

7/83

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
»o«

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENNE
»o«

3ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

»o«

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
الميكانيكية

PROJET NATIONAL POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

**BANC DE T.P. D'ECHANGEURS
DE CHALEUR**

Proposé et suivi par :
Mr DJEBLOUN Mohamed
Maître assistant à l'ENPA

Etudié par :
BAZINE Chabane

Promotion Janvier 1983

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
—»O«—

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENNE
—»O«—

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE
—»O«—

PROJET DE FIN D'ETUDES

**BANC DE T.P. D'ECHANGEURS
DE CHALEUR**

Proposé et suivi par :

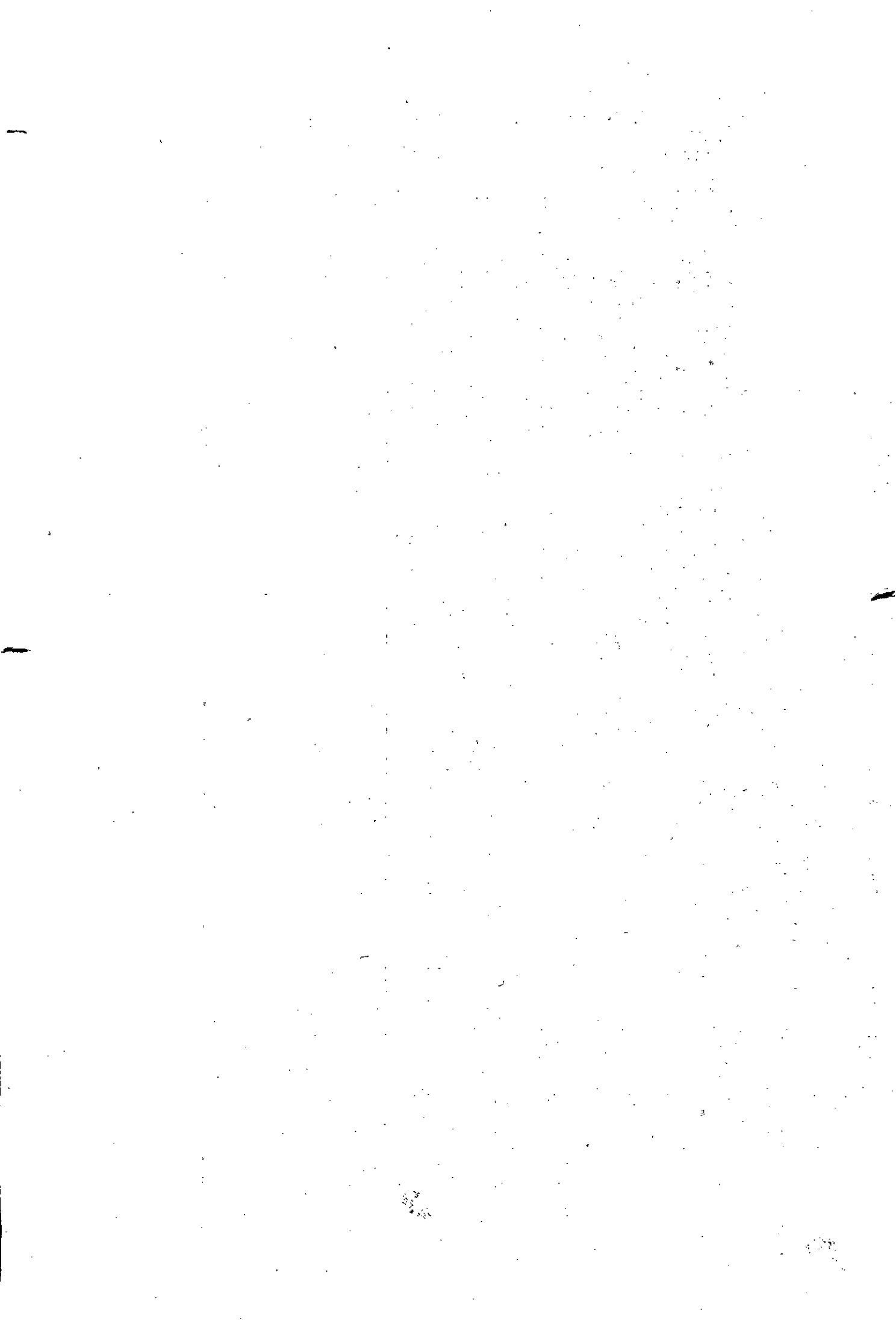
Mr DJEBLOUN Mohamed

Maître assistant à l'ENPA

Etudié par :

BAZINE Chabane

Promotion Janvier 1983



Remerciements

- Je tiens à remercier très vivement monsieur **M. DJEBLOUN**
Maître assistant, à l'école nationale polytechnique d'Alger (E.N.P.A)

Pour l'aide combien précieuse qu'il m'a prodiguée tout au long
de mon travail et pour les efforts qu'il a déployés durant tout
ce semestre, pour m'avoir assuré un très bon encadrement.

Je remercie aussi tous les professeurs du département de génie
mécanique, pour avoir contribué à ma formation d'ingénieur et
aussi ceux qui m'ont enseigné pour que j'arrive à ce stade des
études

BAZINE. Ch

Dédicace

Je dédie ce travail :

- à ma mère.
- à mon père
- à mes frères et sœurs

qui ont donné le meilleur d'eux-mêmes
afin que ma formation aboutisse.

BAZINE Chabane

INTRODUCTION

L'échange de chaleur a lieu chaque fois qu'un gradient de température existe à l'intérieur d'un système, ou lorsque deux systèmes à températures différentes sont mis en contact. Le processus par lequel le transfert de l'énergie s'effectue est désigné par le terme transmission de chaleur. La grandeur transférée, appelée chaleur ne peut être ni mesurée ni observée directement, mais les effets qu'elle produit sont sujets à l'observation et aux mesures. Du point de vue technique, le problème clé est la détermination du débit calorifique pour une différence de température donnée. Pour estimer le prix, la possibilité, et les dimensions d'un équipement nécessaire au transfert d'une quantité de chaleur déterminée dans un temps donné, il est nécessaire de faire une analyse détaillée de la transmission de chaleur.

