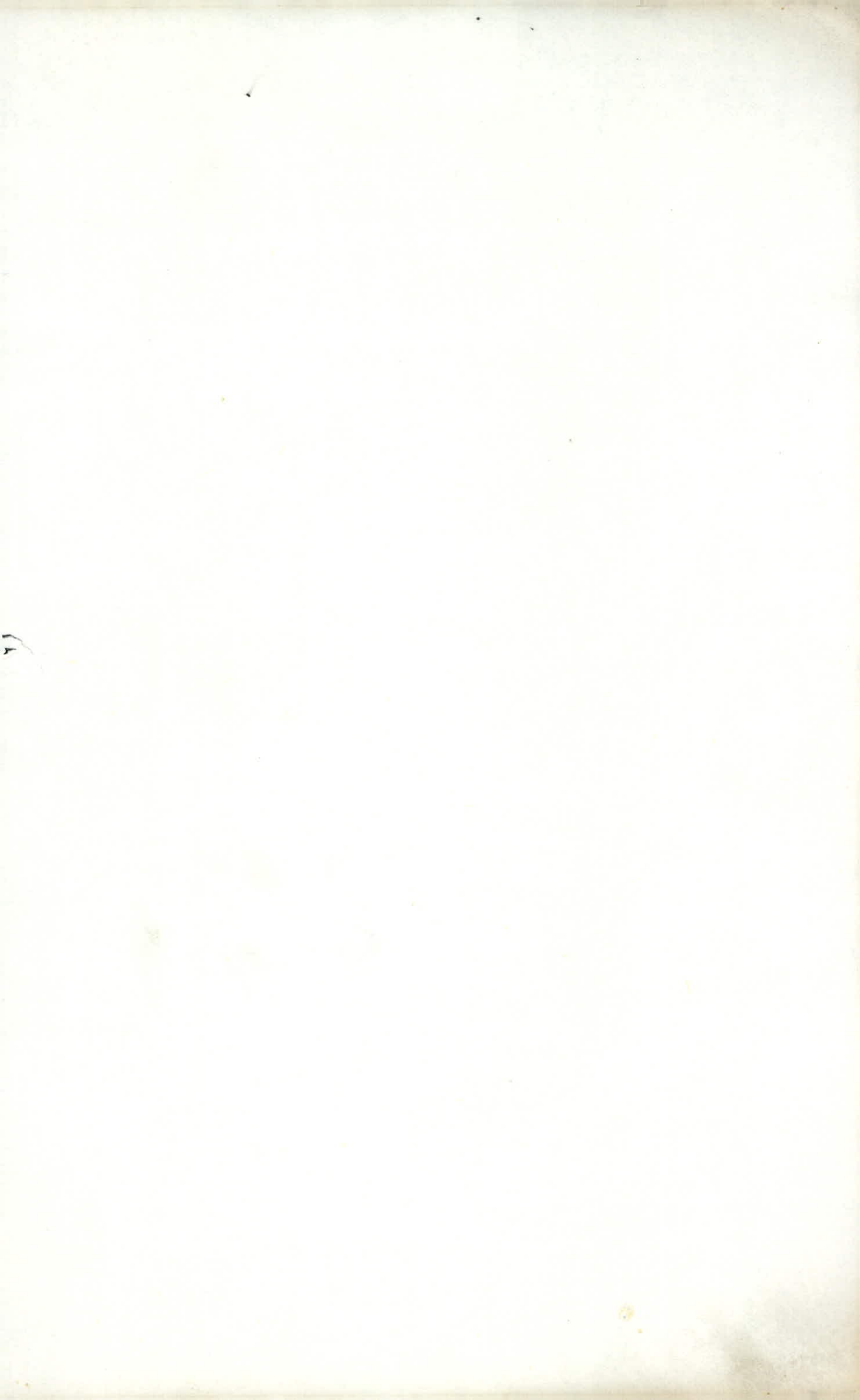
Proposé par : M^{me} Amanowicz

Etudié par : M^{me} ZAGHOANE
née H. BOUDIAF

Dirigé par :
M^{me} AMANOWICZ



PROMOTION : JANV 84.



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Chimique

TRASFERT DE CHALEUR PAR
CONVECTION FORCEE

Proposé par : M^{me} AMANOWICZ

Etudie par : M^{me} ZAGHOVANE

née BOUDIAF. H.

Membres du jury

Président :

M^{elle} K. ALIA

Maitre de conférences

Membres :

M^{me} AMANOWICZ

Promoteur

M^{elle} BENTAHAR

Maitre assistante

M^r GROCHOWSKI

Maitre de conférences

M^{me} MEZIANI

Maitre assistante

Promotion : janvier 1984

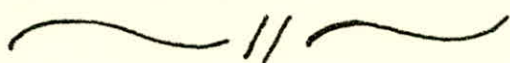
A mes parents

A mon mari

A mon fils



REMERCIEMENTS



Ma profonde gratitude et toute ma reconnaissance
à M^{me} M. AMANOWICZ pour son aide, sa patience
et ses qualités humaines.

Je tiens à remercier M^{me} ALIA, M^{elle} BENTAHAR
M^r CROCHOWSKI, M^{me} MEZIANI pour l'honneur
qu'ils me font en siégeant dans mon jury.

Je tiens également à remercier mon camarade
M. BENALI,

Je remercie aussi M^r TYCHKOWSKI et
M^r VANTCHOURINE

- SOMMAIRE -

A. PARTIE THEORIQUE

I Introduction

II Convection Forcée

1. Analyse dimensionnelle
 - 2.1 Méthode de détermination des groupes adimensionnels
 - 1.2 Signification physique des nombres adimensionnels
2. Corrélations usuelles en convection forcée
 - 2.1 Écoulement turbulent à l'intérieur des tubes
 - 2.2 Écoulement laminaire à l'intérieur des tubes
 - 2.3 Conclusion

III Les échangeurs

1. Introduction
2. Etude du transfert de chaleur
 - 2.1 Equation fondamentale
 - 2.1.1 Différence moyenne de température
 - 2.1.2 Écoulement à contre courant
 - 2.1.3 Écoulement à courant parallèles
 - 2.3 Détermination des coefficients d'échange de chaleur

B. PARTIE EXPERIMENTALE

I.1 Introduction

- 2 Description de l'appareillage
- 3 Installation de l'appareillage

II Essais

- 1 Écoulement dans un échangeur à contre-courant
- 2 Écoulement dans un échangeur à courant parallèles
- 3 Mode opératoire

III Calculs

IV Interprétation des calculs

V Conclusion.

NOMENCLATURE

- a : diffusivité thermique du fluide
 A_A : section droite à travers laquelle passe le flux d'air (m^2)
 A_E : " " " " " " " " d'eau (m^2)
 C_{pA} : Chaleur spécifique de l'air ($kcal/kg^{\circ}C$)
 C_{pE} : " " de l'eau ($kcal/kg^{\circ}C$)
 d_1 : diamètre intérieur du tube central (m)
 d_2 : diamètre extérieur du tube central (m)
 d_3 : diamètre intérieur du tube extérieur (m)
 G_A : vitesse massique de l'air ($kg/h.m^2$)
 G_E : vitesse massique de l'air ($kg/h.m^2$)
 h_0 : coefficient global de transfert de chaleur entre l'air et l'eau.
 h_1 : coefficient partiel de transfert de chaleur entre l'air et la paroi
 h_2 : coefficient partiel de transfert de chaleur entre l'eau et la paroi
 L : longueur du tube (m)
 Nu_A : nombre de Nusselt pour l'air
 Nu_E : nombre de Nusselt pour l'eau
 Pr_A : nombre de Prandtl pour l'air
 Pr_E : nombre de Prandtl pour l'eau
 Re_A : nombre de Reynolds pour l'air
 Re_E : " " " pour l'eau
 S_1 : surface d'échange de chaleur : surface intérieure du tube central (m^2)
 S_2 : surface extérieure du tube central (m^2)
 t_{mA} : température moyenne de l'air entre l'entrée et la sortie ($^{\circ}C$)
 t_{mE} : " " de l'eau " " " " " ($^{\circ}C$)
 T_1 : température de sortie de l'air ($^{\circ}C$)
 T_2 : température de la paroi du côté de la sortie de l'air ($^{\circ}C$)
 T_3 : " " " " " " de l'entrée " " ($^{\circ}C$)

| | | | |
|------------------|---|--|------------------------|
| T_4 | : | température d'entrée de l'air | (°C) |
| T_{∞} | : | " du fluide loin de la paroi | (°C) |
| T_{EE} | : | " d'entrée de l'eau | (°C) |
| T_{SE} | : | " de sortie " " | (°C) |
| T_c | : | " du fluide chaud | (°C) |
| T_f | : | " " " froid | (°C) |
| T_p | : | " de la paroi | (°C) |
| T_{p1} | : | " du fluide à l'intérieur du tube central | (°C) |
| T_{p2} | : | " " " l'extérieur " " " | (°C) |
| T_{p1} | : | " de la paroi du côté du fluide chaud | (°C) |
| T_{p2} | : | " " " " " " " " " froid | (°C) |
| ΔT_A | : | différence de température entre l'entrée et la sortie de l'air | (°C) |
| ΔT_E | : | " " " " " " " " " de l'eau | (°C) |
| ΔT_{ML0} | : | moyenne logarithmique de la différence de température air-eau | |
| ΔT_{ML1} | : | " " " " " " " " " air-paroi | |
| ΔT_{ML2} | : | " " " " " " " " " eau-paroi | |
| T_b | : | température moyenne de la masse fluide | |
| V_E | : | débit volumique de l'eau | (m ³ /h) |
| W_A | : | vitesse massique de l'air | (kg/h.m ²) |
| W_E | : | " " " l'eau | (kg/h.m ²) |
| ϕ_A | : | flux de chaleur cédé par l'air | (kg) |
| ϕ_E | : | " " " capté par l'eau | (kcal/h.) |
| ρ_A | : | masse volumique de l'air | (kg/m ³) |
| ρ_E | : | " " " de l'eau | (kg/m ³) |
| λ_A | : | conductivité thermique de l'air | (kcal/h.m.°C) |
| λ_E | : | " " " " " " " " " l'eau | (kcal/h.m.°C) |
| η_A | : | viscosité de l'air | (kg/m.h) |
| η_E | : | " " " l'eau | (kg/m.h) |
| ν | : | viscosité cinématique du fluide | |

PARTIE **T**HEORIQUE

I - INTRODUCTION

Les échanges de chaleur en convection ont pour origine le mouvement d'un fluide. Ce mouvement peut être provoqué par une cause mécanique. Ce type de convection est appelé : convection forcée [1]

Ce mouvement peut également prendre naissance sous l'effet même des échanges thermiques qui font apparaître dans le fluide des différences de températures et par suite des différences de densité : il s'agit alors de la convection naturelle.

Dans l'un et l'autre cas, le régime hydrodynamique joue un rôle essentiel dans le mécanisme des échanges thermiques [1]

En régime laminaire, le flux par conduction est toujours perpendiculaire à la direction des filets de fluide qui entraînent par convection une partie de ce flux.

En régime turbulent, le flux par conduction est perpendiculaire à la direction générale d'écoulement, mais la convection réalise le mélange des particules, ce qui rend l'étude plus complexe. Si on considère que le débit des différents

fluides sont constants, si on suppose un régime permanent, la température en chaque point du fluide est indépendante du temps. NEWTON propose d'écrire que la quantité de chaleur $d\phi$ transmise par unité de surface est directement proportionnelle à la différence des températures du fluide et de la paroi

$$d\phi = h \cdot S (T_p - T_\infty) \quad t_p > t_\infty$$

h : coefficient de transfert de chaleur par convection

T_p : température de la paroi

T_∞ : température du fluide.

D'une manière générale, le calcul de $\frac{d\theta}{dx}$ suppose que dans le fluide la loi de répartition spatiale des températures est semblable à celle des vitesses.

L'étude sur l'air faite en 1916 par PANNELL montre que les distributions des températures et des vitesses sont identiques dans un écoulement turbulent et laminaire.

II - CONVECTION FORCÉE

II-1 Analyse dimensionnelle

Une formule dimensionnelle pour toute quantité ou facteur mesuré apparaît sous forme de produits de puissances des diverses dimensions fondamentales. L'analyse dimensionnelle est une méthode par laquelle la connaissance de tous les facteurs définissant un état physique peut être rassemblée et présentée sous une forme facile, utilisable pour l'organisation des expériences futures et l'interprétation des résultats obtenus.

La méthode d'analyse dimensionnelle est particulièrement utilisée lorsqu'on ne connaît pas les relations mathématiques, ou que celles-ci soient trop complexes, elle donne alors un groupement logique des facteurs sous forme de combinaisons sans dimensions. Elle nécessite des calculs mathématiques simples, son champ d'application est très vaste.

La principale restriction de cette méthode provient du fait que les résultats obtenus sont incomplets. Elle ne nous permet pas de connaître le processus de transfert de chaleur, mais facilite l'interprétation.

Il existe deux méthodes de détermination des groupes sans dimensions

1^o méthode algébrique

a. méthode de RAYLEIGH

b. méthode de BUCKINGHAM

2^o l'examen des lois de similitude (géométrie, cinématique et dynamique).

On étudie la détermination par la méthode algébrique de BUCKINGHAM appelée souvent "méthode du théorème des groupements".

II-1.1. Méthode de détermination des groupes adimensionnels

: méthode de BUCKINGHAM

La première étape de l'analyse dimensionnelle consiste à choisir un système de dimensions fondamentales. Ce choix est arbitraire, mais les formules dimensionnelles de toutes les variables doivent être exprimées en fonction des dimensions fondamentales. Les formules dimensionnelles et les symboles des quantités qu'on rencontre dans la convection forcée sont rassemblés dans le tableau A.

La deuxième étape de l'analyse dimensionnelle consiste à remplacer chaque fonction à "n" variables

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$$

dont le nombre de dimensions fondamentales est "m" par une autre fonction à "n-m" variables sans dimensions «groupes adimensionnels»

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0$$

Les variables $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}$ forme l'ensemble de base de groupes adimensionnels

Donc, d'après le théorème π de BUCKINGHAM, le nombre de groupes adimensionnels, qui peut être formé par la combinaison des variables physiques d'un problème donné, est égal au nombre total de ces variables physiques "n" (densité, viscosité...)

diminue' du nombre de dimensions fondamentales "m".

A partir de la description du processus de transfert de chaleur par convection, les variables qui peuvent intervenir dans le phénomène sont

Tableau A

| Variable | Symbole | Equation fondamentale |
|---|-----------|---|
| diamètre du tube | d | [L] |
| vitesse du fluide | u | [L][T ⁻¹] |
| conductivité thermique du fluide | λ | [M.LT ⁻¹ T ⁻³] |
| masse volumique du fluide | ρ | [ML ⁻³] |
| viscosité du fluide | η | [M.L ⁻¹ T ⁻¹] |
| chaleur spécifique du fluide | C_p | [L ² T ⁻² T ⁻¹] |
| coefficient d'échange de chaleur par convection | h | [M.T ⁻¹ T ⁻³] |

Pour la convection forcée, on a sept (07) quantités physiques qui interviennent dans le problème, et quatre (04) dimensions fondamentales donc :

$$n = 7$$

$$m = 4$$

On s'attend donc à obtenir trois groupes adimensionnels, et la solution peut être mise sous les formes suivantes :

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$$

$$\text{ou : } \pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$$

L'exemple de la détermination des groupes adimensionnels peut être appliqué au problème de transfert de chaleur par convection pour un même écoulement du fluide perpendiculaire à un tube infiniment long et chauffé.

La même approximation peut être faite pour un écoulement parallèle à un tube chauffé

. Détermination des groupes adimensionnels.

Les groupes adimensionnels peuvent être formés de la façon suivante: on choisit les variables physiques qui ne donnent pas d'expression adimensionnelle auxquelles on ajoute une autre variable parmi les sept intervenant dans la convection.

Dans notre cas, les variables qui ne donnent pas d'expressions adimensionnelles et dont le produit de n'importe quelles puissance a une dimension sont

- le diamètre d
- la vitesse u
- la conductivité thermique λ
- la masse volumique ρ

le premier groupe dimensionnel est donc:

$$\pi_1 = d^a \cdot u^b \cdot \rho^c \cdot \lambda^e \cdot h^f$$

dans cette équation, on a écrit π_1 sous la forme d'un produit de variables, chacune ayant un exposant inconnu

En introduisant les formules dimensionnelles dans π_1 , on écrit:

$$\pi_1 = [L]^a \cdot [L \cdot T^{-1}]^b \cdot [M \cdot L^{-3}]^c \cdot [MLT^{-3}]^e \cdot [MLT^{-3}]^f$$

Pour que π reste adimensionnel, il faut que la somme des exposants de chaque dimension fondamentale soit nulle; soit:

$$\text{pour } L: a + b - 3c + e = 0$$

$$\text{pour } M: c + e + f = 0$$

$$\text{pour } T: -b - 3e - 3f = 0$$

$$\text{pour } T: -e - f = 0$$

On trouve un système de quatre (04) équations à cinq inconnues.

Le système a une variable libre.

$e = 1$ cette variable.

Après résolution du système, on trouve :

$$a = -1 ; b = 0 ; c = 0 ; e = 1 ; f = -1$$

donc :

$$\pi_1 = \frac{\lambda}{d \cdot h}$$

On reconnaît dans π_1 la valeur de $\frac{1}{Nu}$ donc $\pi_1 = \frac{1}{Nu}$.

Le deuxième groupe sans dimension est :

on écrit π_2 sous la forme d'un produit de variables à exposants inconnus ce qui donne :

$$\pi_2 = d^a \cdot u^b \cdot \rho^c \cdot \lambda^e \cdot \eta^f$$

$$\pi_2 = [L]^a \cdot [L \cdot T^{-1}]^b \cdot [ML^{-3}]^c \cdot [ML^{-1}T^{-1}]^e \cdot [ML^{-1}T^{-1}]^f$$

pour que π_2 reste adimensionnel, il faut que

$$\text{pour } L : a + b - 3c + e - f = 0$$

$$\text{pour } M : -c + e + f = 0$$

$$\text{pour } T : -b - 3e - f = 0$$

$$\text{pour } T : -e = 0$$

on choisit $b = 1$ (variable libre), ce qui donne :

$$b = 1 ; f = -1 ; c = 1 ; a = 1 ; e = 0$$

$$\pi_2 = \frac{d \cdot u \cdot \rho}{\eta}$$

on reconnaît dans π_2 la valeur du nombre de REYNOLDS Re

Le troisième groupe sans dimensions est :

$$\pi_3 = d^a \cdot u^b \cdot \rho^c \cdot \lambda^e \cdot C_p^f$$

$$\pi_3 = [L]^a \cdot [L \cdot T^{-1}]^b \cdot [ML^{-3}]^c \cdot [ML^{-1}T^{-1}]^e \cdot [L^2T^{-2}]^f$$

pour que Π_3 reste adimensionnel, on doit avoir :

$$\text{pour L : } a + b - 3c + e + 2f = 0$$

$$\text{pour M : } c + e = 0$$

$$\text{pour Z : } -b - 3e - 2f = 0$$

$$\text{pour T : } -e - f = 0$$

on choisit $e = 1$ (variable libre), la résolution du système donne

$$e = 1 ; c = -1 ; b = -1 ; f = -1 ; a = -1$$

$$\Pi_3 = \frac{\lambda}{d \mu \rho C_p}$$

on multiplie et on divise Π_3 par la viscosité η , on obtient :

$$\Pi_3 = \frac{\lambda \eta}{d \mu \rho C_p \eta} \cdot \frac{1}{C_p \eta} \Rightarrow \Pi_3 = \frac{\lambda}{C_p \eta} \cdot \frac{\eta}{d \mu \rho}$$

$$\Pi_3 = \frac{\lambda}{\underbrace{C_p \eta}_{\text{PRANDTL}}} \cdot \frac{\eta}{\underbrace{d \mu \rho}_{\text{Re}}} ; \Pi_3 = \frac{1}{Pr} \cdot \frac{1}{Re}$$

Les sept variables initiales ont été combinées et regroupées en trois groupes adimensionnels.

La relation entre ces trois groupes s'écrit

$$F(Re, Pr, Nu) = 0$$

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (a)$$

L'équation (a) n'est qu'une forme générale d'une fonction. Les formes particulières ne sont pas connues.

On essaie donc de l'approximer par des fonctions classiques (linéaire, potentielle, exponentielle, etc...)

Les résultats expérimentaux montrent que la fonction (a) est rarement linéaire, on se sert donc de l'approximation potentielle

en écrivant : $Nu = A Re^b Pr^c$

Les valeurs des constantes A, b, c sont déterminées expérimentalement.

II. 1.2 Signification physique des nombres adimensionnels. (Re, Pr, Nu)

1. Le nombre de NUSSELT

La transmission de chaleur entre un fluide et une paroi met en jeu la conduction et le transfert de masse.

Si la paroi est à une température plus élevée que celle du fluide, la chaleur s'écoule d'abord par conduction du solide vers les particules du fluide, situées à proximité de la paroi. L'énergie ainsi transmise accroît l'énergie interne du fluide et se trouve entraînée par le mouvement du fluide. Lorsque les particules du fluide chaud atteignent une région à basse température, la chaleur est transmise à nouveau par conduction du fluide chaud au fluide froid.

Le transfert d'énergie par convection est intimement lié au mouvement du fluide.

Dans un écoulement turbulent, au voisinage immédiat de la paroi, la chaleur se meut par conduction pure, à mesure que l'on s'éloigne de la paroi, le mouvement du fluide favorise le transport d'énergie.

Au voisinage immédiat de la paroi, le flux de chaleur par conduction est

$$\phi = -\lambda S \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (1)$$

On établit une relation pour le flux de chaleur transmis par convection

$$\phi = h \cdot S (T_p - T_\infty) \quad (2)$$

T_p : température de la paroi

T_∞ : température du fluide

En égalant les équations (1) et (2) on écrit:

$$-\lambda S \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h \cdot S (T_p - T_\infty) \quad (3)$$

Pour le fluide, le gradient de température est
indépendant de la température de référence alors :

$$\partial T = \partial (T - T_p)$$

en introduisant d ; diamètre à partir duquel la convection a lieu :

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \cdot d = h (T_p - T_\infty) \cdot d$$

$$\frac{h d}{\lambda} = \frac{\left. \frac{\partial (T_p - T)}{\partial x} \right|_{x=0}}{\frac{T_p - T_\infty}{d}}$$

Le nombre de NUSSELT : $Nu = \frac{h d}{\lambda}$ est le rapport du gradient de température au voisinage immédiat de la paroi et le gradient de température de référence.