Les dimensions des chaudières, des radiateurs, des réfrigérateurs et des échangeurs ne dépendent pas seulement de la quantité de chaleur à transmettre mais plutôt du débit calorifique à transférer dans des conditions données.

Le fonctionnement convenable des éléments d'équipement tel que, par exemple, les aubes d'une turbine ou les parois des chambres de combustion, dépend de la possibilité de refroidissement de certaines pièces métalliques par évacuation rapide et continue de la chaleur de la surface. Aussi dans le projet des machines électriques, des transformateurs et des paliers, on doit faire une analyse de la transmission de la chaleur pour éviter des conditions qui conduiraient à un échauffement anormal.

Ces exemples variés montrent que les problèmes de transmission de chaleur, qu'on rencontre dans presque toutes les branches d'industrie, nécessitent une analyse détaillée sur la transmission de chaleur.

Premier chapitre

1. But et description du banc d'essai

1.1 But du banc d'essai :

Ce banc de T.P d'échange de chaleur, a pour but l'initiation aux principes fondamentaux de transfert de chaleur. Il est d'une grande importance pédagogique du point de vue connaissances de base en énergétique.

Les résultats expérimentaux que nous pourrions obtenir dans ce domaine fondamental sont :

La détermination des coefficients de transfert thermique.

- fluide chaud / tubes
- tubes / eau froide
- et le coefficient globale d'échange de chaleur

Dans notre cas les coefficients d'échange de chaleur seront obtenus pour les écoulements suivants :

- écoulement parallèle
- écoulement à contre courant
- " " à un parcours extérieur et deux parcours intérieurs

Le processus d'échange thermique est obtenu par convection forcée, il est d'une grande importance pratique dans de nombreuses branches industrielles dans les domaines thermiques et chimiques. On peut citer les radiateurs des véhicules et les appareils de climatisation ext...