On peut dire également qu'il traduit l'influence de la transmission de la chaleur par conduction sur la transmission de la chaleur par convection suivant le régime d'écoulement

note : on peut choisir comme température de référence du fluide la température moyenne de la masse du fluide qui traverse le tube entre l'entrée et la sortie.

2. Le nombre de PRANDTL (Pr)

Le nombre de PRANDTL est exclusivement fonction des propriétés physiques du fluide, il est défini comme étant le rapport de la viscosité cinématique du fluide " ν ", sa diffusivité thermique " a "

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \rho}{\lambda} \quad a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$$

La viscosité cinématique $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ est souvent considérée

comme la diffusivité moléculaire de la quantité de mouvement du fait qu'elle est une mesure du flux de transfert de la quantité de mouvement entre les molécules.

La diffusivité thermique α d'un fluide est souvent appelée diffusivité moléculaire de la chaleur. C'est une mesure du rapport de la transmission de la chaleur aux capacités de stockage d'énergie des molécules.

Le nombre de PRANDTL associe la distribution des températures et des vitesses

Pour un écoulement dans une conduite, les profils de vitesse et des températures sont les mêmes pour un nombre de PRANDTL égal à 1

Pour les fluides dont le nombre de PRANDTL est inférieur à l'unité, le profil des températures près de la surface est moins raide que le profil des vitesses.

Pour les fluides dont le nombre de PRANDTL est supérieur à "1" ($Pr > 1$) le gradient de température est plus raide que le gradient des vitesses.

3. Le nombre de REYNOLDS

Afin de déterminer un paramètre universel pour caractériser le point de transition d'un écoulement en régime laminaire et régime turbulent, REYNOLDS a donné une forme mathématique simple où interviennent les variables d'influence telle que le diamètre du tube, viscosité cinématique, vitesse du fluide, et il essaie la proportionnalité pure et simple entre ces variables définissant ainsi un nombre sans dimension appelé nombre de REYNOLDS:

$$Re = \frac{d \cdot u}{\nu} = \frac{d \cdot u \rho}{\eta}$$

ν : viscosité cinématique du fluide

Pour un tube, d est son diamètre intérieur.

Le nombre de REYNOLDS a une signification physique

$$F_i = \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \rho u_{\infty} \frac{u_{\infty}}{d} \quad (3)$$

F_i : force d'inertie par unité de volume

$$F_{\eta} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \eta \frac{u_{\infty}}{d^2} \quad (4)$$

F_{η} : force de viscosité par unité de volume

en faisant le rapport de $\frac{F_i}{F_{\eta}}$ on trouve

$$K = \frac{F_i}{F_{\eta}} = \frac{\rho u_{\infty} d}{\eta}$$

On reconnaît que K est identique à Re . Donc le nombre de REYNOLDS traduit effectivement le mode d'écoulement, le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité qui tendent à le retenir dans son régime laminaire.

On peut représenter le nombre de REYNOLDS comme suit

$$Re = \frac{G \cdot d}{\eta}$$

G : vitesse massique du fluide

d : diamètre intérieur de la conduite.

II.2 Corrélations usuelles en convection forcée

II.2.1 Écoulement turbulent à l'intérieur des tubes

Un certain nombre d'expérimentateurs rapportent les données obtenues pour le refroidissement ou l'échauffement des divers fluides avec:

$$0,7 < Pr < 120$$

$$10\,000 < Re < 120\,000$$

$$\frac{L}{d} \gg 60$$

- MAC ADAMS [2] propose une corrélation liant les différentes propriétés physiques prises à la température moyenne du fluide;

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

- COLBURN [3] propose pour les fluides à faible viscosité la corrélation suivante:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad 0,5 < Pr < 100$$

Toutes les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne de la masse du fluide et de la paroi.

- Données récentes pour l'air à haute température:

DESMON et SAMS [4] donnent une corrélation liant les différentes propriétés physiques de l'air circulant dans un tube de 13,4 mm de diamètre et chauffé électriquement.

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

- MARSHAL [5] propose également une autre corrélation liant les différentes propriétés physiques des gaz à haute température

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

- Une équation plus récente a été donnée par les chercheurs CHEMINISOFF et DAVIS et proposent:

$$Nu = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad [6]$$

les conditions de travail ne sont pas précisées

- Pour les gaz refroidis s'écoulant dans de longues conduites, SIEDER et TATE [7] suggèrent la corrélation suivante:

$$Nu = 0,020 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left[\frac{T_b}{T_p} \right]^{0,15}$$

T_b : température moyenne de la masse fluide

T_p : température de la paroi

Cette corrélation a été mise plus tard en application par KAYS et LONDON [8]

toutes les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du fluide, on tient compte des variations des propriétés physiques provoquées par la différence de température en utilisant le facteur de correction 0,15 pour la température, la température de la paroi reste constante

Les mêmes chercheurs proposent pour l'échauffement des gaz la corrélation suivante:

$$Nu = 0,020 Re^{0,8} Pr^{0,3} \left(\frac{T_b}{T_p} \right)^{0,575}$$

La température de la paroi reste constante

- ROYDS G.S CAMPBELLA [9] propose:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

- ROBINSON K.E [10] propose également:

$$Nu = 0,020 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

II 2.2 Écoulement laminaire à l'intérieur d'un tube

Les corrélations concernant l'écoulement en régime laminaire sont basées sur le fait que la température de la paroi reste constante

MAC ADAMS [2] propose:

$$Nu = 0,5 Re Pr \frac{d}{L} \text{ avec } Re Pr \frac{d}{L} < 13$$

et : $Nu = 1,62 \left(Re Pr \frac{d}{L} \right)^{0,33}$ avec $Re Pr \frac{d}{L} > 13$

toutes les propriétés physiques du fluide sont prises à la température moyenne du fluide

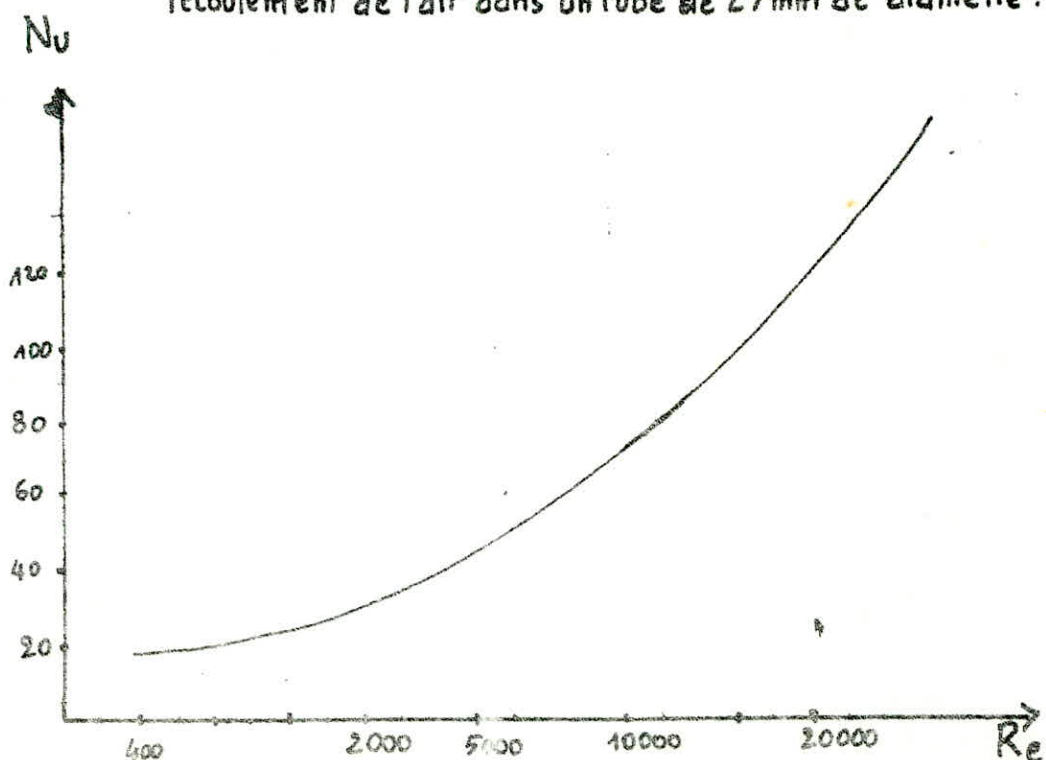
- Dans le cas du refroidissement d'un fluide HAUSEM [11] propose :

$$Nu = 11,5 Re^{0,23} Pr^{0,33} \left(\frac{d}{L} \right)^{0,5}$$

Conclusion : les corrélations entre les données expérimentales permettent la détermination du coefficient de transfert de chaleur pour le fluide s'écoulant le long d'un tube ou d'un fil de dimension quelconque tant que le nombre de REYNOLDS du système reste à l'intérieur du domaine fixé par l'expérience.

les données expérimentales obtenues avec un seul fluide ne révèle pas l'influence du nombre de PRANDTL sur le nombre de NUSSELT, aussi il faudrait faire plusieurs essais avec des fluides différents

Cette courbe donne la variation Nu en fonction du nombre de Re pour l'écoulement de l'air dans un tube de 25 mm de diamètre.



III. LES ECHANGEURS

III-1 Introduction

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre.

Les échangeurs les plus courants sont ceux où on a deux fluides séparés par une paroi à travers laquelle la chaleur s'écoule.

La chaleur se transmet d'un fluide à l'autre d'abord par convection du fluide vers la paroi, après par conduction dans la paroi elle-même ensuite par convection de la paroi vers le fluide.

Il existe de nombreux modèles d'échangeurs, ils sont employés pour chauffer, refroidir, condenser ou évaporer toutes sortes de fluide

III-2 Etude du transfert de chaleur dans un échangeur

2.1. Equation fondamentale:

Quel que soit le type d'appareil utilisé, si l'on ne prend pas en considération que les grandeurs d'entrée et de sortie des deux fluides, il est possible d'établir le bilan thermique global de l'appareil

en écrivant que le flux de chaleur Φ_A perdu par le fluide chaud est égal à celui pris par le fluide froid, si on néglige les pertes

$$\text{pour le fluide chaud } \Phi_A = W_A C_{PA} \Delta t_A \quad \Delta t_A = T_4 - T_1$$

$$\text{pour le fluide froid } \Phi_E = W_E C_{PE} \Delta t_E \quad \Delta t_E = T_{SE} - T_{EE}$$

$$\Phi_A = \Phi_E \Rightarrow W_A C_{PA} \Delta t_A = W_E C_{PE} \Delta t_E$$

Par ailleurs on peut écrire que

$$\Phi = h_0 S \Delta t_{ML0}$$

h_0 = coefficient de transfert de chaleur air-eau

S : surface d'échange offerte par l'appareil

Δt_{ML0} : différence de température moyenne entre les deux fluides

2.2 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 de température, elle est fonction de :

- la nature et des débits respectifs des deux fluides
- du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à contre-courant ou 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 et qu'il n'y a pas, ni de pertes thermiques, ni changement de phase au cours du transfert.

2-2-1 Cas des écoulements à contre-courants.

Pour l'ensemble de l'appareil, la quantité de chaleur échangée, en supposant un coefficient de transfert de chaleur k_0 moyen tout le long du tube :

$$\Phi = W_A C_{pA} (T_4 - T_1) = W_E C_{pE} (T_{SE} - T_{EE}) \quad (5)$$

Soit un élément dL et de surface dS , à la distance L de l'une des extrémités de l'échangeur.

La quantité de chaleur échangée par cet élément, en supposant k_0 constant, est :

$$d\Phi = k_0 dS (T_c - T_f) = W_A C_{pA} \Delta t_A = W_E C_{pE} \Delta t_E \quad (5')$$

T_c : température du fluide chaud

T_f : température du fluide froid

Si on écrit le bilan thermique relatif à la longueur L d'échange

$$W_A C_{pA} (T_c - T_1) = W_E C_{pE} (T_f - T_{EE}) \quad (6)$$

L'élimination des termes $W_A C_{PA}$ et $W_E C_{PE}$ entre les équations (5) et (6)

donne :

$$T_C = (T_f - T_{EE}) \frac{T_4 - T_1}{T_{SE} - T_{EE}} + T_1$$

En reportant cette valeur dans l'équation (5'), on obtient en tirant également $W_E C_{PE}$ de l'équation (5) on a :

$$R_0 dS = W_E C_{PE} \frac{dT_f}{T_C - T_f} = \frac{\phi}{T_{SE} - T_{EE}} \cdot \frac{dT_f}{T_f \left[\frac{(T_4 - T_1) - (T_{SE} - T_{EE})}{T_{SE} - T_{EE}} \right] + \frac{T_1 T_{SE} - T_4 T_{EE}}{T_{EE} - T_{SE}}}$$

$$\text{soit } \frac{R_0 dS}{\phi} = \frac{dt}{T_f \left[(T_4 - T_1) - (T_{SE} - T_{EE}) + T_1 T_{SE} - T_4 T_{EE} \right]}$$

en supposant R_0 constant, on intègre cette équation :

$$\frac{R_0 S}{\phi} = \int_{T_{EE}}^{T_{SE}} \frac{dt}{T_f \left[(T_4 - T_1) - (T_{SE} - T_{EE}) + T_1 T_{SE} - T_4 T_{EE} \right]}$$

Si on appelle Δt_a et Δt_b les différences de températures des fluides à chaque extrémité, on aura :

$$\Delta t_a = T_4 - T_{SE} \quad \text{à l'extrémité chaude}$$

$$\Delta t_b = T_1 - T_{EE} \quad \text{à l'extrémité froide.}$$

On a finalement :

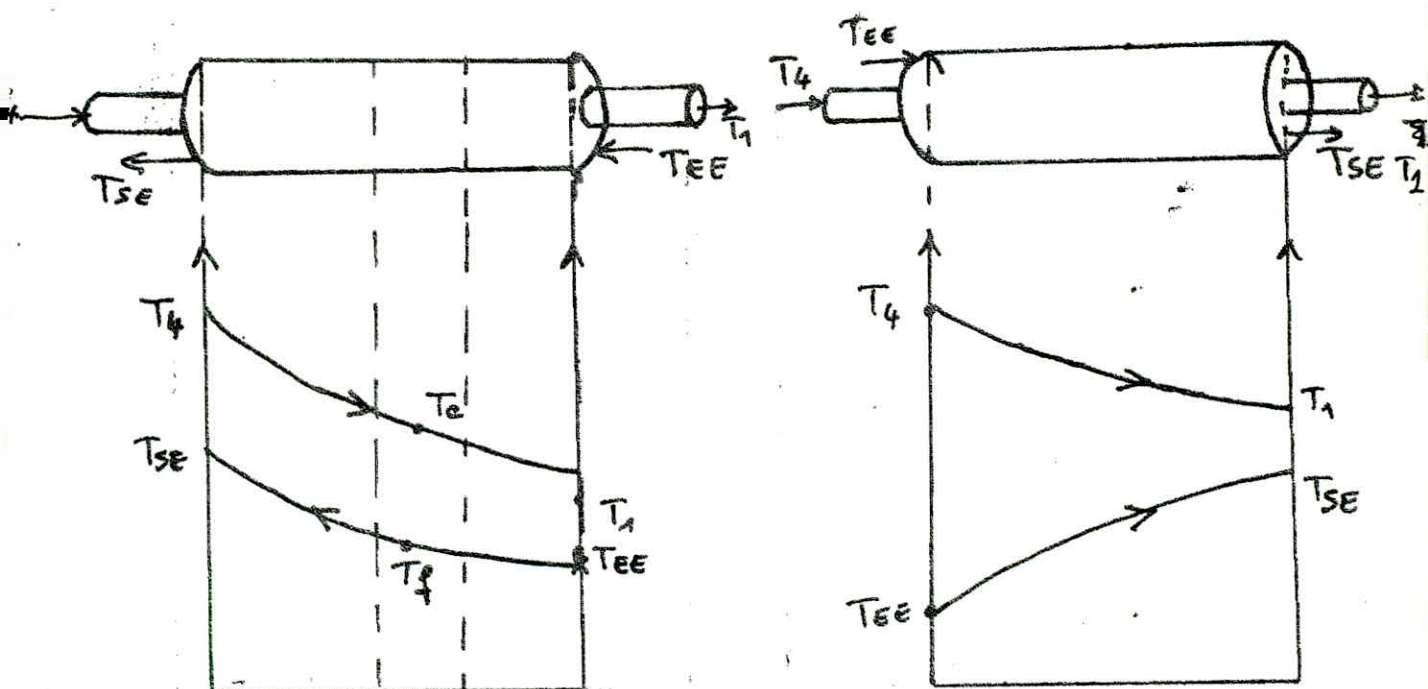
$$\frac{R_0 S}{\phi} = \frac{1}{\Delta t_a - \Delta t_b} \cdot \text{Log} \frac{\Delta t_a}{\Delta t_b} = \frac{1}{\Delta t_{ML0}}$$

$$\phi = R_0 S \Delta t_{ML0} = h_0 S \frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\text{Log} \frac{\Delta t_a}{\Delta t_b}}$$

2-2-2 Cas des écoulements parallèles

En appliquant à cet appareil le même mécanisme que celui-ci pour l'écoulement à contre-courant, on retrouve les mêmes équations et la même valeur Δt_{ML0} qui est

toujours la moyenne logarithmique des différences de températures des fluides aux deux extrémités de l'échangeur. Toutefois, l'identité des formules dans les deux systèmes d'écoulement, montre que le contre-courant est le plus avantageux car, pour un transfert de chaleur donné, caractérisé par les quatre températures terminales, il conduit à la ΔT_{ML0} la plus grande, donc à la surface d'échange la plus petite



Echangeur à contre-courant

Echangeur à courants parallèles

2.3 Détermination des coefficients de transferts de chaleur:

En régime permanent, le flux de chaleur transmis par convection d'un fluide à une température T_f vers une paroi à une température T_p à travers une surface S est:

$$\Phi = h S (T_{\infty} - T_p) \quad \text{si } T_{\infty} > T_p$$

ou T_{∞} : température du fluide loin de la paroi

T_p : température de la paroi

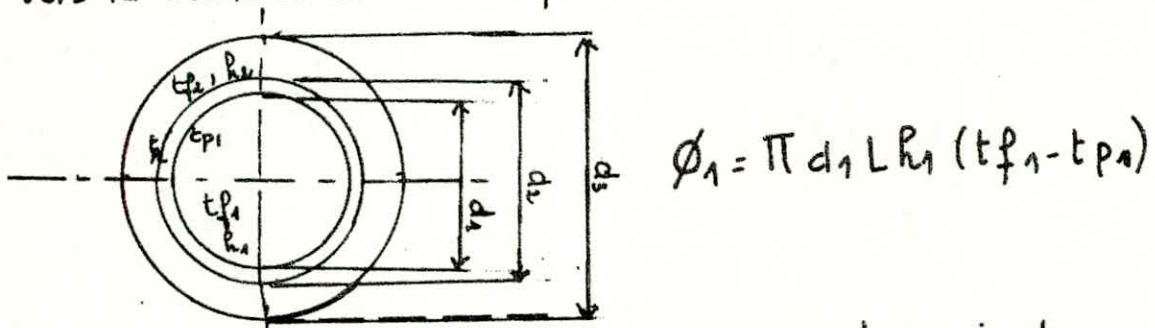
R : coefficient de transfert de chaleur par convection

S : surface d'échange de chaleur fluide-paroi

2.4 Détermination du coefficient global de transfert de chaleur entre deux fluides séparés par une paroi cylindrique

Le flux de chaleur s'écoule du fluide de température t_{f1} vers la paroi, puis de la paroi vers le fluide de température t_{f2}

Le flux de chaleur qui s'écoule du fluide de température t_{f1} vers la surface intérieure par convection est:



$$\phi_1 = \pi d_1 L h_1 (t_{f1} - t_{p1})$$

le flux de chaleur par conduction dans la paroi est:

$$\phi_2 = \frac{2\pi\lambda L}{\log \frac{d_2}{d_1}} (t_{p1} - t_{p2}) \quad (2)$$

Le flux de chaleur par convection de la surface extérieure de la paroi vers le fluide de température t_{f2} est:

$$\phi_3 = \pi d_2 L h_2 (t_{p2} - t_{f2}) \quad (3)$$

Les équations (1) (2) et (3) donnent

$$t_{f1} - t_{p1} = \frac{\phi_1}{\pi d_1 L h_1} \quad (1')$$

$$t_{p1} - t_{p2} = \frac{\phi_2}{\frac{2\pi\lambda L}{\log \frac{d_2}{d_1}}} \quad (2')$$

$$t_{p2} - t_{f2} = \frac{\phi_3}{\pi d_2 L h_2} \quad (3')$$

En faisant la somme de (1'), (2'), (3') on obtient

$$t_{f1} - t_{f2} = \left[\frac{1}{\pi d_1 L h_1} + \frac{\phi}{\frac{2\pi\lambda L}{\log \frac{d_2}{d_1}}} + \frac{1}{\pi d_2 L h_2} \right] \phi$$

car $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3$ (il n'y a pas de pertes thermiques)

Par ailleurs, on peut écrire

$$\phi = h_0 S (t_{f1} - t_{f2})$$

h_0 = coefficient global de transfert de chaleur entre les deux fluides

S = surface d'échange de chaleur

Le coefficient global d'échange de chaleur h_0 peut se calculer par rapport à n'importe quelle surface, mais il est plus correct de choisir la surface où le coefficient de transfert de chaleur partiel est le plus faible

Dans notre cas, c'est la surface intérieure S_1

$$h_0 S_1 (t_{f1} - t_{f2}) = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\pi d_1 L h_1} + \left(\frac{2\pi\lambda L}{\log \frac{d_2}{d_1}} \right)^{-1} + \frac{1}{\pi d_2 L h_2}}$$

$$S_1 = \pi d_1 L$$

$$h_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\log \frac{d_2}{d_1} \cdot d_1}{2\lambda} + \frac{d_1}{d_2 h_2}}$$

$$d_1 \approx d_2 \Rightarrow \log \frac{d_2}{d_1} = 0$$

donc

$$h_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{1}{h_2}}$$

PARTIE **E**XPERIMENTALE

I. ETUDE de l'APPAREIL de TRANSFERT de CHALEUR AIR-EAU

I-1 Introduction

Cet appareil de laboratoire permet d'apprécier l'aspect de transfert de chaleur dans certains cas bien déterminés.