1.2 Description du banc d'essai :

- L'unité eau chaude comprend un réservoir calorifugé de trois résistances immergées électrique.

un thermostat à commande manuelle nous permettra d'afficher une température pour l'eau chaude et de la contrôler.

Les débits en eau chaude sont assurés par une pompe motorisée qui peut nous donner un débit allant jusqu'à une valeur maximum de 20 l/mn.

Ces débits sont mesurés à l'aide d'un appareil de mesure de débits, un rotamètre disposés avant les raccords à étanchéités automatiques permettant l'alimentation en eau de l'échangeur.

une vanne, dite vanne de retour direct au réservoir, placée sur le circuit d'eau chaude, renvoie directement dans le réservoir, le surplus d'eau fourni par la pompe, on assure ainsi par turbulence l'uniformité de la température de l'eau dans le réservoir.

- L'unité eau froide comprend un réservoir calorifugé contenant un système de refroidissement, un évaporateur à ruissellement, ce dispositif de refroidissement est raccordé au groupe frigorifique utilisant le fréon 12 comme fluide frigorigène.

Le débit de l'eau froide est aussi assuré par une pompe motorisée possédant les mêmes caractéristiques que celle du fluide chaud.

un rotamètre disposé de la même façon que le circuit d'eau chaude nous permettra de relever les valeurs du débit.

un thermostat limite la température maximum à une valeur de 5°C

I.3 Description de l'appareillage du banc d'essai :

On a prévu deux types d'échangeurs de chaleur pour ce banc d'essai :

- un échangeur nous permet d'avoir un écoulement parallèle et un écoulement à contre courant.
- L'autre échangeur nous permet d'avoir la combinaison des deux écoulements précédents.

Ces deux types d'échangeurs sont constitués, l'un de cinq tubes en cuivre, l'autre de quatre tubes, ces tubes sont placés en parallèles dans une enveloppe en acier. L'ensemble est placé dans une enveloppe métallique, un matériau isolant (la laine de verre) garnit l'espace entre les deux parois de l'enveloppe. Les dimensions et les détails de construction sont donnés les planches de dessin des deux échangeurs.

Appareillage de mesure :

Il comprend : deux rotamètres à eau pour les mesures des débits des deux fluides chaud et froid.

Quatre thermomètres à mercure gradués de 1 à 100°C prévu pour la prise de température à l'entrée et à la sortie de l'échangeur pour les fluides chaud et froid.