Son étude a prouvé qu'il permet de travailler dans un domaine du nombre de Reynolds variant entre 2000 et 35000.

La direction de l'écoulement peut être inversé suivant qu'on veut travailler à courant parallèle (l'eau et l'air circulant dans un même sens) ou à contre-courant (l'eau et l'air circulant dans deux sens contraires).

Le débit d'eau, la quantité d'air, la température de chauffage de l'air, peuvent varier indépendamment.

Les coefficients de transfert de chaleur air-eau, eau-tube, air-tube ou dans le tube lui-même peuvent être déterminés séparément.

I-2 Description de l'appareil.

L'appareil est constitué essentiellement de deux tubes concentriques où l'eau circule dans le tube extérieur en refroidissant l'air circulant dans le tube intérieur.

L'alimentation en air est fournie par un ventilateur

dont la vitesse de ventilation est variable. Cet air est chauffé à l'aide de résistances électriques contrôlées à l'aide d'un thermostat. La température de l'air à l'entrée du tube d'essai ne doit pas dépasser $260-270^{\circ}\text{C}$.

L'air quittant la section de chauffe (N° IV) passe dans une section isotherme (N° III) où sa température et sa vitesse sont stabilisées avant d'entrer dans la section d'essai (N° I)

L'air quittant la section d'essai passe dans une autre ~~section~~ section isotherme (N° IIIA) pour assurer les conditions de sortie et ne pas perturber l'écoulement à l'intérieur du tube.

Deux thermocouples, l'un entrant par la section isotherme de gauche, mesure la température de sortie de l'air l'autre entre par la section isotherme de droite et mesure la température d'entrée de l'air dans le tube d'essai.

Ces thermocouples sont conçus spécialement pour offrir le minimum de perturbation à la circulation de l'air. Deux autres thermocouples sont connectés à la paroi du tube d'essai lui-même au même point.

Ces quatre thermocouples de cuivre-constantan sont connectés à différents thermomètres électroniques, où on lit directement la température. Deux thermomètres à mercure, permettent de mesurer la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du tube d'essai.

Les prises de pression à chaque bout du tube d'essai sont connectées à deux manomètres dont l'un donne

la pression chutant à l'intérieur du tube d'essai, et l'autre la pression statique à sa sortie

La section d'essai (N° I), les deux sections isothermes sont enveloppées dans de l'aluminium poli.

Le système est protégé par un thermostat (N° IX) qui permet de couper le passage du courant lorsque la température de l'air à l'entrée du tube d'essai dépasse 260 à 270°C.

I-3. Installation

I-3.1 Montage de l'appareil lui-même.

L'ensemble comprenant le tube d'essai, les deux longueurs isothermes, a été fixé horizontalement au mur.

I-3.2 Montage du ventilateur (N° X) et du tube de chauffage (N° IV)

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 au ventilateur dans le tube de chauffage. Celui-ci glisse sur un canal à l'entrée de la section d'essai

I-3.3 Montage de la boîte électrique de contrôle

La boîte électrique de contrôle (N° VI) a été fixée au mur au dessus de l'appareil. Son emplacement permet de contrôler aisément l'appareil.

les câbles électriques du thermostat, du ventilateur, du chauffage et de la boîte elle-même, peuvent être connecter facilement.

L'interrupteur général de la boîte électrique de contrôle se trouvant sur son côté droit, doit être sur la position "off" lorsque l'appareil est à l'arrêt

Avant de brancher le câble électrique de la boîte de contrôle à l'alimentation électrique générale, il faut toujours vérifier que toutes les connexions sont bien à leur place.

I-3.4 Montage des thermomètres électroniques.

On a posé les deux thermomètres électroniques sur une table.

Les thermocouples "1" mesurant la température de l'air à la sortie de la section d'essai et "4" mesurant la température de l'air à l'entrée de la section d'essai ont été connectés au thermomètre électronique du type 1621 Cu/Con.

Les thermocouples "2" qui mesure la température de la paroi du côté de la sortie de l'air et "3" qui mesure la température de la paroi du côté de la sortie de l'air ont été connectés au thermomètre électronique du type 1624 Cu/Con

a. thermomètre électronique du type 1624 Cu/Con
 • description :

Sur la face avant du thermomètre, on trouve deux gros boutons "c" et "d" (voir schéma I). Le bouton "d" permet

de sélectionner les thermocouples branchés sur le thermomètre. A l'arrêt ce bouton est sur la position "off". Le bouton "c" permet de mesurer les températures variant de -60°C à 170°C

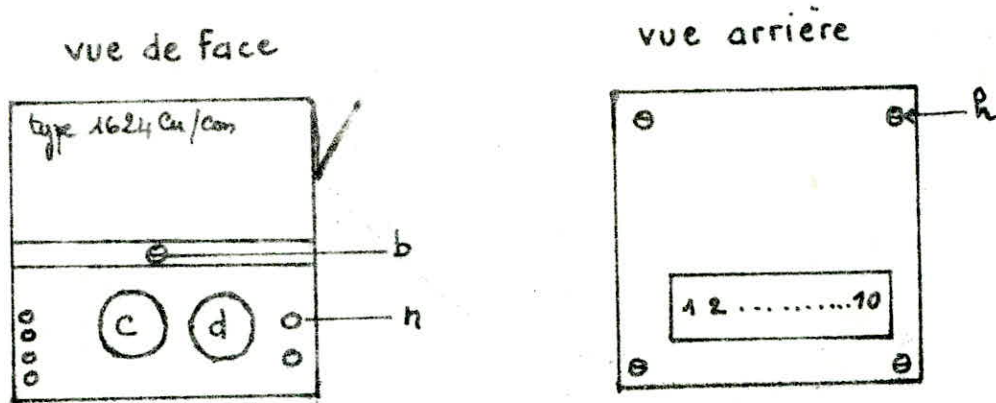


schéma du thermomètre électronique
type 1624 Cu/Con.

• Connexion des thermocouples

Sur la face arrière du thermomètre, on trouve une petite boîte où sont écrits les numéros "1" à "10". Celle-ci permet de brancher dix (10) thermocouples à cet appareil. On a branché le thermocouple qui donne la température de la paroi à l'entrée de l'air au numéro "3"; et le thermocouple qui donne la température de la paroi du côté de la sortie de l'air au numéro "2" en respectant la polarité.

Ainsi pour avoir la température T_2 , on tourne le bouton "d" sur la position "2"; et pour avoir la température T_3 , on tourne le bouton "d" sur la position "3"

• Mise en marche et lecture

1. mettre l'interrupteur "A" sur la position "Ext"
2. mettre le bouton "d" sur la position "2" si on veut avoir la température T_2 , et sur "3" si on veut avoir la température T_3

3. tourner le bouton "C" jusqu'à ce que l'aiguille de l'échelle dévie.
La température mesurée est la somme du nombre donné par l'échelle noire ou rouge et du nombre sur lequel le bouton "C" est arrêté.

exemple 1 : le bouton "C" est arrêté sur le nombre 50 de l'échelle noire, l'aiguille a dévié sur le nombre 5,5°C
la température mesurée est 55,5

exemple 2 : le bouton "C" est arrêté sur le nombre -20 de l'échelle rouge, l'aiguille a dévié sur le nombre -3,5
la température mesurée est égale à -23,5°C

• Précautions

1. utiliser toujours des thermocouples Cuivre-Constantan
2. Ajuster l'aiguille sur le "0" en utilisant la vis "b" si cela est nécessaire.

• Note : Ce thermomètre marche avec des piles du type RN5
Pour les monter, dévisser "h" et placer les piles en respectant la polarité ; remettre le couvercle en place en vissant "h"

b. thermomètre du type 1621 Cu/Con.

A ce thermomètre on a connecté les thermocouples qui donnent les températures T_1 et T_4 respectivement de sortie et d'entrée de l'air dans le tube à essai

Ces thermocouples ont été connectés de la même façon que les précédents, seulement on les connecte aux numéros "1" et "4" de la boîte de connection.

• description : Sur la face avant du thermomètre électronique, on trouve deux boutons "C" et "d" (voir schéma II)
le bouton "C" permet de choisir l'échelle convenable.

Le bouton "d" permet de sélectionner les thermocouples branchés à l'arrière de l'appareil. A l'arrêt le bouton "d" est sur la position "OFF".

• Mise en marche et lecture.

1. mettre le bouton "d" sur "1" si on veut mesurer T_1

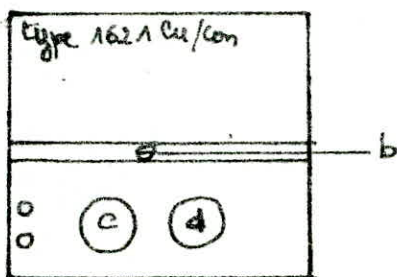
sur "4" si on veut mesurer T_4

2. choisir l'échelle de lecture A, B, C ou D en tournant "C"

3. lire directement la température sur l'échelle choisie.

Les précautions et la note sont les même que pour le thermomètre électronique du type 1624 Cu/Con.

Face avant



Face arrière

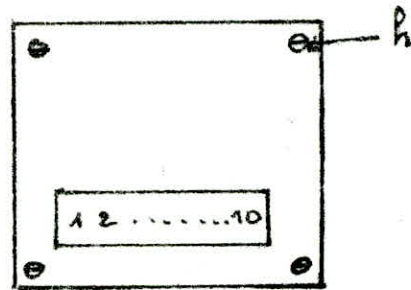


schéma du thermomètre électronique type 1621 Cu/Con.

I-3-5 Installation de l'alimentation en eau.

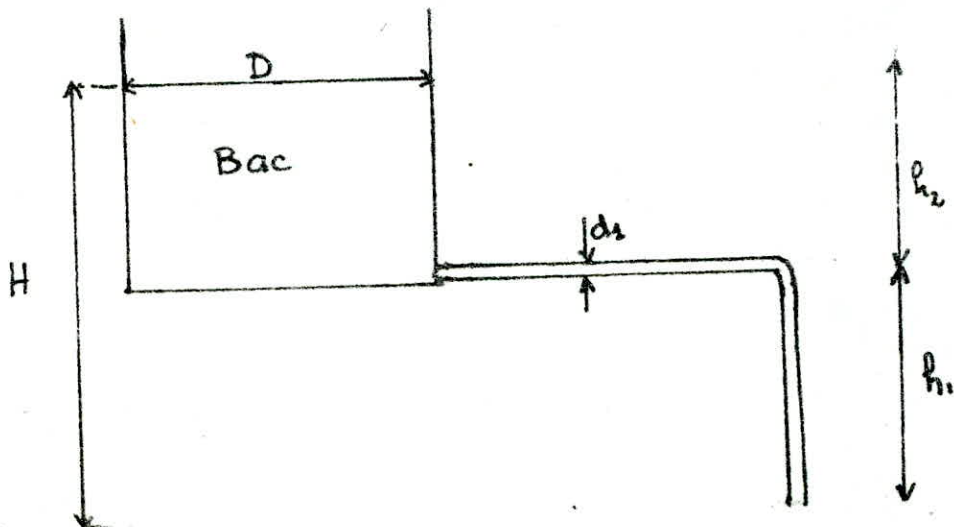
Il aurait été plus simple de brancher le tuyau directement au robinet, mais sachant que l'appareil doit fonctionner avec un débit maximum de 100 l/h et un débit constant au cours de chaque manipulation, on a donc prévu pour cela une installation appropriée, celle-ci comprend :

- 1- un bac de stockage d'eau muni d'un "trop plein" permettant d'avoir le niveau d'eau dans le bac invariant.
- 2- un support placé à une hauteur convenable sur lequel repose le bac,

3- une vanne du type E.I.V.S qui permet le réglage du débit d'eau

Pour que les conditions du débit maximum soient réalisées (100 l/h) on a calculé les pertes de charges dans le bac et le tuyau qui permettent d'évaluer la hauteur h d'élevation

a- schéma de l'installation.



1- la résistance provoquée par les forces de viscosité

$$\frac{\Delta P_1}{\rho \cdot g} = \frac{u_1^2}{2g} \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \lambda$$

où : u_1 : vitesse de l'eau dans le tuyau (m/s)

$$u_1 = \frac{V}{S_1}$$

S_1 : section droite du tuyau (m^2)

V : débit volumique (m^3/s)

L : longueur totale du parcours de l'eau

d_1 : diamètre du tuyau (m)

g : accélération de la pesanteur (m/s^2)

λ : coefficient dépendant du nombre de Reynolds

$$\lambda = f(Re)$$

ρ : masse volumique de l'eau

2. résistance liée au changement du diamètre

$$\frac{\Delta P_2}{\rho g} = \xi \cdot \frac{u_1}{2g}$$

ξ : coefficient qui dépend du rapport $\left(\frac{d_1}{D}\right)^2$; $\xi = f\left(\frac{d_1^2}{D^2}\right)$
D : diamètre du bac (m)

3. la hauteur H se calcule comme suit :

$$H = \frac{\Delta P_1}{\rho g} + \frac{\Delta P_2}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g}$$

$\frac{u_1^2}{2g}$: hauteur due à la vitesse

données

$$d_1 = 20 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$V = 100 \text{ l/h} \quad (100 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h})$$

$$D = 30 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 2,40 \text{ m}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$\lambda = 0,05$$

$$h_1 = 0,3 \text{ m}$$

$$\xi = 0,5 \text{ d'après L.S MARKS [12]}$$

$$H = 0,5 \text{ m}$$

la hauteur convenable pour placer le support est de 0,2 m mais pour plus de sécurité et de pratique, on place le support à une hauteur de 1 m au dessus de l'appareil

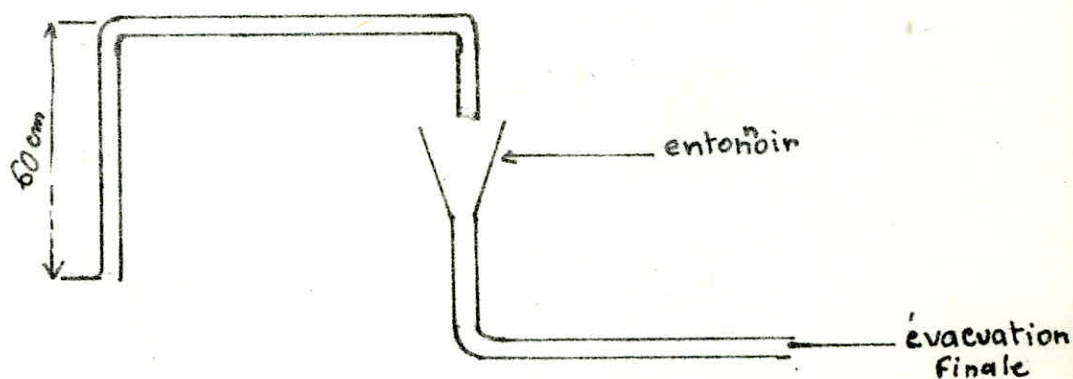
I. 3.6. Installation de la sortie de l'eau

Pour qu'il y ait le moins d'air possible, qui entre dans

l'appareil, on place à la sortie de l'eau du tube d'essai, un tube en plastique s'élevant de 60 cm au dessus de l'appareil.

Pour ne pas perturber la circulation de l'eau à l'intérieur du tube d'essai, ce tuyau reste ouvert à l'atmosphère. Un

entonnoir de versoir, muni d'un tuyau qui va jusqu'à l'évacuation finale, a été prévu pour recueillir l'eau sortant de l'appareil



I-3-7 Installation des thermomètres à mercure

Ces deux thermomètres à mercure de précision $0,2^{\circ}\text{C}$ ont été prévus pour mesurer la température d'entrée de l'eau dans le tube d'essai TEE, et la température de sortie de l'eau du tube d'essai TSE.

Pour les placer, il suffit de les glisser doucement dans les orifices prévus pour cela.

Dans le cas où il y a des fuites lorsque l'eau est en circulation vérifier que les joints en caoutchouc à l'intérieur des deux tubes ne sont pas déchirés ou déplacés.

II ESSAIS

Pour l'étude de transfert de chaleur dans cet appareil on détermine la corrélation qui lit les différents paramètres ($C_p, \eta, h, \lambda, P, d, u$) qui interviennent dans

la convection forcée pour l'air

On détermine les coefficients partiels de transfert de chaleur par convection forcée

h_1 coefficient de transfert de chaleur air-paroi

h_2 " " " " " eau-paroi

h_0 " " " " " air-eau

Pour cela et pour chaque type d'expérience, on mesure les températures $T_1, T_2, T_3, T_4, T_{EE}, T_{SE}$, et le débit d'eau.

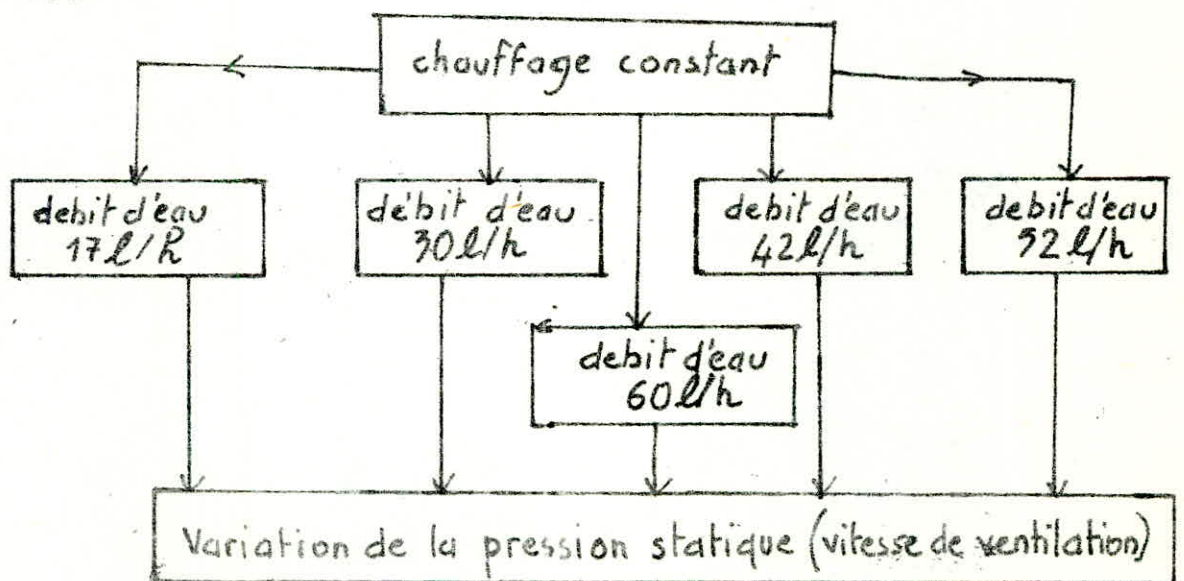
Une première étude a été faite pour les écoulements à contre-courant, une deuxième a été faite pour les écoulements à courants parallèles, dans différentes conditions

1. variation du débit d'air avec variation du débit d'eau

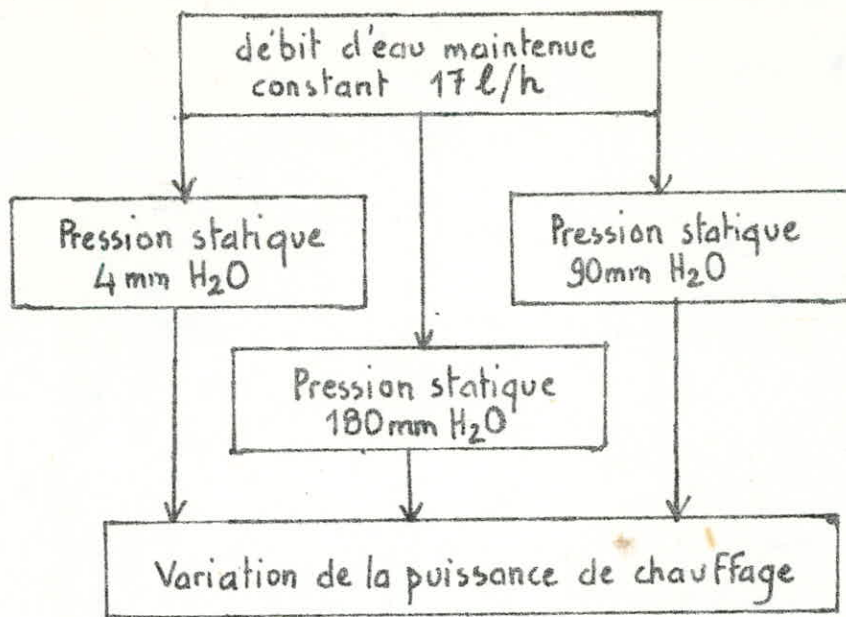
2. variation du chauffage avec variation du débit d'air

II - 1 Ecoulement dans un échangeur à contre-courant

l'organigramme des expériences qui ont été faites est le suivant:



Organigramme I des expériences pour l'écoulement à contre-courant.



Organigramme II des expériences pour l'écoulement à contre-courant.

N.B. Les mêmes expériences ont été faites pour l'écoulement à courant parallèle

II - 3 Mode opératoire

a. manipulation

1. brancher le tuyau d'alimentation en eau suivant qu'on veut travailler en écoulement à contre-courant ou en courant parallèle
2. ouvrir le robinet d'eau pour remplir le bac, puis la vanne jusqu'au maximum pour chasser l'air entré dans l'appareil.
3. vérifier que l'eau ne fuit pas des branchements des thermomètres à mercure, ni des robinets I1 et I2
4. ajuster les manomètres à eau au "0" en soufflant sur un côté du tube des manomètres, sinon ajouter du liquide rouge (voir accessoires)
5. ajuster les thermomètres électroniques au "0" en agissant sur les vis "b" (voir schéma)
6. vérifier les connexions des thermocouples
7. vérifier la charge des piles : en agissant sur le bouton "d",

l'aiguille doit dévier lorsque "d" est sur "Batt-IN"

8. vérifier que toutes les prises du ventilateur, du chauffage, du thermostat sont bien connectées à la boîte de contrôle.

b. mode opératoire

1. choisir le débit d'eau de travail en réglant la vanne. On mesure le débit d'eau à l'aide d'une éprouvette de deux (2) litres et un chronomètre

2. brancher la prise de la boîte de contrôle à l'alimentation électrique générale

3. régler le thermostat à 270°C , si celui-ci ne marche pas, il faut toujours vérifier que la température T_4 est inférieure ou au plus égale à 270°C

4. appuyer le bouton "ON" de la boîte de contrôle

5. mettre le ventilateur en marche en tournant "A" sur la boîte de contrôle

6. mettre le chauffage en marche en tournant "B" sur la boîte de contrôle

7. attendre environ 45 à 60 mn que le régime permanent soit établi

8. relever les différentes valeurs de $T_1, T_2, T_3, T_4, T_{EE}, T_{SE}$

- mesurer le débit d'eau V

- relever les valeurs de pressions statique et la différence de pression.

- relever les valeurs du courant et de la tension électrique

9. à la fin de la manipulation, arrêter le chauffage et la ventilation en remettant "A" et "B" à zéro

- appuyer sur le bouton "off" de la boîte de contrôle.

débrancher la prise de la boîte de courant

10. laisser l'eau circuler quelques minutes pour le refroidiss.

ement de l'appareil, puis fermer la vanne et le robinet d'eau

11. remettre les boutons "d" des thermomètres électroniques sur "off"

• notes:

1. 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, si il varie, agir doucement sur la vanne

2. noter que le niveau d'eau dans le bac doit rester constant constater que l'eau coule toujours par l'orifice au bas du bac

Important: ne jamais allumer le chauffage avant d'ouvrir l'alimentation en eau. Vérifier que le ventilateur fonctionne.

Nos résultats expérimentaux et les calculs ont été regroupés dans les tableaux de 1 à 44

III. CALCULS

la corrélation proposée dans la convection forcée donnant les nombres adimensionnels Nusselt en fonction de Prandtl et Reynolds est de la forme:

$$Nu = A Re^b \cdot Pr^{0,4}$$

Pour cela, nous devons donc déterminer le nombre de Reynolds dans plusieurs conditions d'expérience, le nombre de Nusselt, le nombre de Prandtl dans les mêmes conditions

tracer la droite :

$$\log \frac{Nu}{Pr^{0,4}} = f(\log Re) \quad (I)$$

cette droite nous permet d'accéder aux coefficients A et b.
La pente de la droite (I) est "b" et l'ordonnée à l'origine est Log A

Pour avoir accès au nombre de Reynolds, de Nusselt, de Prandtl nous avons effectué les calculs suivants:

1. calcul des débits massiques W_E et W_A
2. calcul des vitesses massiques G_E et G_A
3. calcul des coefficients partiels h_1, h_2 (calcul du coefficient global h_0)
4. calcul des caractéristiques physiques de l'air et de l'eau aux différentes températures moyennes.

III - 1 Calcul des débits massiques W_E et W_A

a. calcul de W_E

le débit massique de l'eau utilisé au cours d'une manipulation s'écrit:

$$W_E = V_E \cdot \rho_E$$

ρ_E : masse volumique de l'eau donnée à la température moyenne t_{mE} ($t_{mE} = \frac{T_{SE} + T_{EE}}{2}$)

V_E : débit volumique (m^3/h)

b. Calcul du débit massique W_A .

Ce débit se calcule en faisant un bilan thermique dans l'échangeur air-eau

- Pour le fluide chaud le flux de chaleur cédé est:

$$\phi_A = W_A \cdot C_{pA} \Delta t_A$$

où Δt_A : différence de température entre l'entrée et la sortie de l'air ($\Delta t_A = T_4 - T_1$)

C_{pA} : chaleur spécifique de l'air ($kcal / kg^\circ C$)

W_A débit massique de l'air (kg/h)

pour le fluide froid le flux de chaleur reçu est:

$$\phi_E = W_E \cdot C_{PE} \Delta t_E$$

où W_E : débit massique de l'eau (kg/h)

C_{PE} : chaleur spécifique de l'eau (kcal/kg°C)

Δt_E : différence de température entre l'entrée et la sortie de l'eau ($\Delta t_E = T_{SE} - T_{SE}$)

le tube est parfaitement isolé, il n'y a donc pas de pertes de charges et $\phi_E = \phi_A = \phi$

$$W_A \cdot C_{PA} \cdot \Delta t_A = W_E \cdot C_{PE} \cdot \Delta t_E$$

$$W_A = \frac{W_E C_{PE} \Delta t_E}{C_{PA} \Delta t_A} = \frac{\phi}{C_{PA} \Delta t_A}$$

III - 2 Calcul des vitesses massiques G_E et G_A

a. calcul de G_E .

G_E est donné par la formule suivante :

$$G_E = \frac{W_E}{A_E}$$

A_E : section droite à travers laquelle passe le flux d'eau (m²)

$$A_E = \frac{\pi (d_3^2 - d_2^2)}{4}$$

$$d_3 = 26,05 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_2 = 22,20 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_E = 1,46 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

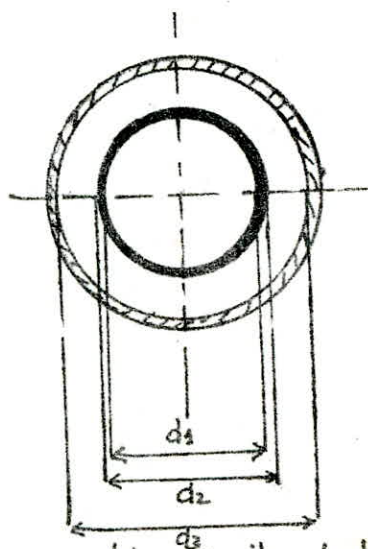


schéma d'une section droite du tube d'essai

b. calcul de G_A

$$G_A = \frac{W_A}{A_A}$$

A_A : section droite à travers laquelle passe le flux d'air

$$A_A = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$d_1 = 19,7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_A = 3,05 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

III - 3 Calcul des coefficients h_1 et h_2 de transfert de chaleur

a. calcul du coefficient h_1 (coefficient de transfert de chaleur air - paroi)

le flux de chaleur émis par l'air vers la paroi est $\phi_1 = \phi$

on peut écrire :

$$\phi = h_1 S_1 \Delta t$$

comme on est dans le cas d'un échangeur de chaleur, Δt est remplacé par Δt_{ML}

$$\phi = h_1 S_1 \Delta t_{ML_1}$$

S_1 : surface d'échange de chaleur (surface intérieure du tube central)

$$S_1 = \pi d_1 \cdot L \quad S_1 = 114,49 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

b. calcul du coefficient de transfert de chaleur eau - paroi

noté h_2

$$\phi = h_2 S_2 \Delta t_{LM_2}$$

$$h_2 = \frac{\phi}{S_2 \Delta t_{LM_2}} \quad h_2 \text{ (kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

S_2 : surface d'échange de chaleur (surface extérieure du tube central)

$$S_2 = \pi d_2 L$$

$$S_2 = 129,03 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

c. calcul du coefficient global h_0

Il est donné par la formule suivante:

$$\frac{1}{h_0} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h'_2} + \frac{x_p}{\lambda p} \quad \text{ou } h'_2 = \frac{d_1}{d_2 h_2}$$

en négligeant le rapport $\frac{x_p}{\lambda p}$ on a donc

$$\frac{1}{h_0} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h'_2}$$

III-4 Calcul des nombres de Reynolds Re_A et Re_E

Pour n'importe quel écoulement le nombre de Reynolds s'exprime par la formule suivante

$$Re = \frac{d_E \cdot v \cdot \rho}{\eta}$$

v : vitesse linéaire du fluide (m/h)

ρ : masse volumique du fluide (kg/m^3)

η : viscosité dynamique du fluide ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{h}$)

d_E : diamètre équivalent du tube (m)

Dans notre cas, la vitesse linéaire v est inaccessible, on remplace $v \cdot \rho$ par G qu'on appelle vitesse massique

$$v \cdot \rho = G$$

dimension de G

$$[G] = [v \cdot \rho] = [L T^{-1} \cdot M L^{-3}] = [M T^{-1} L^{-2}]$$

la quantité G s'exprime en ($\text{kg}/\text{h}\cdot\text{m}^2$)

Le nombre de Reynolds en fonction de G s'écrit:

$$Re = \frac{G \cdot d_E}{\eta}$$

a. calcul du nombre de Reynolds pour l'air Re_A

$$Re_A = \frac{G_A d_E}{\eta_A}$$

$$d_{EA} = d_1 = 19,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

b. calcul du nombre de Reynolds pour l'eau

$$Re_E = \frac{G_E \cdot d_{EE}}{\eta_E}$$

$$d_{EE} = d_3 - d_2 = 3,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

III-5 Calcul des nombres de Nusselt Nu_A et Nu_E

$$Nu_A = \frac{h_1 d_1}{\lambda_A}$$

$$Nu_E = \frac{h_2 d_{EE}}{\lambda_E}$$

h_1 et h_2 sont donnés en $\text{kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$.

λ_E et λ_A sont donnés en $\text{kcal/h.m}^\circ\text{C}$.

d_1 et d_{EE} sont donnés en m.

III-6 Calcul des nombres de Prandtl Pr_A et Pr_E

$$Pr_A = \frac{C_{PA} \cdot \eta_A}{\lambda_A}$$

$$Pr_E = \frac{C_{PE} \cdot \eta_E}{\lambda_E}$$

IV INTERPRETATION des CALCULS

1. D'après les expériences faites et les calculs, cet appareil peut travailler avec des écoulements dont le nombre de Reynolds varie entre 2000 et 35000

2. Dans les deux cas de l'écoulement à courants parallèles et l'écoulement à contre-courant, les valeurs

des coefficients de transfert de chaleur trouvés sont raisonnables et concordent avec ceux donnés dans la littérature

3. Les coefficients de transfert de chaleur augmentent notamment avec le débit d'air. Ils varient peu avec la température d'entrée de l'air. Si on compare ces coefficients pour un même débit d'air et un même débit d'eau pour l'écoulement à contre courant et l'écoulement à courant parallèle, on remarque que ces coefficients sont plus grands pour l'écoulement à contre-courant.

Donc pour un bon transfert de chaleur dans un échangeur, il serait préférable de travailler avec des écoulements à contre-courant.

4. Notre but principal dans ce travail est de trouver une corrélation liant les différents paramètres intervenants dans la convection forcée pour l'air.

Après calculs, on propose :

- pour l'air :
$$Nu = 0,026 Re^{0,787} \cdot Pr^{0,4}$$

avec .
$$Re = \frac{GA d_1}{\eta_A} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h_1 d_1}{\lambda_A}$$

Conclusion : cette corrélation a été trouvée pour la convection forcée dans un tube cylindrique de longueur 1,85 m ; de diamètre 19,7 mm ; chauffé électriquement. Elle est valable dans un domaine du nombre de Reynolds allant de 2000 à 35000 et un nombre de Prandtl de 0,6 à 0,8. Toutes les propriétés physiques qui interviennent dans cette corrélation sont prises à la température moyenne

du fluide.

MAC ADAMS propose la corrélation suivante

$$Nu = A Re^b \cdot Pr^{0,4} \quad \text{avec } A = 0,023 \text{ et } b = 0,8.$$

Cette corrélation est valable pour un domaine de Reynolds de 10000 à 120000 et un nombre de Prandtl de 0,7 à 120, donc elle décrit uniquement le régime turbulent il est donc évident que les valeurs des constantes soient différentes. On a trouvé

$A = 0,026$ et $b = 0,787$. La littérature donne:

$$A = 0,023 ; b = 0,8 \quad \text{MAC-ADAMS [2]}$$

$$A = 0,020 ; b = 0,8 \quad \text{ROBINSON KE [10]}$$

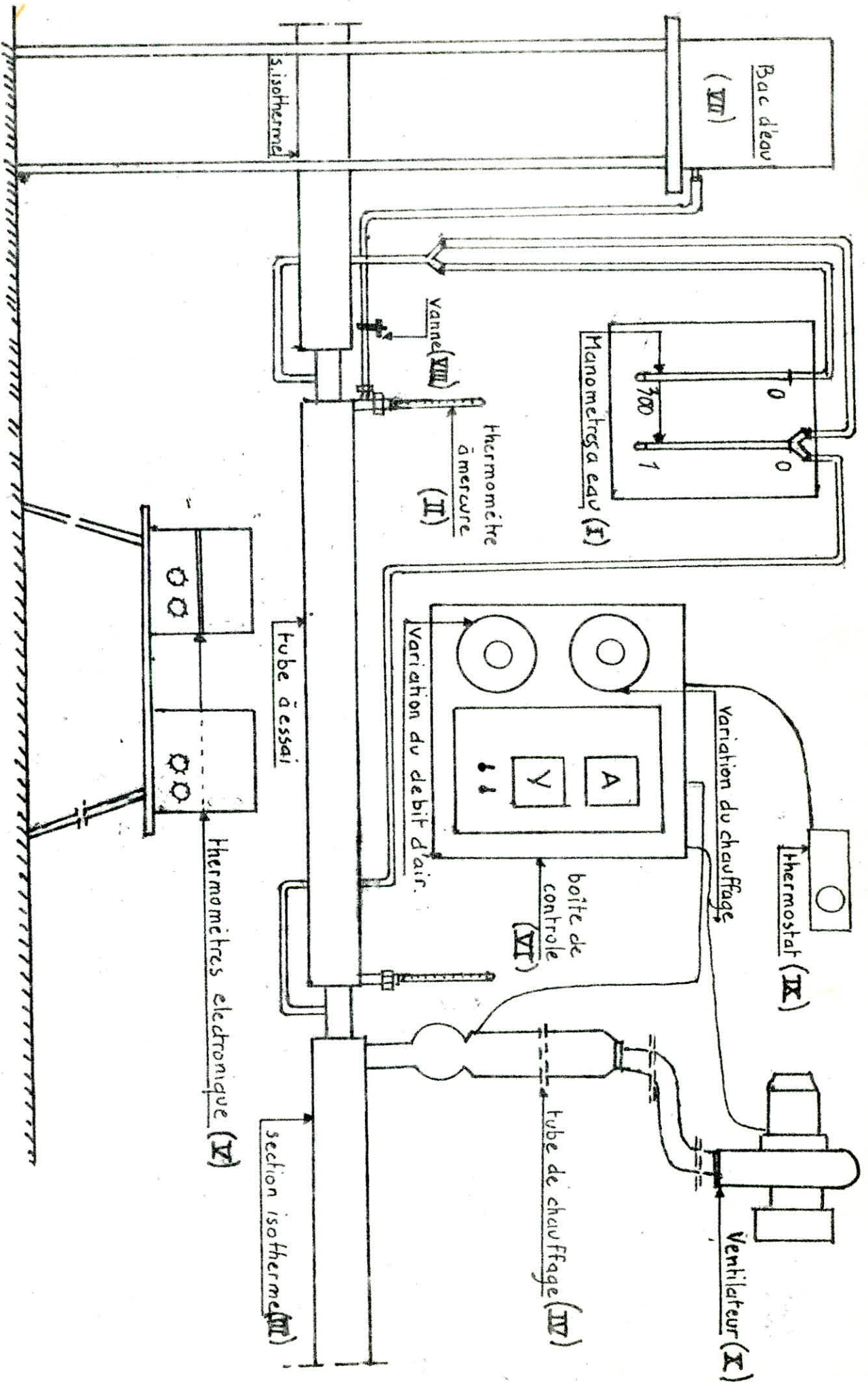
$$A = 0,021 ; b = 0,8 \quad \text{ROYDS GS [9]}$$

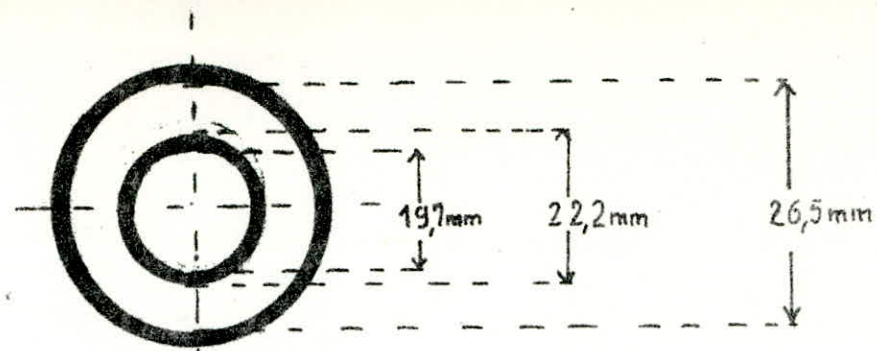
$$A = 0,028 ; b = 0,8 \quad \text{MARSHAL [5]}$$

On peut supposer que l'écart entre A trouvée et A donnée est dû à l'alimentation de l'eau, il est très difficile de maintenir le débit d'eau constant au cours d'une manipulation surtout si on choisit des débits d'eau faibles.

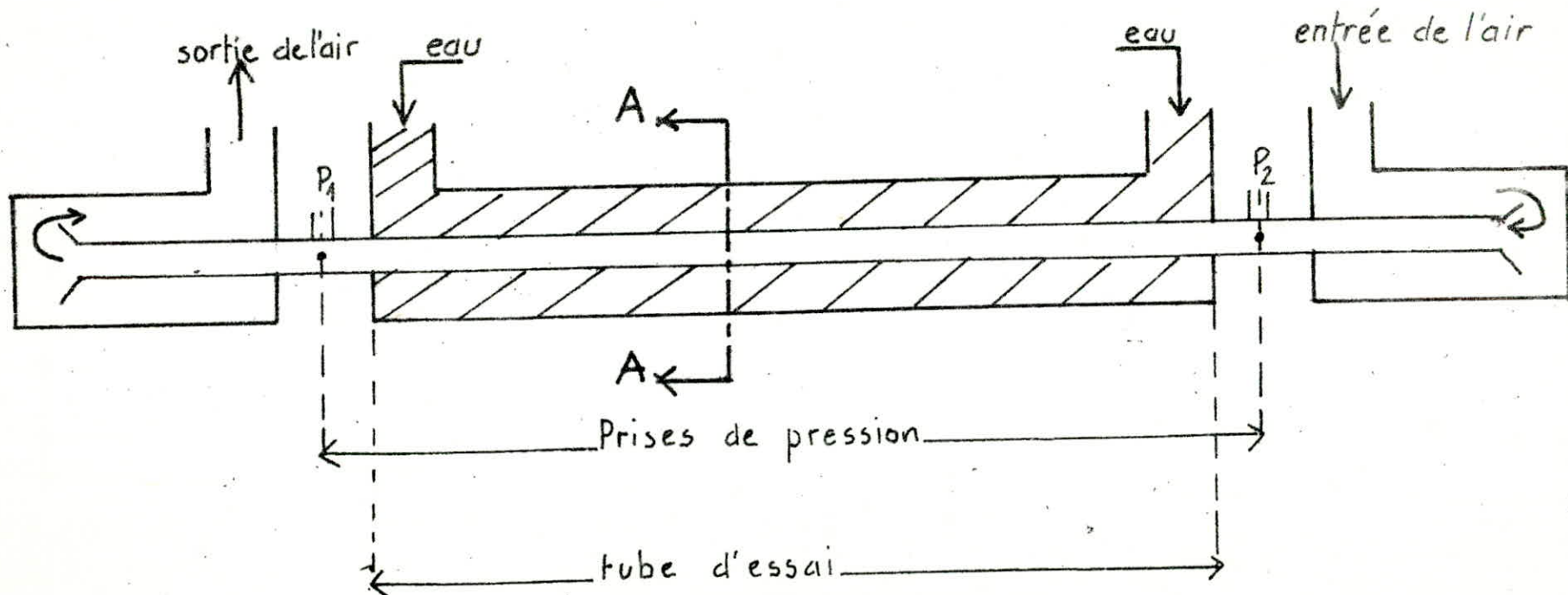
C'est pour cela que nous conseillons d'améliorer l'alimentation en eau et l'installation d'un débitmètre (rotamètre) à l'entrée de l'eau

APPAREIL de TRANSFERT de CHALEUR A-E





SECTION A-A



COUPE TRANSVERSALE

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

_ RESULTATS EXPERIMENTAUX _

| | T ₁ (°C) | T ₂ (°C) | T ₃ (°C) | T ₄ (°C) | T _{EE} (°C) | T _{SE} (°C) | A (A) | Volt (V) | P _{st} (mm H ₂ O) | ΔP (mm H ₂ O) | Y ₁₀₀ ³ (m ³ /h) |
|--------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|----------|-------------|--|-----------------------------|--|
| EXPERIENCE 1 | 61,5 | 22,9 | 63,3 | 226 | 20,2 | 43,0 | 6,0 | 165 | 11 | 2 | 17 |
| | 63,5 | 24,0 | 67,2 | 198 | 20,9 | 48,4 | 6,0 | 165 | 22 | 9 | 17 |
| | 62,0 | 23,7 | 68,0 | 176 | 20,9 | 51,0 | 6,0 | 165 | 30 | 14 | 17 |
| | 62,0 | 25,0 | 65,0 | 162 | 21,4 | 48,1 | 6,0 | 165 | 40 | 21 | 17 |
| | 61,0 | 25,2 | 64,0 | 152 | 21,5 | 48,2 | 6,0 | 165 | 50 | 27 | 17 |
| EXPERIENCE 2 | 82,0 | 26,7 | 78,2 | 242 | 21,3 | 49,0 | 8,5 | 230 | 56 | 26 | 30 |
| | 81,5 | 27,1 | 78,0 | 229 | 21,4 | 46,4 | 8,5 | 230 | 70 | 35 | 30 |
| | 80,5 | 28,2 | 77,7 | 205 | 21,1 | 46,4 | 8,5 | 230 | 107 | 55 | 30 |
| | 79,5 | 28,2 | 75,9 | 190 | 21,3 | 44,8 | 8,5 | 230 | 128 | 68 | 30 |
| | 79,0 | 28,9 | 76,7 | 182 | 22,0 | 51,4 | 8,5 | 230 | 144 | 76 | 30 |
| EXPERIENCE 3 | 56,0 | 21,6 | 46,9 | 248 | 19,8 | 27,1 | 6,0 | 165 | 6 | 0 | 42 |
| | 59,5 | 22,8 | 50,9 | 212 | 20,4 | 30,0 | 6,0 | 165 | 15 | 5 | 42 |
| | 60,5 | 23,6 | 52,1 | 192 | 20,7 | 31,0 | 6,0 | 165 | 26 | 11 | 42 |
| | 59,5 | 23,9 | 51,8 | 173 | 20,8 | 31,0 | 6,0 | 165 | 36 | 17 | 42 |
| | 57,0 | 24,2 | 50,1 | 154 | 21,0 | 31,2 | 6,0 | 165 | 46 | 24 | 42 |
| EXPERIENCE 4 | 58,0 | 22,85 | 48,3 | 249 | 20,9 | 27,1 | 6,0 | 165 | 7 | 0 | 52 |
| | 61,0 | 23,60 | 51,1 | 215 | 20,9 | 28,8 | 6,0 | 165 | 18 | 7 | 52 |
| | 58,5 | 24,0 | 49,3 | 182 | 20,9 | 29,0 | 6,0 | 165 | 28 | 12 | 52 |
| | 57,5 | 24,3 | 49,7 | 163,5 | 21,0 | 30,0 | 6,0 | 165 | 38 | 19 | 52 |
| | 57,0 | 23,9 | 49,3 | 155,0 | 20,7 | 29,5 | 6,0 | 165 | 47 | 26 | 52 |
| EXPERIENCE 5 | 81,5 | 26,0 | 68,7 | 270 | 21,2 | 32,6 | 8,5 | 230 | 46 | 19 | 60 |
| | 76,0 | 25,9 | 66,3 | 211 | 20,5 | 34,2 | 8,5 | 230 | 84 | 42 | 60 |
| | 75,0 | 27,3 | 65,1 | 192 | 21,2 | 35,5 | 8,5 | 230 | 123 | 63 | 60 |
| | 75,5 | 27,8 | 67,2 | 186 | 21,4 | 36,2 | 8,5 | 230 | 148 | 76 | 60 |
| | 74,0 | 28,2 | 66,5 | 172,5 | 21,3 | 36,8 | 8,5 | 230 | 184 | 96 | 60 |