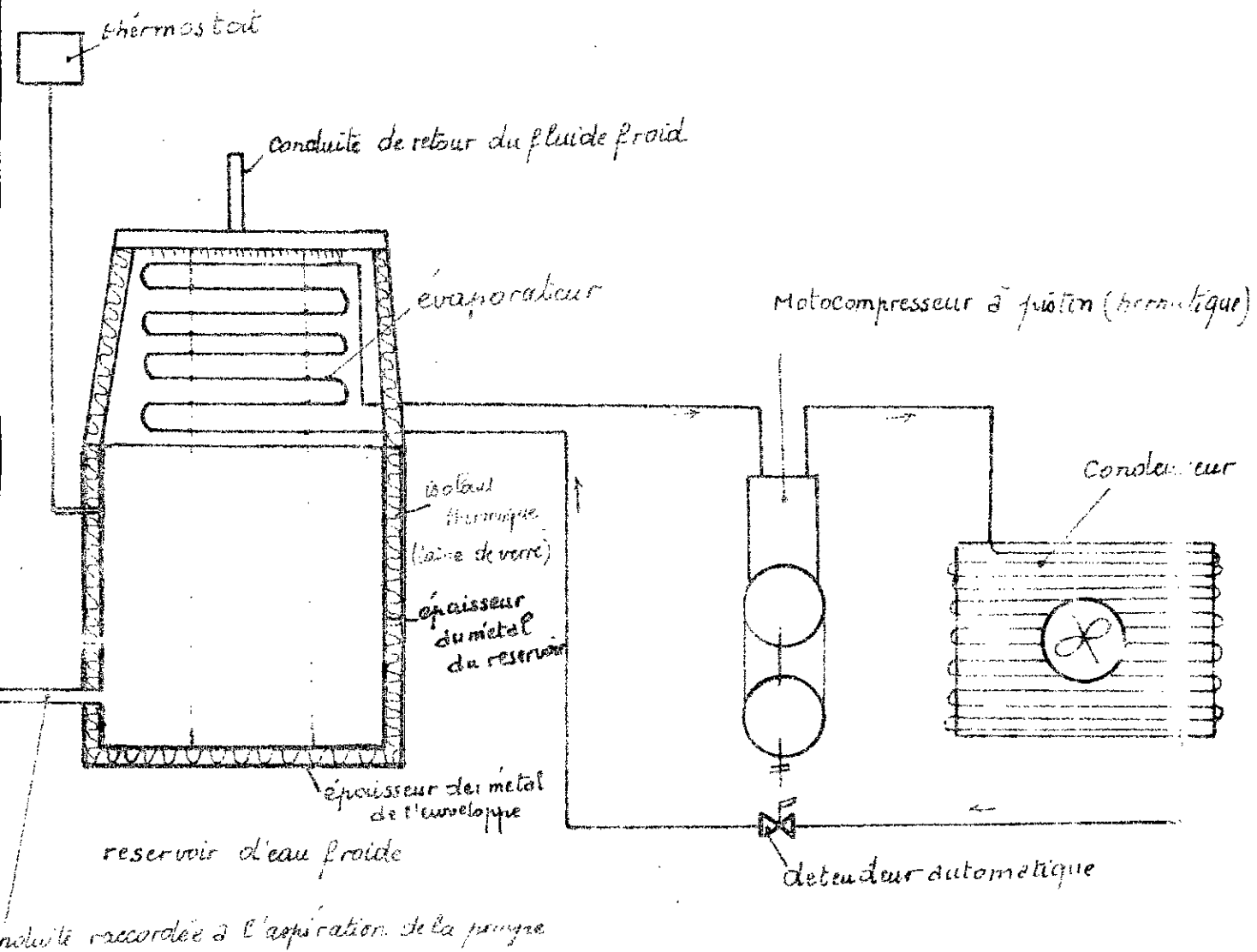
L'alimentation électrique prévue au banc d'essai :

On prévoit une alimentation électrique triphasé plus un neutre, 380/440V et 30A, 50HZ, branchée sur un disjoncteur.

On utilise des commandes électrique à poussoir pour la pompe et le groupe frigorifique.

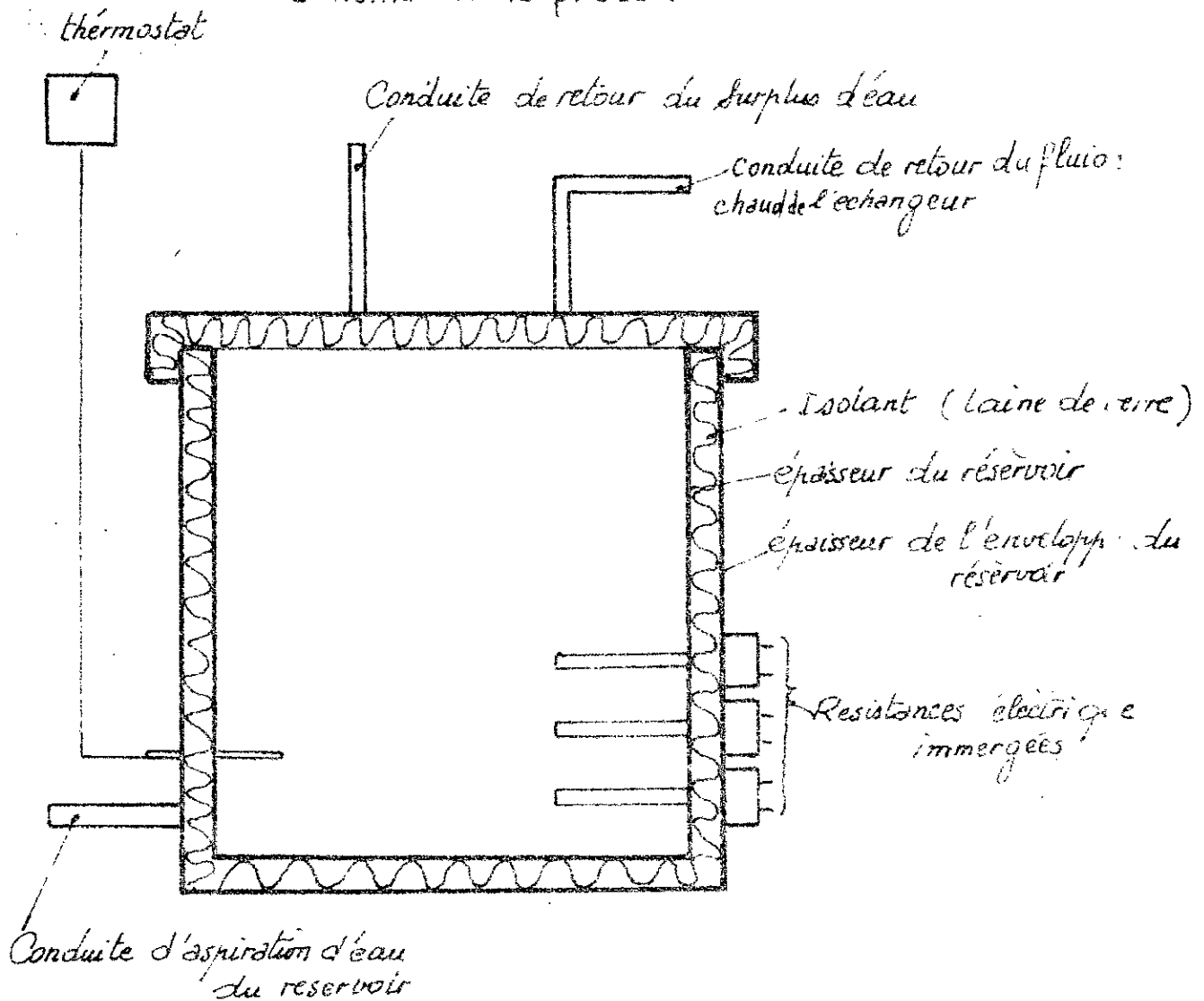
Pour ce qui est des résistances électrique on a prévu un potentiomètre nous permettant l'augmentation et la diminution de la puissance de chauffe, ainsi que l'arrêt et la marche de l'ensemble des résistances