Tableau N° 1

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

RESULTATS EXPERIMENTAUX

| | T ₁ (°C) | T ₂ (°C) | T ₃ (°C) | T ₄ (°C) | T _{EE} (°C) | T _{SE} (°C) | A (A) | Volt (V) | V. 10 ³ (m ³ /h) | P _{st} mm H ₂ O | ΔP mm H ₂ O |
|--------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|----------|-------------|---|--|---------------------------|
| EXPERIENCE 6 | 39,0 | 21,05 | 31,90 | 110 | 19,8 | 24,8 | 3,0 | 60,0 | 17 | 4 | 0,0 |
| | 44,0 | 23,0 | 42,3 | 162 | 21,3 | 30,6 | 4,0 | 107 | 17 | 4 | 0,0 |
| | 50,5 | 23,1 | 48,0 | 209 | 21,2 | 37,2 | 5,0 | 135 | 17 | 4 | 0,0 |
| | 54,0 | 22,5 | 53,0 | 259 | 20,1 | 34,4 | 6,0 | 165 | 17 | 4 | 0,0 |
| | 60,0 | 23,2 | 59,5 | 275 | 21,1 | 38,6 | 6,5 | 178 | 17 | 4 | 0,0 |
| EXPERIENCE 7 | 57,0 | 24,6 | 60,2 | 121 | 19,6 | 46,8 | 6,0 | 165 | 17 | 90 | 51 |
| | 63,0 | 25,65 | 68,2 | 139 | 20,0 | 52,0 | 6,5 | 180 | 17 | 90 | 51 |
| | 70,5 | 26,90 | 76,9 | 159,5 | 20,6 | 58,4 | 7,0 | 195 | 17 | 90 | 51 |
| | 77,0 | 27,70 | 84,8 | 182,0 | 20,7 | 64,0 | 7,5 | 202 | 17 | 90 | 51 |
| | 86,5 | 28,90 | 96,1 | 215,0 | 21,7 | 71,2 | 8,4 | 225 | 17 | 90 | 51 |
| EXPERIENCE 8 | 61,5 | 27,5 | 66,2 | 113,5 | 21,5 | 52,8 | 6,5 | 180 | 17 | 184 | 96 |
| | 67,0 | 28,3 | 72,9 | 127,5 | 21,6 | 57,3 | 7,0 | 195 | 17 | 184 | 96 |
| | 73,0 | 29,4 | 80,3 | 143,0 | 21,9 | 62,8 | 7,5 | 202 | 17 | 184 | 96 |
| | 79,0 | 30,1 | 87,6 | 159,0 | 22,0 | 68,0 | 8,0 | 215 | 17 | 184 | 96 |
| | 83,5 | 30,1 | 92,5 | 171,0 | 22,1 | 72,0 | 8,4 | 225 | 17 | 184 | 96 |

Tableau N° 2

ÉCOULEMENT A CONTRE-COURANT

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES de l'AIR

Variation du chauffage

| | Δt_A (°C) | t_{mA} (°C) | P_A kg/m ³ | $\eta_A \times 10^3$ kg/h.m | C_p kcal/kg.°C | $\lambda \times 10^2$ kcal/h.m°C |
|--------------|----------------------|------------------|----------------------------|--------------------------------|---------------------|-------------------------------------|
| EXPERIENCE 6 | 75,0 | 72,50 | 0,996 | 75,42 | 0,243 | 2,46 |
| | 118,0 | 103,00 | 0,916 | 80,46 | 0,244 | 2,64 |
| | 158,5 | 129,75 | 0,849 | 84,92 | 0,245 | 2,80 |
| | 209,0 | 156,50 | 0,789 | 88,18 | 0,246 | 2,94 |
| | 216 | 168,00 | 0,789 | 89,86 | 0,246 | 3,00 |
| EXPERIENCE 7 | 64,0 | 89,00 | 0,945 | 78,98 | 0,244 | 2,57 |
| | 76,0 | 101,00 | 0,916 | 79,92 | 0,244 | 2,64 |
| | 89,0 | 115,00 | 0,882 | 82,62 | 0,245 | 2,72 |
| | 105,0 | 129,50 | 0,849 | 84,89 | 0,245 | 2,80 |
| | 128,5 | 150,75 | 0,807 | 87,56 | 0,246 | 2,91 |
| EXPERIENCE 8 | 52,0 | 87,50 | 0,949 | 78,66 | 0,244 | 2,57 |
| | 60,5 | 97,25 | 0,919 | 79,72 | 0,244 | 2,62 |
| | 70,0 | 108,00 | 0,900 | 81,36 | 0,244 | 2,66 |
| | 80,0 | 119,00 | 0,872 | 83,34 | 0,245 | 2,74 |
| | 87,5 | 127,25 | 0,861 | 84,56 | 0,245 | 2,79 |

Tableau N° 3

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES de l'EAU.

Variation du chauffage

| | Δt_E (°C) | t_{mE} (°C) | ρ_E kg/m ³ | η_E kg/m.h | C_{PE} kcal/kg°C | λ kcal/h.m°C |
|--------------|----------------------|------------------|-------------------------------|--------------------|-----------------------|-------------------------|
| EXPERIENCE 6 | 5,0 | 22,30 | 997,60 | 3,44 | 0,9992 | 0,514 |
| | 9,3 | 25,95 | 996,65 | 3,09 | 0,9988 | 0,520 |
| | 12,0 | 27,20 | 996,33 | 3,07 | 0,9987 | 0,521 |
| | 13,7 | 27,55 | 996,24 | 3,05 | 0,9987 | 0,523 |
| | 17,5 | 29,85 | 995,60 | 2,88 | 0,9986 | 0,521 |
| EXPERIENCE 7 | 27,2 | 31,85 | 994,97 | 2,78 | 0,9986 | 0,531 |
| | 32,0 | 36,00 | 993,56 | 2,57 | 0,9986 | 0,537 |
| | 37,8 | 39,50 | 992,77 | 2,39 | 0,9986 | 0,542 |
| | 43,3 | 42,35 | 991,21 | 2,27 | 0,9987 | 0,544 |
| | 49,5 | 46,45 | 989,49 | 2,11 | 0,9989 | 0,553 |
| EXPERIENCE 8 | 31,3 | 37,15 | 993,17 | 2,51 | 0,9986 | 0,542 |
| | 35,7 | 39,45 | 992,39 | 2,39 | 0,9986 | 0,542 |
| | 40,9 | 42,35 | 991,20 | 2,27 | 0,9987 | 0,544 |
| | 46,0 | 45,00 | 990,10 | 2,17 | 0,9989 | 0,551 |
| | 49,9 | 47,05 | 989,24 | 2,09 | 0,9990 | 0,553 |

Tableau N° 4

E COULEMENT A CONTRE COURANT

_ PROPRIETES PHYSIQUES de l'EAU _

| | ΔT_E (°C) | T_{mE} (°C) | ρ_E (kg/m ³) | η_E (kg/h.m) | C_{PE} (kcal/kg°C) | λ_E (kcal/h.m°C) |
|--------------|----------------------|------------------|----------------------------------|----------------------|-------------------------|-----------------------------|
| EXPERIENCE 1 | 24,8 | 31,60 | 995,06 | 2,71 | 0,9986 | 0,531 |
| | 27,5 | 34,65 | 994,00 | 2,64 | 0,9985 | 0,535 |
| | 30,1 | 35,95 | 993,60 | 2,57 | 0,9986 | 0,537 |
| | 26,7 | 34,75 | 993,99 | 2,63 | 0,9985 | 0,527 |
| | 26,7 | 34,75 | 993,99 | 2,63 | 0,9985 | 0,527 |
| EXPERIENCE 2 | 27,7 | 27,70 | 996,20 | 3,04 | 0,9987 | 0,522 |
| | 25,0 | 33,90 | 994,24 | 2,67 | 0,9986 | 0,534 |
| | 25,3 | 33,75 | 994,33 | 2,66 | 0,9985 | 0,534 |
| | 23,5 | 33,05 | 994,58 | 2,72 | 0,9985 | 0,533 |
| | 29,4 | 36,70 | 993,32 | 2,53 | 0,9986 | 0,538 |
| EXPERIENCE 3 | 7,1 | 23,45 | 997,30 | 3,34 | 0,9900 | 0,519 |
| | 9,6 | 25,20 | 996,80 | 3,21 | 0,9989 | 0,519 |
| | 10,3 | 25,85 | 996,68 | 3,16 | 0,9985 | 0,519 |
| | 10,2 | 25,90 | 996,67 | 3,16 | 0,9985 | 0,519 |
| | 10,2 | 26,1 | 996,61 | 3,15 | 0,9985 | 0,519 |
| EXPERIENCE 4 | 6,2 | 24,00 | 997,20 | 3,30 | 0,9990 | 0,518 |
| | 7,9 | 24,85 | 996,70 | 3,22 | 0,9989 | 0,519 |
| | 8,1 | 24,95 | 996,70 | 3,22 | 0,9989 | 0,519 |
| | 9,0 | 25,50 | 996,80 | 3,19 | 0,9989 | 0,519 |
| | 8,8 | 25,10 | 996,80 | 3,22 | 0,9989 | 0,519 |
| EXPERIENCE 5 | 13,4 | 26,35 | 996,41 | 3,08 | 0,9987 | 0,522 |
| | 13,7 | 27,75 | 996,29 | 3,06 | 0,9987 | 0,522 |
| | 14,3 | 28,35 | 996,03 | 2,99 | 0,9987 | 0,494 |
| | 14,8 | 28,80 | 995,91 | 2,96 | 0,9986 | 0,485 |
| | 15,5 | 29,05 | 995,83 | 2,94 | 0,9986 | 0,480 |

Tableau N° 5

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

_ PROPRIÉTÉS PHYSIQUES de l'AIR _

| | Δt_1 (°C) | t_{ma} (°C) | P (kg/m ³) | η_A (kg/h m) | C_{PA} (kcal/kg °C) | λ (kcal/h m °C) |
|--------------|----------------------|------------------|-----------------------------|----------------------|--------------------------|----------------------------|
| EXPERIENCE 1 | 164,5 | 143,75 | 0,820 | 86,81 | 0,245 | 2,88 |
| | 134,5 | 130,75 | 0,847 | 85,10 | 0,245 | 2,81 |
| | 114,0 | 119,00 | 0,872 | 76,50 | 0,245 | 2,74 |
| | 160,0 | 112,00 | 0,888 | 82,08 | 0,245 | 2,71 |
| | 91,0 | 106,50 | 0,902 | 81,00 | 0,244 | 2,67 |
| EXPERIENCE 2 | 160,0 | 162,00 | 0,787 | 88,74 | 0,246 | 2,97 |
| | 147,5 | 155,25 | 0,798 | 88,05 | 0,246 | 2,78 |
| | 124,5 | 142,75 | 0,822 | 86,76 | 0,245 | 2,88 |
| | 110,5 | 134,75 | 0,838 | 85,64 | 0,245 | 2,83 |
| | 103,5 | 130,50 | 0,847 | 85,03 | 0,245 | 2,81 |
| EXPERIENCE 3 | 192,0 | 152,00 | 0,804 | 87,70 | 0,245 | 2,92 |
| | 152,5 | 135,75 | 0,836 | 85,80 | 0,245 | 2,84 |
| | 131,5 | 126,25 | 0,857 | 84,42 | 0,245 | 2,78 |
| | 119,5 | 116,25 | 0,879 | 82,85 | 0,245 | 2,73 |
| | 97,5 | 105,75 | 0,903 | 80,96 | 0,245 | 2,67 |
| EXPERIENCE 4 | 191,0 | 153,50 | 0,801 | 87,86 | 0,245 | 2,93 |
| | 154,0 | 138,00 | 0,831 | 86,11 | 0,245 | 2,85 |
| | 123,5 | 120,25 | 0,870 | 83,52 | 0,245 | 2,75 |
| | 106,0 | 110,50 | 0,914 | 80,11 | 0,245 | 2,70 |
| | 98,0 | 106,00 | 0,910 | 80,03 | 0,244 | 2,67 |
| EXPERIENCE 5 | 188,5 | 175,75 | 0,755 | 89,11 | 0,246 | 3,05 |
| | 135,0 | 143,50 | 0,820 | 86,78 | 0,245 | 2,88 |
| | 117,0 | 133,50 | 0,841 | 85,46 | 0,245 | 2,68 |
| | 110,5 | 130,75 | 0,847 | 85,07 | 0,245 | 2,81 |
| | 98,5 | 123,25 | 0,863 | 83,99 | 0,245 | 2,73 |

Tableau N° 6

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

- GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR -
DEBIT d'EAU: 17 l/h

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 11 | 22 | 30 | 40 | 50 |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| W _A (kg/h) | 9,75 | 12,42 | 18,18 | 11,49 | 20,29 |
| G _A × 10 ⁻³ (kcal/h.m ²) | 31,99 | 40,75 | 59,65 | 37,70 | 66,58 |
| Φ _A (kcal/h) | 400,21 | 409,41 | 507,68 | 450,55 | 490,55 |
| Φ _A (kJ/h) | 1672,87 | 1711,33 | 2122,09 | 1883,30 | 1883,30 |
| ΔT _{ML1} (°C) | 87,02 | 76,27 | 67,21 | 62,25 | 57,88 |
| R _η (kcal/h.m ² .°C) | 38,65 | 46,86 | 65,94 | 67,19 | 67,96 |
| R _η (kJ/h.m ² .°C) | 161,56 | 195,87 | 275,63 | 284,13 | 284,07 |
| Re _A | 7235 | 9433 | 15360 | 9048 | 16193 |
| Pr _A | 0,738 | 0,742 | 0,684 | 0,742 | 0,740 |
| Nu _A | 26,44 | 52,85 | 47,41 | 45,93 | 50,44 |
| Log Re _A | 8,87 | 9,15 | 9,64 | 9,11 | 9,69 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,40 | 3,61 | 4,01 | 3,95 | 4,03 |

Tableau N° 8

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

- GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR

DEBIT d'EAU: 30 L/h

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 56 | 70 | 107 | 128 | 144 |
| W _A (kg/h) | 20,99 | 20,57 | 24,71 | 25,87 | 34,67 |
| G _A × 10 ⁻⁹ (kg/h m ²) | 68,87 | 67,50 | 81,07 | 84,87 | 113,75 |
| Φ _A (kcal/h) | 826,32 | 746,45 | 753,57 | 700,26 | 874,89 |
| Φ _A (kJ/h) | 3454,02 | 3120,16 | 3149,92 | 2927,09 | 3657,04 |
| Δt _{ML1} (°C) | 99,91 | 94,61 | 87,11 | 78,60 | 85,45 |
| R _{h1} (kcal/h m ² °C) | 72,20 | 68,88 | 75,52 | 77,78 | 89,38 |
| R _{h1} (kJ/h m ² °C) | 301,80 | 287,92 | 315,67 | 325,12 | 373,61 |
| Re _A | 19737 | 14946 | 18408 | 19525 | 26354 |
| Pr _A | 0,569 | 0,712 | 0,738 | 0,741 | 0,741 |
| Nu _A | 47,89 | 48,81 | 51,66 | 54,14 | 62,66 |
| Log Re _A | 9,89 | 9,61 | 9,82 | 9,88 | 10,18 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 4,09 | 4,02 | 4,07 | 4,11 | 4,26 |

Tableau N° 9

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

- GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU -

DEBIT D'EAU: 30 L/R

| | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mmH ₂ O) | 56 | 70 | 107 | 128 | 144 |
| W _E (kg/h) | 2987 | 2950 | 2983 | 2984 | 2980 |
| G _E x 10 ⁻³ (kg/hm ²) | 204,73 | 204,93 | 204,45 | 204,52 | 204,25 |
| Φ _E (kcal/h) | 826,32 | 746,45 | 753,57 | 700,26 | 874,89 |
| Φ _E (kJ/h) | 3454,02 | 3120,16 | 3149,02 | 2927,09 | 3657,04 |
| R ₀ (kcal/hm ² °C) | 59,32 | 55,58 | 61,24 | 60,40 | 80,91 |
| R ₀ (kJ/hm ² °C) | 247,95 | 232,33 | 255,99 | 252,46 | 338,19 |
| Δt ML ₂ (°C) | 14,08 | 15,15 | 16,35 | 16,03 | 14,15 |
| R ₂ (kcal/hm ² °C) | 454,83 | 381,85 | 357,20 | 338,55 | 479,18 |
| R ₂ (kJ/hm ² °C) | 1901,18 | 1596,12 | 1493,08 | 1415,15 | 2002,97 |
| R _{CE} | 299,28 | 295,50 | 295,90 | 289,48 | 310,82 |
| P _{FE} | 5,80 | 4,99 | 4,97 | 5,09 | 4,70 |
| Nu _E | 3,35 | 2,75 | 2,58 | 2,45 | 2,43 |

Tableau N° 10

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU

DEBIT d'EAU : 42 L/h

| | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 6 | 15 | 26 | 36 | 46 |
| W _E (kg/h) | 41,87 | 41,87 | 41,86 | 41,86 | 41,86 |
| G _E × 10 ³ (kg/h.m ²) | 286,98 | 286,98 | 286,91 | 286,91 | 286,91 |
| Φ _E (kcal/h) | 294,30 | 401,39 | 430,55 | 426,33 | 426,33 |
| Φ _E (kJ/h) | 1230,19 | 1677,81 | 1799,71 | 1782,06 | 1782,06 |
| R ₀ (kcal/h.m ² .°C) | 23,66 | 34,46 | 40,76 | 44,09 | 49,36 |
| R ₀ (kJ/h.m ² .°C) | 98,90 | 148,24 | 170,38 | 184,13 | 206,33 |
| Δt ML ₂ (°C) | 7,51 | 9,34 | 9,17 | 9,46 | 8,84 |
| R ₂ (kcal/h.m ² .°C) | 303,71 | 333,47 | 363,88 | 349,27 | 373,76 |
| R ₂ (kJ/h.m ² .°C) | 1269,51 | 1393,90 | 1521,02 | 1459,95 | 1562,32 |
| Re _E | 330,80 | 344,19 | 349,55 | 349,55 | 350,66 |
| Pr _E | 6,37 | 6,18 | 6,08 | 6,08 | 6,05 |
| Nu _E | 2,25 | 2,47 | 2,70 | 2,59 | 2,77 |

Tableau N° 11

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR

DEBIT d'EAU: 42 l/s

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 6 | 15 | 26 | 36 | 46 |
| W _A (kg/h) | 6,37 | 10,74 | 13,36 | 15,33 | 17,85 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 20,70 | 35,24 | 43,83 | 50,30 | 58,57 |
| Φ _A (kcal/h) | 294,30 | 401,39 | 430,55 | 426,33 | 426,33 |
| Φ _A (kJ/h) | 1230,19 | 1677,81 | 1799,71 | 1782,06 | 1782,06 |
| ΔtML ₁ (°C) | 94,39 | 84,11 | 72,27 | 69,88 | 61,78 |
| h₁ (kcal/h m ² °C) | 27,22 | 41,66 | 52,01 | 53,26 | 60,24 |
| h ₁ (kJ/h m ² °C) | 115,78 | 174,14 | 217,40 | 222,63 | 251,80 |
| Re _A | 4650 | 8091 | 10228 | 11960 | 14252 |
| Pr _A | 0,737 | 0,740 | 0,773 | 0,744 | 0,743 |
| Nu _A | 18,36 | 28,90 | 36,86 | 38,43 | 44,45 |
| Log Re _A | 8,44 | 8,99 | 9,23 | 9,39 | 9,56 |
| Log Nu _{P,94} | 3,03 | 3,48 | 3,71 | 3,77 | 3,91 |

Tableau N° 12

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU

DEBIT d'EAU 52 l/R

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 7 | 18 | 28 | 38 | 47 |
| W _E (kg/h) | 51,85 | 51,83 | 51,83 | 51,83 | 51,83 |
| G _E × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 355,38 | 355,24 | 355,24 | 355,24 | 355,24 |
| Φ _E (kcal/h) | 321,15 | 409,00 | 419,36 | 467,95 | 455,60 |
| Φ _E (kJ/h) | 1342,40 | 1709,65 | 1752,93 | 1947,70 | 1904,42 |
| h ₀ (kcal/h m ² °C) | 25,51 | 35,29 | 51,05 | 51,14 | 52,02 |
| h ₀ (kJ/h m ² °C) | 106,63 | 147,51 | 213,40 | 213,78 | 217,43 |
| Δt _{ML2} (°C) | 8,07 | 9,28 | 9,15 | 9,18 | 9,11 |
| h ₂ (kcal/h m ² °C) | 308,42 | 341,57 | 355,20 | 393,37 | 387,59 |
| h ₂ (kJ/h m ² °C) | 1289,20 | 1427,76 | 1484,74 | 1644,29 | 1620,13 |
| Re _E | 414,61 | 424,74 | 474,74 | 428,74 | 424,74 |
| Pr _E | 6,36 | 6,20 | 6,20 | 6,14 | 6,20 |
| Nu _E | 2,29 | 2,53 | 2,63 | 2,63 | 2,63 |

Tableau N° 13

E COULEMENT A CONTRE COURANT

- GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR

DEBIT d'EAU : 52 l/h

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 7 | 18 | 28 | 38 | 47 |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| W_A (kg/h) | 6,86 | 10,84 | 13,86 | 17,94 | 19,05 |
| $G_A \times 10^{-3}$ (kg/h.m ²) | 22,52 | 35,57 | 45,47 | 58,87 | 62,51 |
| ϕ_A (kcal/h) | 321,15 | 409,00 | 419,36 | 465,95 | 455,60 |
| ϕ_A (kJ/h) | 1342,40 | 1709,65 | 1752,93 | 1947,70 | 1904,42 |
| ΔE_{ML_1} (°C) | 95,03 | 85,59 | 72,90 | 65,42 | 62,53 |
| R_{h_1} (kcal/h.m ² .°C) | 29,50 | 41,72 | 50,22 | 62,18 | 63,61 |
| R_{h_1} (kJ/h.m ² .°C) | 123,31 | 174,40 | 209,92 | 259,91 | 265,89 |
| Re_A | 5049 | 8138 | 10725 | 14477 | 15387 |
| Pr_A | 0,735 | 0,740 | 0,744 | 0,727 | 0,739 |
| Nu_A | 19,83 | 28,84 | 35,98 | 45,37 | 46,93 |
| Log Re_A | 8,53 | 9,00 | 9,28 | 9,58 | 9,64 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,11 | 3,48 | 3,70 | 3,94 | 3,97 |

Tableau N° 14

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

_ GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU _

DEBIT D'EAU 60 l/h

| | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 46 | 84 | 123 | 148 | 184 |
| W _E (kg/h) | 59,78 | 59,78 | 59,76 | 59,75 | 59,75 |
| G _E × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 409,73 | 409,73 | 409,73 | 409,73 | 409,73 |
| Φ _E (kcal/h) | 800,01 | 817,92 | 853,46 | 883,15 | 924,83 |
| Φ _E (kJ/h) | 3344,04 | 3418,90 | 3567,45 | 3691,57 | 3865,78 |
| R ₀ (kcal/h m ² °C) | 50,82 | 61,14 | 72,85 | 77,17 | 86,53 |
| R ₀ (kJ/h m ² °C) | 212,45 | 268,12 | 304,52 | 322,56 | 361,69 |
| Δt ML ₂ (°C) | 15,50 | 15,00 | 14,87 | 15,57 | 15,62 |
| R ₂ (kcal/h m ² °C) | 398,21 | 422,55 | 440,81 | 439,59 | 458,86 |
| R ₂ (kJ/h m ² °C) | 1664,50 | 1766,43 | 1859,30 | 1837,49 | 1918,04 |
| R _{CE} | 512,16 | 515,51 | 527,32 | 532,66 | 536,28 |
| P _{FE} | 5,80 | 5,90 | 6,04 | 6,09 | 6,12 |
| Nu _E | 2,94 | 3,12 | 3,44 | 3,49 | 3,68 |

Tableau N° 15

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

_ GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR _

DEBIT d'EAU: 60 l/h

| | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 46 | 84 | 123 | 148 | 184 |
| W _A (kg/h) | 17,18 | 24,73 | 29,77 | 32,62 | 38,32 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 56,37 | 81,14 | 97,68 | 107,03 | 125,74 |
| Φ _A (kcal/h) | 800,01 | 877,92 | 853,46 | 883,15 | 924,83 |
| Φ _A (kJ/h) | 3344,04 | 3418,90 | 3567,45 | 3691,57 | 3855,78 |
| Δt ML ₁ (°C) | 113,2 | 89,16 | 80,98 | 77,86 | 71,17 |
| R ₁ (kcal/h m ² °C) | 61,70 | 80,09 | 92,01 | 99,02 | 112,53 |
| R ₁ (kJ/h m ² °C) | 257,91 | 334,78 | 384,60 | 413,90 | 470,38 |
| Re _A | 12188 | 18420 | 22517 | 24785 | 29493 |
| Pr _A | 0,739 | 0,738 | 0,781 | 0,742 | 0,754 |
| Nu _A | 39,85 | 54,78 | 67,63 | 69,42 | 81,20 |
| Log Re _A | 9,41 | 9,82 | 10,02 | 10,12 | 10,29 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,81 | 4,12 | 4,31 | 4,36 | 4,51 |

Tableau N° 16

ÉCOULEMENT A CONTRE-COURANT

— GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU —

PRESSION STATIQUE : 4 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 17 l/h

| Chauffage | { 3 AMPERE 60 Volt | { 4 A 107 V | { 5 A 135 V | { 6,0 A 165 V | { 6,5 A 178 V |
|--|-----------------------|----------------|----------------|------------------|------------------|
| W_E (kg/h) | 16,96 | 16,94 | 16,94 | 16,94 | 16,93 |
| $G_E \times 10^{-3}$ (kg/h.m ²) | 116,24 | 116,11 | 116,11 | 116,11 | 116,04 |
| Φ_E (kcal/h) | 84,73 | 157,35 | 203,02 | 231,78 | 295,86 |
| Φ_E (kJ/h) | 354,18 | 657,74 | 848,61 | 968,82 | 1236,70 |
| h_0 (kcal/h.m ² .°C) | 17,09 | 20,92 | 20,37 | 19,06 | 22,15 |
| h_0 (kJ/h.m ² .°C) | 71,44 | 87,43 | 85,13 | 79,67 | 92,58 |
| Δt_{ML2} (°C) | 3,37 | 5,18 | 6,28 | 7,19 | 8,21 |
| h_2 (kcal/h.m ² .°C) | 194,85 | 235,42 | 250,54 | 249,83 | 279,28 |
| h_2 (kJ/h.m ² .°C) | 814,37 | 984,06 | 1047,26 | 1044,29 | 1167 |
| R_{CE} | 130,09 | 144,67 | 145,61 | 146,57 | 157,12 |
| P_{FE} | 6,69 | 5,94 | 5,88 | 5,85 | 5,50 |
| Nu_E | 1,46 | 1,74 | 1,85 | 1,81 | 2,06 |

Tableau N° 17

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

_ GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR

PRESSION STATIQUE : 4 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 17 L/h

| Chauffage | 3 AMPERE 60 Volt | 4 A 107 V | 5 A 175 V | 6,0 A 165 V | 6,7 A 178 V |
|--|---------------------|--------------|--------------|----------------|----------------|
| W_A (kg/h) | 4,65 | 5,47 | 5,23 | 4,6 | 5,57 |
| $G_A \times 10^{-3}$ (kg/h m ²) | 15,25 | 17,94 | 17,15 | 15,09 | 18,27 |
| Φ_A (kcal/h) | 84,73 | 157,35 | 203,02 | 231,78 | 295,86 |
| Φ_A (kJ/h) | 354,18 | 657,74 | 848,61 | 968,82 | 1236,70 |
| Δt_{ML1} (°C) | 37,30 | 56,72 | 75,48 | 92,82 | 101,47 |
| R_{L1} (kcal/h m ² °C) | 19,83 | 24,22 | 2348 | 24,43 | 25,45 |
| R_{L1} (kJ/h m ² °C) | 82,89 | 101,24 | 98,15 | 102,12 | 106,38 |
| Re_A | 3983 | 4392 | 3978 | 3371 | 4005 |
| Pr_A | 0,749 | 0,744 | 0,743 | 0,738 | 0,736 |
| Nu_A | 17,42 | 17,04 | 17,01 | 18,73 | 18,99 |
| $\log Re_A$ | 8,29 | 8,39 | 8,29 | 8,12 | 8,30 |
| $\log \frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 2,77 | 2,95 | 2,95 | 3,07 | 3,07 |

Tableau N° 18

ÉCOULEMENT A CONTRE-COURANT

_ GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU _

PRESSION STATIQUE : 90 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 17 l/s

| Chauffage | { 6 AMPERE { 169 Volt | { 6,5 A { 180V | { 7,0 A { 195V | { 7,5 A { 202V | { 8,4 A { 225V |
|---|--------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| W _E (kg/h) | 16,91 | 16,89 | 16,87 | 16,85 | 16,82 |
| G _E × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 117,90 | 117,76 | 117,67 | 117,49 | 117,28 |
| Φ _E (kcal/h) | 459,31 | 539,72 | 636,86 | 728,66 | 831,67 |
| Φ _E (kJ/h) | 1919,92 | 2256,04 | 2662,06 | 3049,78 | 3476,40 |
| R ₀ (kcal/h m ² °C) | 70,20 | 71,00 | 76,70 | 77,74 | 68,87 |
| R ₀ (kJ/h m ² °C) | 293,44 | 296,78 | 237,02 | 299,97 | 287,94 |
| ΔT ML ₂ (°C) | 8,52 | 10,02 | 11,33 | 12,67 | 14,27 |
| R ₂ (kcal/h m ² °C) | 417,8 | 417,45 | 437,63 | 445,71 | 451,68 |
| R ₂ (kJ/h m ² °C) | 1746,40 | 1744,93 | 1820,93 | 1867,06 | 1888,01 |
| R _{CE} | 160,51 | 173,41 | 196,11 | 195,86 | 210,35 |
| P _{TE} | 5,23 | 4,78 | 4,40 | 4,17 | 3,81 |
| N _{UE} | 3,03 | 2,99 | 3,09 | 3,17 | 3,14 |

Tableau N° 19

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

— GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR —

PRESSION STATIQUE : 90 mm H₂O

DÉBIT D'EAU : 17 L/h

| Chauffage | { 6 AMPERE { 167 Volt | { 6,5 A { 180 V | { 7,0 A { 195 V | { 7,5 A { 202 V | { 8,4 A { 225 V |
|---|--------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| W _A (kg/h) | 29,41 | 29,10 | 29,21 | 28,32 | 26,31 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 96,90 | 95,49 | 95,83 | 92,93 | 86,32 |
| Φ _A (kcal/h) | 459,39 | 539,72 | 636,86 | 728,66 | 831,67 |
| Φ _A (kJ/h) | 1919,92 | 2256,04 | 2662,06 | 3045,78 | 3476,40 |
| Δt _{ML1} (°C) | 45,08 | 52,27 | 60,94 | 70,44 | 85,14 |
| R ₁ (kcal/h m ² °C) | 88,95 | 77,44 | 91,23 | 90,31 | 85,28 |
| R ₁ (kJ/h m ² °C) | 371,81 | 306,98 | 381,34 | 377,49 | 356,47 |
| Re _A | 24070 | 23538 | 23204 | 21967 | 20110 |
| Pr _A | 0,749 | 0,738 | 0,744 | 0,742 | 0,740 |
| Nu _A | 68,18 | 54,80 | 66,07 | 63,54 | 57,73 |
| Log Re _A | 10,09 | 10,07 | 10,05 | 10,00 | 9,91 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 4,34 | 4,13 | 4,31 | 4,27 | 4,18 |

Tableau N° 20

ÉCOULEMENT A CONTRE-COURANT

_ GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU

PRESSION STATIQUE : 180 mm H₂O

DÉBIT d'EAU : 17 l/h

| Chauffage | { 6,5 AMPERE 180 V | { 7,0 A 195 V | { 7,5 A 202 V | { 8,0 A 215 V | { 8,5 A 225 V |
|---|-----------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| W _E (kg/h) | 16,88 | 16,87 | 16,85 | 16,83 | 16,82 |
| G _E × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 115,70 | 115,63 | 115,49 | 115,35 | 115,28 |
| Φ _E (kcal/h) | 527,60 | 601,42 | 688,27 | 773,33 | 838,48 |
| Φ _E (kJ/h) | 2205,37 | 2513,97 | 2876,97 | 3232,52 | 3504,85 |
| h ₀ (kcal/h m ² °C) | 87,28 | 86,78 | 87,53 | 87,37 | 87,46 |
| h ₀ (kJ/h m ² °C) | 364,83 | 362,74 | 309,88 | 365,21 | 365,58 |
| ΔT ML2 (°C) | 9,21 | 10,53 | 11,80 | 13,01 | 13,28 |
| h ₂ (kcal/h m ² °C) | 443,96 | 442,64 | 492,04 | 460,67 | 489,32 |
| h ₂ (kJ/h m ² °C) | 1855,75 | 1850,23 | 1892,87 | 1925,60 | 2047,45 |
| R _{EE} | 177,47 | 186,27 | 195,88 | 204,65 | 212,36 |
| P _{FE} | 4,62 | 4,40 | 4,77 | 3,93 | 3,78 |
| N _{UE} | 3,15 | 3,14 | 3,20 | 3,22 | 3,41 |

Tableau N° 21

ÉCOULEMENT A CONTRE COURANT

— GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR —

PRESSION STATIQUE: 180_{mm} H₂O

DÉBIT D'EAU: 17 l/R

| Chauffage | $\left\{ \begin{array}{l} 6,5 \text{ AMPERE} \\ 180 \text{ Volt} \end{array} \right.$ | $\left\{ \begin{array}{l} 7,0 \text{ A} \\ 195 \text{ V} \end{array} \right.$ | $\left\{ \begin{array}{l} 7,5 \text{ A} \\ 202 \text{ V} \end{array} \right.$ | $\left\{ \begin{array}{l} 8,0 \text{ A} \\ 215 \text{ V} \end{array} \right.$ | $\left\{ \begin{array}{l} 8,5 \text{ A} \\ 225 \text{ V} \end{array} \right.$ |
|--|---|---|---|---|---|
| W_A (kg/h) | 41,58 | 40,74 | 40,30 | 39,46 | 39,11 |
| $G_A \times 10^{-3}$ (kg/h·m ²) | 136,43 | 133,67 | 132,21 | 129,45 | 128,33 |
| Φ_A (kcal/h) | 527,60 | 601,42 | 688,27 | 773,33 | 838,48 |
| Φ_A (kJ/h) | 2205,37 | 2513,94 | 2876,97 | 3232,52 | 3594,85 |
| ΔT_{ML1} (°C) | 40,28 | 46,19 | 52,57 | 59,44 | 65,15 |
| R_{h1} (kcal/h·m ² ·°C) | 114,35 | 113,67 | 114,30 | 113,58 | 112,36 |
| R_{h1} (kJ/h·m ² ·°C) | 477,98 | 475,14 | 477,77 | 474,76 | 469,66 |
| Re_A | 34168 | 33032 | 31524 | 30599 | 29897 |
| Pr_A | 0,747 | 0,742 | 0,746 | 0,745 | 0,743 |
| Nu_A | 87,65 | 85,47 | 84,65 | 81,66 | 79,34 |
| Log Re_A | 10,44 | 10,41 | 10,36 | 10,33 | 10,31 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 4,59 | 4,57 | 4,56 | 4,52 | 4,49 |

Tableau N° 22

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES
RESULTATS EXPERIMENTAUX

| | T ₁ (°C) | T ₂ (°C) | T ₃ (°C) | T ₄ (°C) | T _{EE} (°C) | T _{SE} (°C) | A (A) | Volt (V) | P _{st} (mm H ₂ O) | ΔP (mm H ₂ O) | Vx10 ³ (m ³ /h) |
|----------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|----------|-------------|--|-----------------------------|--|
| EXPERIENCE I | 67,0 | 79,1 | 44,5 | 226 | 20,4 | 76,5 | 6,0 | 165 | 11 | 3 | 17 |
| | 89,5 | 56,1 | 57,4 | 274 | 21,7 | 73,2 | 7,5 | 202 | 20 | 8 | 17 |
| | 90,0 | 56,2 | 66,3 | 251 | 21,4 | 75,1 | 7,5 | 202 | 30 | 14 | 17 |
| | 88,9 | 54,9 | 55,0 | 229 | 20,4 | 74,6 | 7,5 | 202 | 40 | 20 | 17 |
| | 87,0 | 54,3 | 53,3 | 215 | 21,5 | 74,2 | 7,5 | 202 | 50 | 26 | 17 |
| EXPERIENCE II | 81,5 | 42,9 | 53,0 | 245 | 21,3 | 41,2 | 7,5 | 202 | 31 | 15 | 30 |
| | 79,5 | 42,4 | 51,4 | 223 | 20,7 | 40,6 | 7,5 | 202 | 46 | 22 | 30 |
| | 79,5 | 43,5 | 51,5 | 202 | 21,0 | 42,2 | 7,5 | 202 | 60 | 32 | 30 |
| | 78,0 | 44,9 | 51,3 | 187,0 | 21,3 | 43,6 | 7,5 | 202 | 82 | 44 | 30 |
| | 74,5 | 43,8 | 48,4 | 166,5 | 20,4 | 42,4 | 7,5 | 202 | 100 | 55 | 30 |
| EXPERIENCE III | 73,5 | 31,8 | 49,4 | 288 | 18,9 | 28,8 | 7,5 | 202 | 14 | 5 | 45 |
| | 74,5 | 35,0 | 49,5 | 221 | 19,0 | 32,0 | 7,5 | 202 | 44 | 21 | 45 |
| | 72,5 | 35,2 | 47,9 | 195 | 19,0 | 32,4 | 7,5 | 202 | 62 | 31 | 45 |
| | 72,5 | 37,2 | 48,1 | 180 | 19,7 | 33,6 | 7,5 | 202 | 85 | 44 | 45 |
| | 70,0 | 38,0 | 46,9 | 156 | 19,9 | 35,2 | 7,5 | 202 | 121 | 65 | 45 |
| EXPERIENCE IV | 78,0 | 37,2 | 52,7 | 195 | 19,4 | 33,6 | 8,4 | 225 | 115 | 60 | 60 |
| | 77,0 | 37,4 | 52,5 | 186 | 19,3 | 34,6 | 8,4 | 225 | 130 | 69 | 60 |
| | 77,0 | 38,0 | 52,5 | 178 | 19,6 | 33,6 | 8,4 | 225 | 152 | 82 | 60 |
| | 76,0 | 37,4 | 52,0 | 172 | 19,7 | 33,8 | 8,4 | 225 | 164 | 88 | 60 |
| | 73,0 | 37,5 | 50,7 | 162 | 19,8 | 33,2 | 8,4 | 225 | 180 | 95 | 60 |
| EXPERIENCE V | 73,0 | 29,2 | 49,9 | 270,5 | 19,8 | 26,0 | 7,5 | 202 | 20 | 7 | 90 |
| | 73,0 | 30,5 | 49,0 | 240 | 18,5 | 27,2 | 7,5 | 202 | 30 | 14 | 90 |
| | 69,5 | 27,5 | 46,2 | 224 | 18,9 | 24,1 | 7,5 | 202 | 40 | 19 | 90 |
| | 69,0 | 28,0 | 46,0 | 208 | 17,2 | 24,6 | 7,5 | 202 | 50 | 26 | 90 |
| | 69,0 | 29,3 | 46,5 | 198 | 18,4 | 25,8 | 7,5 | 202 | 60 | 30 | 90 |

Tableau N° 23

E COULEMENT A COURANTS PARALLELES

_ RESULTATS EXPERIMENTAUX _

| | T ₁ (°C) | T ₂ (°C) | T ₃ (°C) | T ₄ (°C) | T _{EE} (°C) | T _{SE} (°C) | A (A) | Volt (V) | Pst mm H ₂ O | ΔP mm d' H ₂ O | V × 10 ³ (m ³ /h) |
|--------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|----------|-------------|----------------------------|------------------------------|--|
| EXPERIENCE 6 | 33,5 | 21,6 | 26,3 | 99,0 | 19,3 | 20,0 | 3,0 | 60 | 5 | 0 | 93,5 |
| | 40,5 | 22,5 | 30,3 | 146,5 | 19,3 | 20,8 | 4,0 | 108 | 5 | 0 | 93,5 |
| | 47,5 | 23,4 | 34,6 | 200,0 | 19,4 | 21,6 | 5,0 | 135 | 5 | 0 | 93,5 |
| | 53,0 | 24,1 | 38,3 | 248,0 | 19,5 | 22,2 | 6,0 | 165 | 5 | 0 | 93,5 |
| | 55,5 | 24,2 | 39,9 | 271,0 | 19,4 | 22,2 | 6,5 | 180 | 5 | 0 | 93,5 |
| EXPERIENCE 7 | 51,0 | 26,6 | 36,2 | 125 | 19,2 | 23,6 | 6,0 | 165 | 90 | 52 | 93,5 |
| | 56,5 | 28,0 | 39,6 | 174 | 19,3 | 24,6 | 6,5 | 180 | 90 | 52 | 93,5 |
| | 62,0 | 29,3 | 42,6 | 192 | 19,4 | 25,4 | 7,0 | 195 | 90 | 52 | 93,5 |
| | 71,0 | 30,5 | 48,0 | 188 | 18,8 | 26,8 | 8,0 | 220 | 90 | 52 | 93,5 |
| | 76,0 | 31,8 | 51,0 | 203 | 19,0 | 27,8 | 8,4 | 230 | 90 | 52 | 93,5 |
| EXPERIENCE 8 | 52,5 | 27,8 | 37,8 | 106,5 | 19,0 | 24,8 | 6,5 | 280 | 191 | 106 | 93,5 |
| | 57,0 | 29,0 | 40,3 | 118,0 | 19,0 | 25,8 | 7,0 | 195 | 191 | 106 | 93,5 |
| | 62,5 | 30,4 | 43,2 | 133,5 | 19,0 | 26,6 | 7,5 | 202 | 185 | 93 | 93,5 |
| | 67,0 | 31,5 | 46,2 | 148,0 | 18,9 | 27,5 | 8,0 | 220 | 185 | 99 | 93,5 |
| | 69,0 | 32,2 | 47,6 | 186,0 | 19,0 | 27,9 | 8,4 | 230 | 185 | 99 | 93,5 |