Schéma de la production du fluide froid



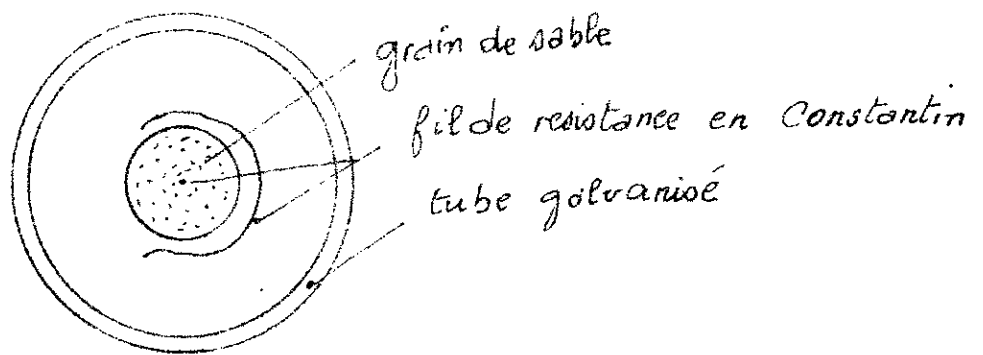
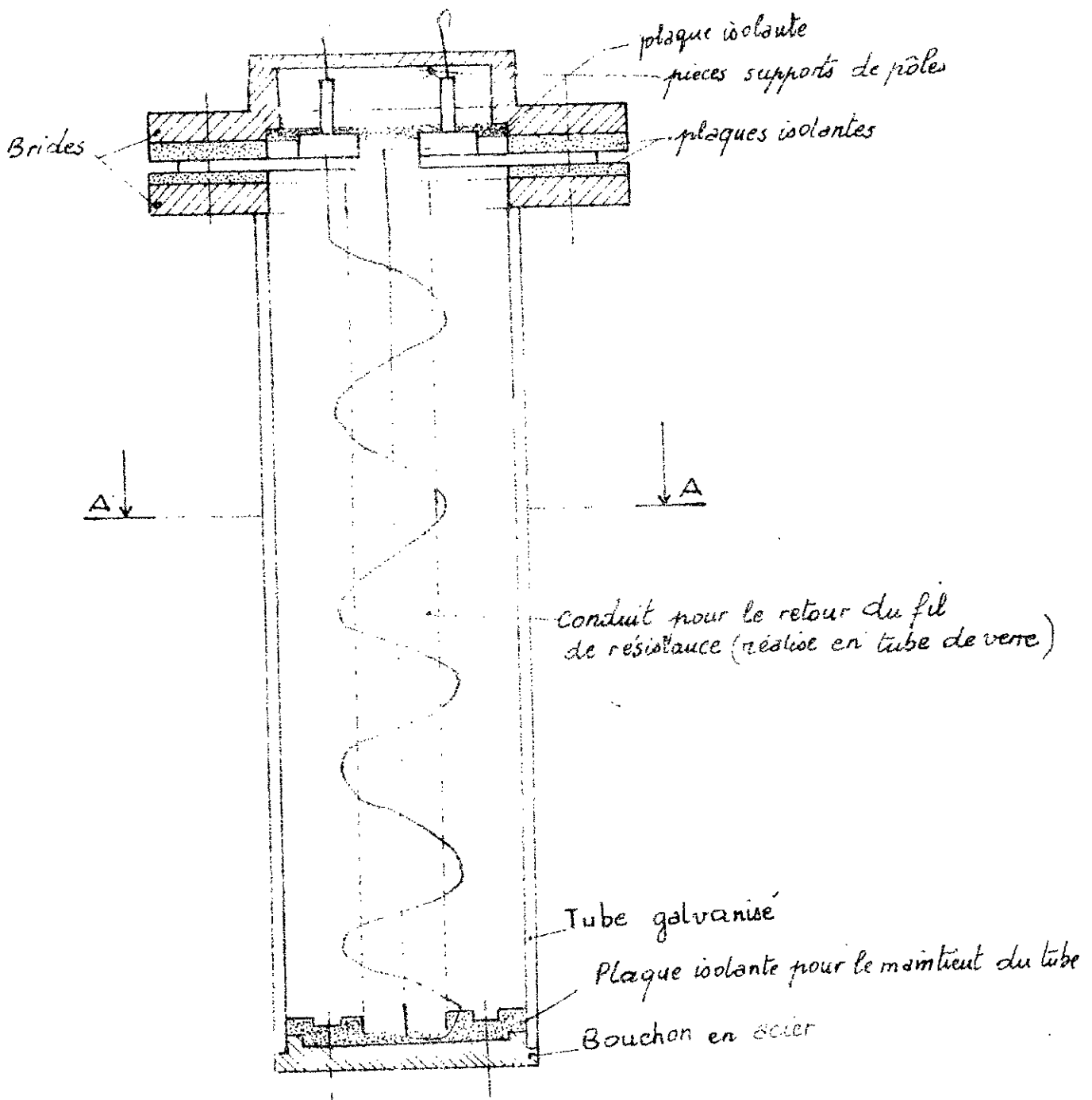
- * surface de l'évaporateur = $1,85 \text{ m}^2$ (calculée au chap III)
- * Dimensions extérieures de l'enveloppe du réservoir
 - $L =$ (longueur du bac ext) = $0,74 \text{ m}$
 - $l =$ (largeur du bac ext) = $0,47 \text{ m}$
 - $h =$ (hauteur " " ") = $0,36 \text{ m}$
- * Dimensions internes du bac
 - $L =$ (longueur int^{er} du bac) = $0,72 \text{ m}$
 - $l =$ (largeur " " ") = $0,45 \text{ m}$
 - $h =$ (hauteur " " ") = $0,34 \text{ m}$
- * épaisseur de l'isolant (laine de verre) = $e = 0,01 \text{ m}$

Schéma de la production du fluide chaud



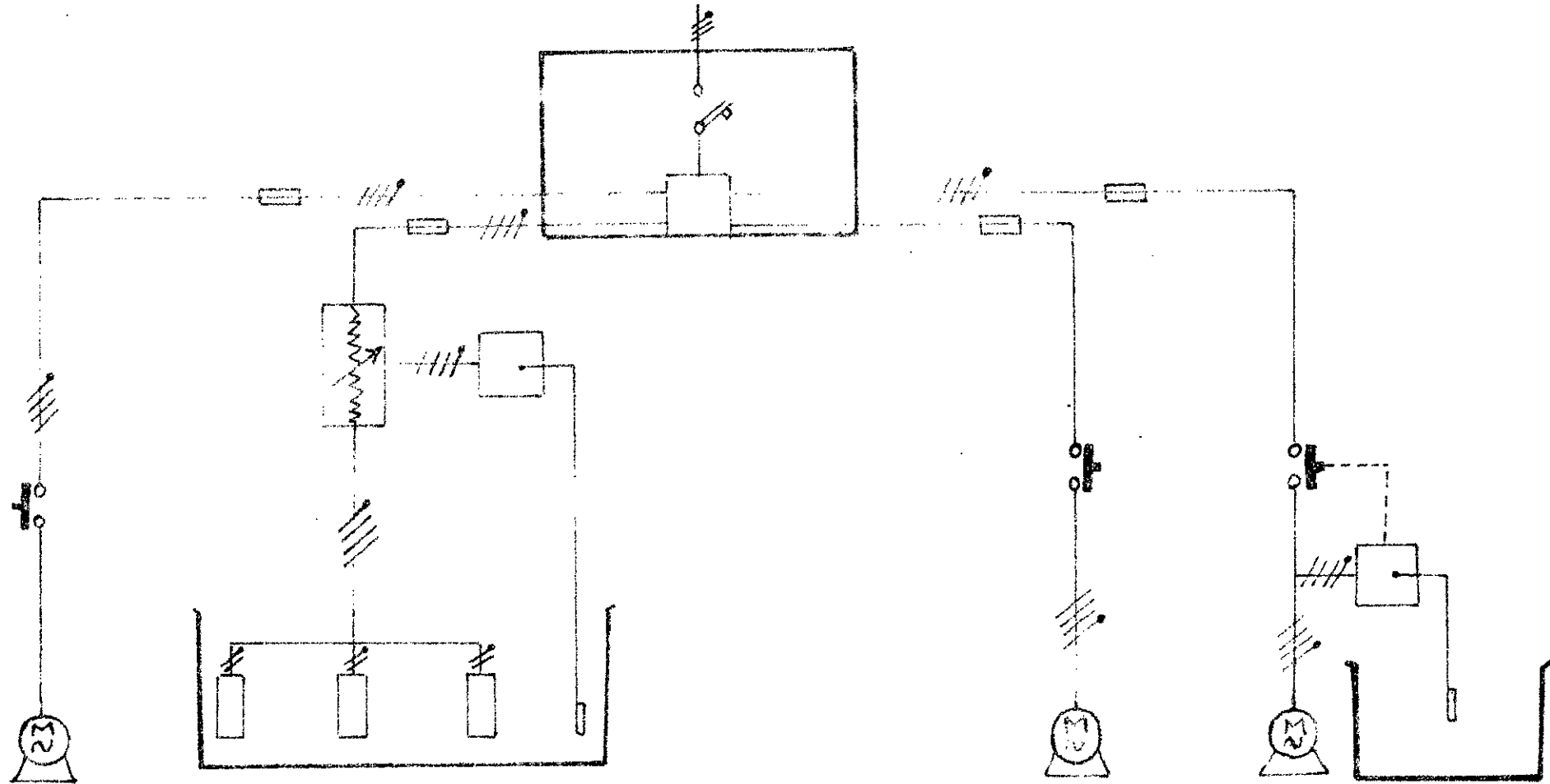
- * dimensions de l'enveloppe métallique
 - $L =$ longueur du réservoir ext = 0,74 m
 - $l =$ largeur du réservoir ext = 0,47 m
 - $h =$ hauteur du réservoir = 0,73 m
- * dimensions du réservoir interne
 - $L_1 =$ longueur du réservoir = 0,72 m
 - $l_1 =$ largeur du réservoir = 0,45 m
 - $h_1 =$ hauteur du réservoir = 0,71 m
- * épaisseur de l'isolant = $e = 0,01$ m