Tableau N° 24

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES de l'AIR

Variation du chauffage

| | Δt_A (°C) | t_{mA} (°C) | ρ_A (kg/m ³) | $\eta \times 10^7$ kg/m.s | C_p kcal/kg°C | $\lambda \times 10^2$ kcal/h.m.°C |
|--------------|----------------------|------------------|----------------------------------|------------------------------|--------------------|--------------------------------------|
| EXPERIENCE 6 | 65,5 | 66,25 | 1,01 | 74,48 | 0,243 | 2,44 |
| | 106,0 | 93,50 | 0,933 | 79,45 | 0,244 | 2,60 |
| | 152,5 | 123,75 | 0,862 | 84,06 | 0,245 | 2,77 |
| | 199,0 | 150,50 | 0,807 | 87,53 | 0,246 | 2,91 |
| | 215,5 | 163,25 | 0,788 | 89,09 | 0,246 | 2,98 |
| EXPERIENCE 7 | 74,0 | 88,00 | 0,947 | 78,77 | 0,244 | 2,57 |
| | 77,5 | 95,25 | 0,928 | 79,58 | 0,244 | 2,61 |
| | 90,0 | 107,00 | 0,900 | 81,18 | 0,244 | 2,68 |
| | 117,0 | 129,50 | 0,849 | 84,89 | 0,244 | 2,80 |
| | 127,0 | 139,50 | 0,827 | 86,33 | 0,245 | 2,86 |
| EXPERIENCE 8 | 54,0 | 79,25 | 0,968 | 76,88 | 0,244 | 2,52 |
| | 61,0 | 87,50 | 0,949 | 78,66 | 0,244 | 2,57 |
| | 71,5 | 97,75 | 0,922 | 79,76 | 0,244 | 2,63 |
| | 81,0 | 107,50 | 0,899 | 81,27 | 0,244 | 2,68 |
| | 87,0 | 112,50 | 0,887 | 82,17 | 0,245 | 2,71 |

Tableau N° 25

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

PROPRIETES PHYSIQUE de l'EAU

Variation du chauffage

| | Δt_E (°C) | t_{mE} (°C) | ρ_E (kg/m ³) | μ (kg/m.s) | C_{pE} (kcal/kg°C) | λ_E (kcal/h.m°C) |
|--------------|----------------------|------------------|----------------------------------|-------------------|-------------------------|-----------------------------|
| EXPERIENCE 6 | 0,7 | 19,65 | 998,20 | 3,62 | 0,9994 | 0,512 |
| | 1,5 | 20,05 | 998,20 | 3,62 | 0,9994 | 0,512 |
| | 2,2 | 20,50 | 998,10 | 3,58 | 0,9993 | 0,514 |
| | 2,7 | 20,85 | 997,98 | 3,55 | 0,9993 | 0,514 |
| | 2,8 | 20,80 | 997,98 | 3,55 | 0,9993 | 0,514 |
| EXPERIENCE 7 | 4,4 | 21,40 | 997,84 | 3,51 | 0,9993 | 0,514 |
| | 5,3 | 21,95 | 997,69 | 3,46 | 0,9992 | 0,515 |
| | 6,0 | 22,40 | 997,58 | 3,43 | 0,9992 | 0,516 |
| | 8,0 | 22,80 | 997,47 | 3,40 | 0,9991 | 0,516 |
| | 8,8 | 23,40 | 997,32 | 3,35 | 0,9991 | 0,517 |
| EXPERIENCE 8 | 5,8 | 21,90 | 997,69 | 3,46 | 0,9992 | 0,515 |
| | 6,8 | 22,40 | 997,58 | 3,43 | 0,9992 | 0,516 |
| | 7,6 | 22,80 | 997,47 | 3,40 | 0,9991 | 0,516 |
| | 8,6 | 23,20 | 997,32 | 3,36 | 0,9991 | 0,517 |
| | 8,9 | 23,45 | 997,32 | 3,34 | 0,9991 | 0,518 |

Tableau N° 26

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

PROPRIETES PHYSIQUES de l'EAU à 1 atm.

| | Δt_E (°C) | t_{mE} (°C) | ρ_E (kg/m ³) | η_E (kg/m.h) | C_P (kcal/kgoc) | λ (kcal/h.m°C) |
|--------------|----------------------|------------------|----------------------------------|----------------------|----------------------|---------------------------|
| EXPERIENCE 1 | 16,1 | 28,45 | 996,00 | 2,99 | 0,9987 | 0,521 |
| | 31,5 | 37,45 | 993,07 | 2,49 | 0,9986 | 0,540 |
| | 33,7 | 38,25 | 992,80 | 2,45 | 0,9986 | 0,540 |
| | 34,2 | 37,50 | 993,05 | 2,49 | 0,9986 | 0,540 |
| | 32,7 | 37,85 | 992,93 | 2,47 | 0,9986 | 0,540 |
| EXPERIENCE 2 | 19,9 | 31,25 | 995,18 | 2,82 | 0,9986 | 0,531 |
| | 19,9 | 30,65 | 995,38 | 2,85 | 0,9986 | 0,531 |
| | 21,1 | 31,65 | 995,04 | 2,79 | 0,9986 | 0,531 |
| | 22,3 | 32,45 | 994,78 | 2,75 | 0,9986 | 0,531 |
| | 22,0 | 31,40 | 995,12 | 2,81 | 0,9986 | 0,531 |
| EXPERIENCE 3 | 9,9 | 23,85 | 997,20 | 3,31 | 0,9990 | 0,519 |
| | 12,9 | 25,55 | 996,76 | 3,18 | 0,9988 | 0,519 |
| | 13,4 | 25,70 | 996,72 | 3,18 | 0,9987 | 0,519 |
| | 13,9 | 26,65 | 996,58 | 3,11 | 0,9987 | 0,521 |
| | 15,3 | 27,55 | 996,24 | 3,05 | 0,9987 | 0,521 |
| EXPERIENCE 4 | 14,2 | 26,50 | 996,51 | 3,12 | 0,9988 | 0,521 |
| | 15,3 | 26,95 | 996,79 | 3,09 | 0,9987 | 0,521 |
| | 14,0 | 26,60 | 996,48 | 3,11 | 0,9987 | 0,521 |
| | 14,1 | 26,75 | 996,45 | 3,10 | 0,9987 | 0,521 |
| | 13,4 | 26,50 | 996,51 | 3,12 | 0,9986 | 0,521 |
| EXPERIENCE 5 | 6,2 | 22,90 | 997,45 | 3,39 | 0,9991 | 0,514 |
| | 8,7 | 22,85 | 997,46 | 3,39 | 0,9991 | 0,514 |
| | 7,2 | 20,50 | 998,07 | 3,58 | 0,9994 | 0,514 |
| | 7,4 | 20,90 | 997,97 | 3,58 | 0,9993 | 0,514 |
| | 7,4 | 22,10 | 997,65 | 3,45 | 0,9992 | 0,514 |

Tableau N° 27

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES de l'AIR à 1atm.

| | Δt_A (°C) | $t_{m,A}$ (°C) | P_A (kcal/m ²) | $\rho_A \cdot 10^3$ (kg/m. l.) | C_P (kcal/kg °C) | $\lambda \cdot 10^2$ (kcal/h.m°C) |
|--------------|----------------------|-------------------|---------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|--------------------------------------|
| EXPERIENCE 1 | 159,0 | 146,50 | 0,815 | 87,10 | 0,245 | 2,89 |
| | 184,5 | 181,75 | 0,755 | 91,80 | 0,247 | 3,07 |
| | 161,0 | 170,50 | 0,771 | 90,26 | 0,247 | 3,02 |
| | 140,5 | 158,75 | 0,791 | 88,43 | 0,246 | 2,95 |
| | 128,0 | 151,00 | 0,806 | 87,59 | 0,246 | 2,92 |
| EXPERIENCE 2 | 163,5 | 163,25 | 0,784 | 89,15 | 0,246 | 2,98 |
| | 143,5 | 151,25 | 0,806 | 87,62 | 0,246 | 2,92 |
| | 122,5 | 140,75 | 0,826 | 86,48 | 0,245 | 2,86 |
| | 109,0 | 132,50 | 0,843 | 85,32 | 0,245 | 2,82 |
| | 92,0 | 120,50 | 0,870 | 83,59 | 0,245 | 2,75 |
| EXPERIENCE 3 | 214,5 | 180,75 | 0,755 | 91,80 | 0,247 | 3,07 |
| | 146,5 | 147,75 | 0,812 | 87,24 | 0,245 | 2,89 |
| | 122,5 | 133,75 | 0,840 | 85,50 | 0,245 | 2,82 |
| | 107,5 | 126,25 | 0,857 | 84,42 | 0,245 | 2,79 |
| | 86,5 | 113,25 | 0,898 | 82,31 | 0,245 | 2,64 |
| EXPERIENCE 4 | 117,0 | 136,50 | 0,835 | 85,90 | 0,245 | 2,84 |
| | 109,0 | 131,50 | 0,845 | 85,18 | 0,245 | 2,79 |
| | 101,0 | 127,50 | 0,854 | 84,60 | 0,245 | 2,79 |
| | 96,5 | 124,25 | 0,861 | 84,13 | 0,245 | 2,79 |
| | 88,5 | 117,75 | 0,870 | 83,12 | 0,245 | 2,64 |
| EXPERIENCE 5 | 197,5 | 171,75 | 0,769 | 90,46 | 0,247 | 3,02 |
| | 167,0 | 156,50 | 0,796 | 88,18 | 0,246 | 2,95 |
| | 154,5 | 146,75 | 0,857 | 87,13 | 0,245 | 2,89 |
| | 139,0 | 138,50 | 0,830 | 86,18 | 0,245 | 2,86 |
| | 129,0 | 133,50 | 0,841 | 85,46 | 0,245 | 2,82 |

Tableau N° 28

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

- GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR -

DEBIT D'EAU $17 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 11 | 20 | 30 | 40 | 50 |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| W_A (kg/h) | 7,00 | 11,65 | 14,28 | 16,68 | 17,51 |
| $G_A \times 10^{-3}$ (kg/h.m ²) | 22,93 | 38,23 | 46,87 | 54,73 | 57,43 |
| \dot{Q}_A (kcal/h) | 272,22 | 530,98 | 568,06 | 576,49 | 551,20 |
| \dot{Q}_A (kJ/h) | 1137,88 | 2219,50 | 2374,49 | 2409,73 | 2304,03 |
| Δt_{ML1} (°C) | 82,02 | 100,04 | 91,89 | 85,37 | 80,71 |
| R_{L1} (kcal/h.m ² .°C) | 28,97 | 46,34 | 53,97 | 58,95 | 59,62 |
| R_{L1} (kJ/h.m ² .°C) | 121,09 | 193,70 | 225,59 | 246,41 | 249,21 |
| Re _A | 5186 | 8204 | 10230 | 12192 | 12917 |
| Pr _A | 0,738 | 0,738 | 0,738 | 0,737 | 0,738 |
| Nu _A | 19,75 | 29,74 | 35,21 | 39,37 | 40,22 |
| Log Re | 8,55 | 9,01 | 9,23 | 9,41 | 9,47 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,10 | 3,51 | 3,68 | 3,79 | 3,82 |

Tableau N° 29

E COULEMENT A COURANTS PARALLELES

GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU

DEBIT d'EAU : $17 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 11 | 20 | 30 | 40 | 50 |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| W_E (kg/h) | 1693 | 1688 | 1688 | 16,88 | 16,88 |
| $G_E \times 10^{-3}$ (kg/h m ²) | 116,04 | 115,69 | 115,69 | 115,69 | 115,69 |
| Φ_E (kcal/h) | 272,22 | 530,98 | 568,06 | 576,49 | 551,20 |
| (k_J/h) | 1137,88 | 2219,50 | 2374,49 | 2409,73 | 2304,03 |
| P_{h_0} (kcal/h.m ² .°C) | 24,36 | 39,13 | 45,13 | 49,22 | 49,98 |
| $(k_J/h.m^2.°C)$ | 101,81 | 163,56 | 188,63 | 205,76 | 208,92 |
| Δt_{ML2} (°C) | 9,66 | 9,46 | 9,78 | 7,67 | 5,50 |
| P_{h_2} (kcal/h.m ² .°C) | 218,39 | 435,00 | 450,15 | 582,50 | 746,69 |
| $(k_J/h.m^2.°C)$ | 912,87 | 1818,30 | 1881,63 | 2434,35 | 3246,76 |
| Re _E | 149,42 | 178,88 | 181,8 | 178,88 | 180,33 |
| Pr _E | 5,73 | 4,60 | 4,53 | 4,60 | 4,57 |
| Nu _E | 1,61 | 3,10 | 3,21 | 4,15 | 5,54 |

Tableau N° 30

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

_ GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU _

DEBIT d'EAU : $30 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 31 | 46 | 60 | 82 | 100 |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| W_E (kg/h) | 29,86 | 29,86 | 29,85 | 29,84 | 29,85 |
| $G_E \times 10^{-3}$ (kg/h.m ²) | 204,66 | 204,66 | 204,59 | 204,52 | 204,59 |
| Φ_E (kcal/h) | 593,38 | 593,38 | 628,95 | 664,50 | 695,78 |
| Φ_E (kJ/h) | 2483,34 | 2483,34 | 2629,02 | 2777,61 | 2741,16 |
| R_{ho} (kcal/h.m ² .°C) | 45,53 | 49,16 | 56,82 | 65,32 | 71,57 |
| R_{ho} (kJ/h.m ² .°C) | 190,31 | 205,48 | 237,51 | 273,04 | 299,15 |
| Δt_{ML2} (°C) | 10,25 | 10,19 | 9,23 | 9,46 | 8,88 |
| R_{h2} (kcal/h.m ² .°C) | 448,65 | 451,29 | 528,10 | 544,38 | 572,33 |
| R_{h2} (kJ/h.m ² .°C) | 1875,36 | 1886,39 | 2207,46 | 2275,51 | 2392,34 |
| Re_E | 279,41 | 276,47 | 282,32 | 286,33 | 280,31 |
| Pr_E | 5,31 | 5,34 | 5,25 | 5,17 | 5,28 |
| Nu_E | 3,25 | 3,27 | 3,83 | 3,95 | 4,15 |

Tableau N° 31

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLÈLES

GRANDEURS CALCULÉES pour l'EAU

DEBIT d'EAU : $70 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 31 | 46 | 60 | 82 | 100 |
| W _A (kg/h) | 14,75 | 16,81 | 20,96 | 24,88 | 29,09 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h · m ²) | 48,40 | 55,15 | 68,76 | 81,64 | 95,46 |
| Φ _A (kcal/h) | 593,38 | 593,38 | 628,95 | 664,5 | 655,78 |
| Φ _A (kJ/h) | 2483,34 | 2483,34 | 2629,02 | 2777,61 | 2741,16 |
| Δt _{ML1} (°C) | 95,62 | 87,82 | 80,07 | 72,72 | 64,87 |
| h ₁ (kcal/h · m ² · °C) | 54,17 | 58,97 | 50,21 | 79,77 | 88,25 |
| h ₁ (kJ/h · m ² · °C) | 226,43 | 246,49 | 209,88 | 333,44 | 368,89 |
| Re _A | 10695 | 12399 | 15663 | 18850 | 22497 |
| Pr _A | 0,736 | 0,738 | 0,741 | 0,741 | 0,744 |
| Nu _A | 35,81 | 39,78 | 34,59 | 55,73 | 63,22 |
| Log Re _A | 9,28 | 9,43 | 9,66 | 9,84 | 10,02 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,70 | 3,80 | 3,66 | 4,14 | 4,26 |

Tableau N° 32

E COULEMENT A COURANTS PARALLELES
 -GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU-

-DEBIT d'EAU : 45 l/h

| | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression statique mm H ₂ O | 14 | 44 | 62 | 85 | 121 |
| W_E (kg/h) | 44,87 | 44,85 | 44,85 | 44,84 | 44,83 |
| $G_E \cdot 10^{-3}$ (kg/h.m ²) | 30754 | 307,40 | 307,40 | 307,33 | 307,26 |
| Φ_E (kcal/h) | 44377 | 577,87 | 600,21 | 622,47 | 685,01 |
| Φ_E (kJ/h) | 1854,95 | 2415,50 | 2508,87 | 2601,91 | 2863,33 |
| h_o (kcal/h.m ² °C) | 29,14 | 46,38 | 53,63 | 59,61 | 75,74 |
| h_o (kJ/h.m ² °C) | 121,82 | 193,87 | 224,18 | 249,18 | 315,77 |
| Δt_{ML2} (°C) | 11,86 | 11,83 | 11,18 | 12,39 | 10,68 |
| h_2 (kcal/h.m ² °C) | 289,98 | 378,57 | 416,07 | 389,17 | 497,08 |
| h_2 (kJ/h.m ² °C) | 1212,14 | 1582,43 | 1739,16 | 1626,73 | 2077,80 |
| Re_E | 35771 | 372,17 | 372,17 | 380,46 | 387,89 |
| Pr_E | 6,37 | 6,12 | 6,12 | 5,96 | 5,85 |
| Nu_E | 2,15 | 2,81 | 3,09 | 2,88 | 3,67 |

Tableau N° 33

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR

DEBIT d'EAU : 45 l/h

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 14 | 44 | 62 | 85 | 121 |
| W _A (kg/h) | 838 | 16,10 | 20,00 | 23,63 | 32,32 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h.m ²) | 27,48 | 52,82 | 65,62 | 77,54 | 106,05 |
| Φ _A (kcal/h) | 443,77 | 577,87 | 600,21 | 621,47 | 685,01 |
| Φ _A (kJ/h) | 1854,95 | 2415,50 | 2508,87 | 2601,91 | 2863,33 |
| ΔT _{ML1} (°C) | 112,88 | 89,90 | 80,02 | 71,77 | 62,55 |
| R ₁ (kcal/h.m ² °C) | 34,32 | 56,12 | 65,48 | 75,72 | 95,61 |
| R ₁ (kJ/h.m ² °C) | 143,46 | 234,56 | 273,71 | 316,49 | 399,63 |
| Re _A | 5897 | 11927 | 15119 | 18095 | 25382 |
| Pr _A | 0,739 | 0,739 | 0,743 | 0,741 | 0,764 |
| Nu _A | 2202 | 3825 | 4574 | 5347 | 71,35 |
| Log Re _A | 8,68 | 9,39 | 9,62 | 9,80 | 10,94 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,21 | 3,77 | 3,94 | 4,10 | 4,38 |

Tableau N° 34

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

— GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR —

DEBIT d'EAU : 60 l/h

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mmH ₂ O) | 115 | 130 | 152 | 164 | 180 |
| $\frac{W_A}{(kg/h)}$ | 29,58 | 34,22 | 33,78 | 35,61 | 36,90 |
| $\frac{G_A \times 10^{-3}}{(kg/h \cdot m^2)}$ | 97,06 | 112,26 | 110,84 | 116,84 | 121,06 |
| $\frac{\Phi_A}{(kcal/h)}$ | 848,00 | 913,75 | 835,97 | 841,94 | 800,06 |
| $\frac{\Phi_A}{(kJ/h)}$ | 3544,64 | 3819,48 | 3494,36 | 3519,32 | 3344,27 |
| Δt_{ML1} (°C) | 81,25 | 77,27 | 74,01 | 79,94 | 66,71 |
| $\frac{R_{h1}}{(kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C)}$ | 91,11 | 103,24 | 98,61 | 91,95 | 104,70 |
| $\frac{R_{h1}}{(kJ/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C)}$ | 380,86 | 431,53 | 412,18 | 384,33 | 437,65 |
| Re A | 22259 | 25963 | 25810 | 27359 | 28692 |
| Pr A | 0,741 | 0,748 | 0,743 | 0,739 | 0,771 |
| Nu A | 63,20 | 70,78 | 69,63 | 64,93 | 78,13 |
| Log Re A | 10,01 | 10,16 | 10,16 | 10,22 | 10,26 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 4,27 | 4,37 | 4,36 | 4,29 | 4,46 |

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU

DEBIT d'EAU : 60 l/h

| | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| Pression Statique (mm H ₂ O) | 115 | 130 | 152 | 164 | 180 |
| W _E (kg/h) | 59,79 | 59,80 | 59,79 | 59,79 | 59,79 |
| G _E × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 409,80 | 409,87 | 409,80 | 409,80 | 409,80 |
| Q _E (kcal/h) | 84800 | 913,75 | 835,97 | 841,94 | 800,06 |
| Q _E (kJ/h) | 354464 | 381948 | 349436 | 351932 | 334427 |
| h ₀ (kcal/h m ² °C) | 77,58 | 87,86 | 82,16 | 85,51 | 86,42 |
| h ₀ (kJ/h m ² °C) | 324,30 | 367,27 | 34342 | 35742 | 36124 |
| Δt ML2 (°C) | 13,35 | 12,29 | 15,11 | 13,08 | 13,49 |
| h ₁₂ (kcal/h m ² °C) | 49228 | 576,21 | 428,77 | 498,86 | 459,63 |
| h ₁₂ (kJ/h m ² °C) | 2057,75 | 2408,52 | 1792,27 | 2085,22 | 1921,27 |
| Re _E | 505,68 | 510,68 | 507,31 | 508,95 | 505,68 |
| Pr _E | 5,98 | 5,92 | 5,96 | 5,94 | 5,98 |
| Nu _E | 3,69 | 4,32 | 3,21 | 3,74 | 3,44 |

Tableau N° 36

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

_ GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU _

DEBIT D'EAU: 90 l/h

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| W_E (kg/h) | 89,77 | 89,77 | 89,83 | 89,82 | 89,79 |
| $G_E \times 10^{-3}$ (kg/h m ²) | 615,28 | 615,28 | 615,69 | 615,69 | 615,30 |
| ϕ_E (kcal/h) | 956,07 | 780,30 | 646,49 | 664,24 | 663,91 |
| ϕ_E (kJ/h) | 2324,39 | 3261,64 | 2701,90 | 2776,37 | 2775,16 |
| R_0 (kcal/h m ² °C) | 39,90 | 61,11 | 52,97 | 57,75 | 60,54 |
| R_0 (kJ/h m ² °C) | 166,76 | 255,44 | 221,40 | 241,39 | 253,08 |
| Δt_{ML2} (°C) | 12,00 | 12,23 | 12,03 | 11,89 | 11,81 |
| R_2 (kcal/h m ² °C) | 359,13 | 494,47 | 416,42 | 432,93 | 435,67 |
| R_2 (kJ/h m ² °C) | 1501,16 | 2066,87 | 1740,63 | 1809,65 | 1821,11 |
| Re_E | 698,77 | 698,77 | 662,12 | 662,12 | 686,64 |
| Pr_E | 6,59 | 6,59 | 6,96 | 6,96 | 6,71 |
| Nu_E | 2,66 | 3,67 | 3,09 | 3,20 | 3,22 |

Tableau N° 37

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

- GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR -

DEBIT d'EAU: 90 l/h

| Pression Statique (mm H ₂ O) | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|
| W_A (kg/h) | 11,40 | 18,99 | 17,08 | 19,50 | 21,01 |
| $G_A \times 10^{-3}$ (kg/h.m ²) | 37,40 | 62,32 | 56,03 | 63,99 | 68,92 |
| Φ_A (kcal/h) | 556,07 | 780,30 | 646,39 | 664,20 | 663,91 |
| Φ_A (kJ/h) | 2324,39 | 3261,64 | 2701,90 | 2776,77 | 2775,16 |
| ΔE_{ML1} (°C) | 109,36 | 98,82 | 94,11 | 88,06 | 83,48 |
| h_1 (kcal/h.m ² .°C) | 44,39 | 68,93 | 59,96 | 65,85 | 69,43 |
| h_1 (kJ/h.m ² .°C) | 187,55 | 288,14 | 250,64 | 275,24 | 290,21 |
| Re_A | 8145 | 13923 | 12668 | 14627 | 15887 |
| Pr_A | 0,739 | 0,735 | 0,739 | 0,738 | 0,742 |
| Nu_A | 28,96 | 46,03 | 40,87 | 45,36 | 48,50 |
| $\log Re_A$ | 9,01 | 9,54 | 9,45 | 9,59 | 9,67 |
| $\log \frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 3,49 | 3,95 | 3,83 | 3,94 | 4,00 |

Tableau N° 38

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

_ GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU _

PRESSION STATIQUE : 5 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 93,5 l/h

| Chauffage | { 3 AMPERE 60 Volt | { 4 A 108V | { 5A 135V | { 6A 162V | { 6,7 180V |
|--|-----------------------|---------------|--------------|--------------|---------------|
| W_E (kg/h) | 93,33 | 93,33 | 93,31 | 93,31 | 93,31 |
| $G_E \times 10^{-3}$ (kg/h m ²) | 639,68 | 639,68 | 639,55 | 639,55 | 639,55 |
| Φ_E (kcal/h) | 65,29 | 130,58 | 205,28 | 251,76 | 261,09 |
| Φ_E (kJ/h) | 272,92 | 545,84 | 858,08 | 1052,36 | 1091,34 |
| R_0 (kcal/h m ² °C) | 14,38 | 1860 | 21,16 | 2095 | 19,86 |
| R_0 (kJ/h m ² °C) | 60,10 | 77,74 | 88,44 | 87,58 | 83,00 |
| Δt_{ML2} (°C) | 3,66 | 4,98 | 6,28 | 7,37 | 7,95 |
| R_2 (kcal/h m ² °C) | 138,25 | 203,21 | 253,33 | 264,74 | 254,52 |
| R_2 (kJ/h m ² °C) | 577,89 | 849,43 | 1058,92 | 1106,62 | 1063,90 |
| Re_E | 680,32 | 680,32 | 687,78 | 693,60 | 693,60 |
| Pr_E | 7,07 | 7,07 | 6,96 | 6,90 | 6,90 |
| Nu_E | 1,04 | 1,53 | 1,90 | 1,98 | 1,91 |

Tableau N° 39

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

_ GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR _

PRESSION STATIQUE: 5 mm H₂O

DEBIT d'EAU: 93,5 l/h

| Chauffage | 3 Ampere 60 Volt | 4 A 108 V | 5 A 135 V | 6 A 165 V | 6,5 A 180 V |
|---|---------------------|--------------|--------------|--------------|----------------|
| W _A (kg/h) | 4,10 | 5,05 | 5,49 | 5,25 | 4,93 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h m ²) | 13,46 | 16,56 | 18,03 | 17,22 | 16,16 |
| Φ _A (kcal/h) | 65,29 | 130,58 | 205,98 | 251,76 | 261,09 |
| Φ _A (kJ/h) | 272,92 | 545,84 | 858,08 | 1052,36 | 1091,34 |
| Δt ML ₁ (°C) | 33,59 | 52,66 | 73,36 | 91,23 | 99,94 |
| R ₁ (kcal/h m ² °C) | 16,97 | 21,65 | 24,43 | 24,09 | 22,81 |
| R ₁ (kJ/h m ² °C) | 70,93 | 90,49 | 102,11 | 100,70 | 95,33 |
| Re _A | 3560 | 4106 | 4225 | 3876 | 3573 |
| Pr _A | 0,742 | 0,746 | 0,743 | 0,740 | 0,735 |
| Nu _A | 13,70 | 16,40 | 17,37 | 16,31 | 15,08 |
| Log Re _A | 8,18 | 8,32 | 8,37 | 8,26 | 8,18 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 2,74 | 2,91 | 2,97 | 2,91 | 2,84 |

Tableau N° 40

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU

PRESSION STATIQUE: 90 mm H₂O

DEBIT d'EAU: 93,5 l/h

| Chauffage | { 6 Ampere { 165 Volt | { 6,5 A { 180V | { 7 A { 195V | { 8 A { 220V | { 8,4 A { 250V |
|---|--------------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|
| W_E (kg/h) | 93,31 | 93,31 | 93,31 | 93,25 | 93,25 |
| $G_E \cdot 10^{-3}$ (kg/h m ²) | 639,55 | 639,55 | 639,55 | 639,14 | 639,14 |
| ϕ_E (kcal/h) | 410,28 | 494,14 | 559,41 | 745,33 | 819,86 |
| ϕ_E (kJ/h) | 1714,95 | 2065,64 | 2338,34 | 3115,47 | 3427,02 |
| h_0 (kcal/h m ² °C) | 58,01 | 62,70 | 61,58 | 65,71 | 66,39 |
| h_0 (kJ/h m ² °C) | 242,46 | 262,10 | 257,41 | 274,68 | 277,53 |
| Δt_{ML2} (°C) | 8,07 | 9,46 | 10,82 | 12,34 | 13,49 |
| h_2 (kcal/h m ² °C) | 394,01 | 404,83 | 400,69 | 468,10 | 471,01 |
| h_2 (kJ/h m ² °C) | 1646,97 | 1692,18 | 1674,87 | 1956,54 | 1968,82 |
| Re_E | 701,50 | 711,64 | 717,86 | 723,73 | 734,53 |
| Pr_E | 6,82 | 6,71 | 6,64 | 6,58 | 6,47 |
| Nu_E | 2,95 | 3,03 | 2,99 | 3,49 | 3,51 |

Tableau N° 41

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

- GRANDEURS CALCULEES pour l'AIR -

PRESSION STATIQUE : 90 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 93,5 l/h

| Chauffage | { 6 Ampères 16 Volt | { 6,5 A 180 V | { 7 A 195 V | { 8 A 220 V | { 8,4 A 230 V |
|---|------------------------|------------------|----------------|----------------|------------------|
| W _A (kg/h) | 22,72 | 26,13 | 25,47 | 26,00 | 26,35 |
| G _A × 10 ⁻³ (kg/h.m ²) | 74,55 | 85,73 | 83,58 | 85,31 | 86,45 |
| Φ _A (kcal/h) | 410,28 | 494,15 | 559,41 | 745,33 | 819,86 |
| Φ _A (kJ/h) | 1714,96 | 2065,64 | 2338,34 | 3115,47 | 3427,02 |
| ΔT _{ML1} (°C) | 49,85 | 55,03 | 63,51 | 80,22 | 87,24 |
| R ₁ (kcal/h.m ² .°C) | 71,85 | 78,39 | 76,90 | 81,11 | 82,04 |
| R ₁ (kJ/h.m ² .°C) | 300,33 | 327,68 | 321,42 | 339,04 | 342,94 |
| Re _A | 18645 | 21222 | 20282 | 19797 | 19727 |
| Pr _A | 0,748 | 0,744 | 0,739 | 0,743 | 0,740 |
| Nu _A | 55,06 | 59,17 | 56,53 | 57,07 | 56,51 |
| Log Re _A | 9,83 | 9,96 | 9,92 | 9,89 | 9,89 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0.4}}$ | 4,12 | 4,20 | 4,15 | 4,16 | 4,15 |

Tableau N° 42

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLELES

— GRANDEURS CALCULEES pour l'EAU —

PRESSION STATIQUE : 184 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 93,5 l/h

| Chauffage | { 6,5 AMPERES 180 Volt | { 7A 195V | { 7,5A 202V | { 8,0A 220V | { 8,4A 230V |
|--|---------------------------|--------------|----------------|----------------|----------------|
| W _E (kg/h) | 93,33 | 93,33 | 93,33 | 93,25 | 93,25 |
| G _E × 10 ³ (kg/h m ²) | 639,68 | 639,68 | 639,68 | 639,14 | 639,14 |
| Φ _E (kcal/h) | 540,88 | 634,14 | 708,67 | 801,23 | 829,18 |
| Φ _E (kJ/h) | 2260,88 | 2650,59 | 2962,24 | 3349,13 | 3465,95 |
| R ₀ (kcal/h m ² °C) | 8541 | 8866 | 8585 | 86,94 | 87,47 |
| R ₀ (kJ/h m ² °C) | 357,01 | 370,61 | 358,86 | 363,42 | 357,26 |
| Δt _{ML2} (°C) | 8,61 | 9,55 | 11,02 | 12,13 | 12,82 |
| R ₂ (kcal/h m ² °C) | 486,85 | 514,62 | 498,38 | 511,92 | 507,26 |
| R ₂ (kJ/h m ² °C) | 2035,03 | 2151,09 | 2083,25 | 2139,81 | 2095,26 |
| R _{EE} | 711,78 | 718,01 | 724,34 | 732,35 | 736,73 |
| P _{FE} | 6,71 | 6,64 | 6,58 | 6,49 | 6,44 |
| N _{UE} | 3,64 | 3,84 | 3,72 | 3,81 | 3,73 |

Tableau N° 43.

ÉCOULEMENT A COURANTS PARALLÈLES

_ GRANDEURS CALCULÉES pour l'AIR _

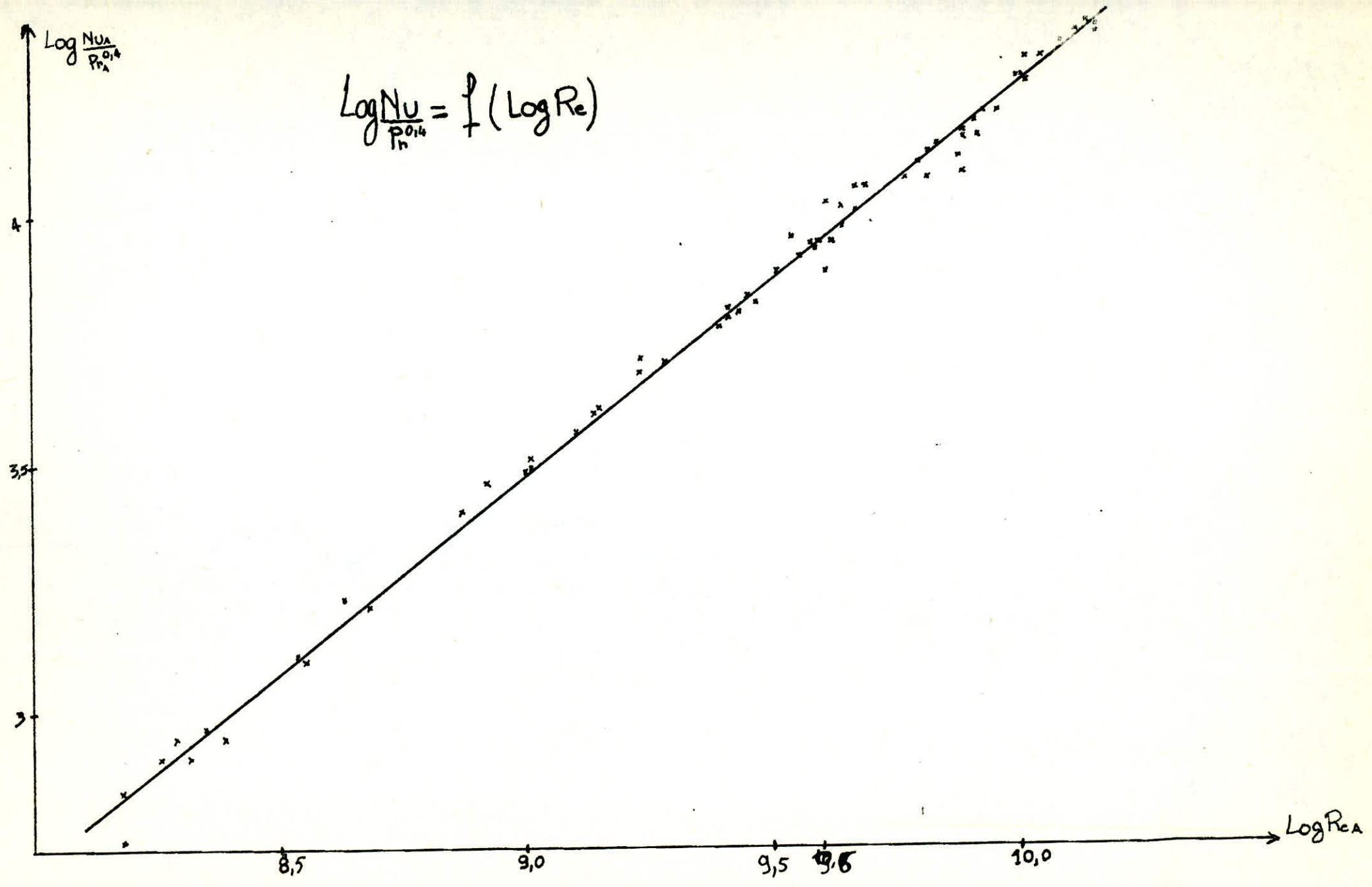
PRESSION STATIQUE : 184 mm H₂O

DEBIT d'EAU : 93,5 L/h

| Chauffage | { 6,5A 180Volt | { 7A 195V | { 7,5A 202V | { 8,0A 220V | { 8,4A 230V |
|--|-------------------|--------------|----------------|----------------|----------------|
| W _A (kg/h) | 41,05 | 42,61 | 40,62 | 40,74 | 38,90 |
| G _A × 10 ³ (kg/h m ²) | 134,67 | 139,79 | 133,28 | 133,01 | 127,63 |
| Φ _A (kcal/h) | 940,88 | 634,14 | 708,67 | 801,23 | 829,18 |
| Φ _A (kJ/h) | 2260,88 | 2670,59 | 2962,24 | 3349,13 | 3467,95 |
| Δt _{ML1} (°C) | 43,01 | 48,69 | 56,27 | 62,93 | 66,28 |
| R _{h1} (kcal/h m ² °C) | 109,79 | 113,70 | 109,95 | 111,15 | 109,21 |
| R ₁ (kJ/h m ² °C) | 458,90 | 475,27 | 459,58 | 464,61 | 456,52 |
| Re _A | 34508 | 35010 | 33920 | 32742 | 30599 |
| Pr _A | 0,744 | 0,747 | 0,740 | 0,740 | 0,743 |
| Nu _A | 85,83 | 87,16 | 82,36 | 81,70 | 79,39 |
| Log Re _A | 10,45 | 10,46 | 10,40 | 10,38 | 10,33 |
| Log $\frac{Nu}{Pr^{0,4}}$ | 4,57 | 4,58 | 4,53 | 4,52 | 4,49 |

Tableau N° 44

$$\text{Log} \frac{Nu}{Pr^{0,4}} = f(\text{Log} Re)$$



CHALEUR SPECIFIQUE de l'EAU à 1 atm.
(kcal/kg °C)

| T (°C) | CPE | T (°C) | CPE | T (°C) | CPE | T (°C) | CPE |
|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|
| 0 | 1,00803 | 26 | 0,99865 | 51 | 0,99926 | 76 | 1,00225 |
| 2 | 1,00636 | 27 | 0,99878 | 52 | 0,99935 | 77 | 1,00241 |
| 3 | 1,00564 | 28 | 0,99873 | 53 | 0,99943 | 78 | 1,00258 |
| 4 | 1,00495 | 29 | 0,99869 | 54 | 0,99950 | 79 | 1,00277 |
| 5 | 1,00433 | 30 | 0,99866 | 55 | 0,99959 | 80 | 1,00294 |
| 6 | 1,00378 | 31 | 0,99864 | 56 | 0,99969 | 81 | 1,00313 |
| 7 | 1,00325 | 32 | 0,99861 | 57 | 0,99978 | 82 | 1,00332 |
| 8 | 1,00277 | 33 | 0,99861 | 58 | 0,99998 | 83 | 1,00351 |
| 9 | 1,00234 | 34 | 0,99859 | 59 | 0,99998 | 84 | 1,00373 |
| 10 | 1,00194 | 35 | 0,99859 | 60 | 1,00007 | 85 | 1,00392 |
| 11 | 1,00158 | 36 | 0,99861 | 61 | 1,00019 | 86 | 1,00414 |
| 12 | 1,00124 | 37 | 0,99861 | 62 | 1,00029 | 87 | 1,00435 |
| 13 | 1,00093 | 38 | 0,99864 | 63 | 1,00041 | 88 | 1,00457 |
| 14 | 1,00067 | 39 | 0,99866 | 64 | 1,00053 | 89 | 1,00480 |
| 15 | 1,00041 | 40 | 0,99869 | 65 | 1,00065 | 90 | 1,00502 |
| 16 | 1,00019 | 41 | 0,99871 | 66 | 1,00079 | 91 | 1,00526 |
| 17 | 0,99998 | 42 | 0,99876 | 67 | 1,00091 | 92 | 1,00550 |
| 18 | 0,99978 | 43 | 0,99880 | 68 | 1,00105 | 93 | 1,00574 |
| 19 | 0,99962 | 44 | 0,99883 | 69 | 1,00117 | 94 | 1,00600 |
| 20 | 0,99947 | 45 | 0,99890 | 70 | 1,00131 | 95 | 1,00626 |
| 21 | 0,99933 | 46 | 0,99895 | 71 | 1,00146 | 96 | 1,00653 |
| 22 | 0,99921 | 47 | 0,99900 | 72 | 1,00160 | 97 | 1,00684 |
| 23 | 0,99912 | 48 | 0,99907 | 73 | 1,00177 | 98 | 1,00705 |
| 24 | 0,99902 | 49 | 0,99912 | 74 | 1,00191 | 99 | 1,00734 |
| 25 | 0,99892 | 50 | 0,99919 | 75 | 1,00208 | 100 | 1,00763 |

VISCOSITE de l'EAU
(kg/m.h)

| T °C | η |
|------|--------|
| 0 | 6,45 |
| 5 | 6,19 |
| 10 | 4,71 |
| 15 | 4,71 |
| 20 | 3,62 |
| 25 | 3,22 |
| 30 | 2,88 |
| 40 | 2,36 |
| 50 | 1,98 |
| 60 | 1,69 |
| 70 | 1,46 |
| 80 | 1,28 |
| 90 | 1,14 |
| 100 | 1,02 |

MASSE
VOLUMIQUE de l'EAU

| T °C | ρ (kg/m ³) |
|------|-----------------------------|
| 0 | 999,8 |
| 10 | 999,6 |
| 20 | 998,2 |
| 30 | 995,6 |
| 40 | 992,2 |
| 50 | 988,0 |
| 60 | 983,2 |
| 70 | 977,7 |
| 80 | 971,8 |
| 90 | 965,3 |
| 100 | 958,3 |

CONDUCTIVITE de l'EAU
(kcal/h m °C)

| T °C | λ (kcal/h m ²) |
|------|------------------------------------|
| 0 | 0,472 |
| 4 | 0,483 |
| 10 | 0,493 |
| 15 | 0,504 |
| 21 | 0,514 |
| 27 | 0,521 |
| 32 | 0,531 |
| 38 | 0,540 |
| 49 | 0,553 |
| 60 | 0,564 |
| 71 | 0,573 |
| 82 | 0,580 |
| 93 | 0,585 |

Tableau N° 46

CARACTERISTIQUES PHYSIQUES de l'AIR à 1 atm.

| T °C | ρ (kg/m ³) | C_p (kcal/kg°C) | λ (kcal/hm°C) | η (kg/m.s) |
|------|-----------------------------|-------------------|-----------------------|-----------------|
| 0 | 1,252 | 0,241 | 2,04 | 17,5 |
| 10 | 1,206 | 0,241 | 2,11 | 18,1 |
| 20 | 1,164 | 0,242 | 2,17 | 18,6 |
| 30 | 1,127 | 0,242 | 2,22 | 19,1 |
| 40 | 1,092 | 0,242 | 2,28 | 19,6 |
| 50 | 1,056 | 0,243 | 2,34 | 20,0 |
| 60 | 1,025 | 0,243 | 2,41 | 20,5 |
| 70 | 0,996 | 0,243 | 2,46 | 20,8 |
| 80 | 0,968 | 0,244 | 2,52 | 21,4 |
| 90 | 0,942 | 0,244 | 2,58 | 22,0 |
| 100 | 0,916 | 0,244 | 2,64 | 22,2 |
| 120 | 0,870 | 0,245 | 2,75 | 23,2 |
| 140 | 0,827 | 0,245 | 2,86 | 24,0 |
| 160 | 0,789 | 0,246 | 2,96 | 24,6 |
| 180 | 0,755 | 0,247 | 3,07 | 25,5 |

Tableau N° 47

BIBLIOGRAPHIE

- [1] WUTHIER : "Raffinage du Genie Chimique" Tome II
- [2] MC ADAMS : "Transmission de la chaleur" (1964)
- [3] A.P COLBURN : "A method of correlation forced convection Heat Transfer: Data and a comparison with Fluid Friction" AICHE Journal vol 29 (1933) p 174
- [4] KUTATE LADZE SS : "Fundamental of Heat Transfer" London (1973)
- [5] DESMON et SAMS : Natl. Advisory Comm. Aeronaut. Tech. Note 2629 (Février 1952)
- [6] MARCHAL R : "Transmission de la chaleur dans un tube" (1977)
- [7] CHIMINISOFF et DAVIS : "AICHE Journal" (1979)
- [8] SADER et TATE : "Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes" (1936)
- [9] W.M. KAYS and AL LONDON : "Compact heat exchangers. A summary of basic heat transfer and flow friction design data" (1954).
- [10] ROYDS GS et CAMPBELLA : "Trans. Inst. Chemical engineers" 4, 398. (1964)
- [11] ROBINSON KE : "Trans. Inst. Chem. Eng." 48, 126 (1970)
- [12] HAUSEN : "
- [13] L.S MARKS et AL : "Mechanical engineers Handbook" New York (1958)
- [14] VJ PARTINGTON : "An advanced treatise on physical Chemistry." London (1959)
- [15] D.L TIMROT and N. VARGAFTIK, J. "Tech. Phys, USSR, 10, 1063 (1940).