SCHEMA d'une résistance électrique immergée



Coupe A-A

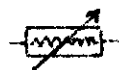
Schéma électrique du banc de T.P



■ Légende :



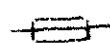
: Disjoncteur



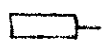
: Potentiomètre



: Boîte de dérivation



: Fusible de protection



: résistance électrique



: Moteur électrique



: commande à pousser



: thermostat

Deuxieme chapitre

II Étude thermique des échangeurs de chaleur

II.1 Échangeur de chaleur à courant parallèle et à contre courant :

Quelque soit le type d'appareil utilisé, si l'on ne considère que les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides, on établit le bilan thermique globale de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur Q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si l'on néglige les pertes.

$$Q = M c_{pe} (T_{c1} - T_{c2}) = (\pm) m c_{pf} (t_{f2} - t_{f1})$$

avec : les signes \oplus pour l'écoulement parallèle

\ominus pour l'écoulement à contre courant

Dans nos calcul on prend les données du projet :

$$q_{max} = \text{debit maximum} = 20 \text{ l/min}$$

$$T_{c1} = \text{température d'entrée du fluide chaud} = 70^\circ\text{C}$$

$$t_{f1} = \text{température d'entrée du fluide froid} = 5^\circ\text{C}$$

$$t_{f2} = \text{température de sortie du fluide froid} = 20^\circ\text{C}$$

II.1.2 Calcul de la température du fluide chaud à partir du Bilan thermique considéré

$$M c_{pe} (T_{c1} - T_{c2}) = m c_{pf} (t_{f2} - t_{f1})$$

$$(T_{c1} - T_{c2}) = \frac{m c_{pf}}{M c_{pe}} (t_{f2} - t_{f1}) \Rightarrow T_{c2} = T_{c1} - \frac{m c_{pf}}{M c_{pe}} (t_{f2} - t_{f1})$$

avec :

$$c_{pf} = c_{pe} \approx 1 \text{ kcal/c}^\circ\text{kg}$$

$$\rho_f = 999,45 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_c = 977,8 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{A.N : } T_{c2} = 70 - \frac{20 \cdot 10^{-3} \cdot 999,45 \cdot 1 \cdot 60}{20 \cdot 10^3 \cdot 977,8 \cdot 60 \cdot 4} (20 - 5) = 54,66^\circ\text{C}$$

II.1.3 Différence de température moyenne :

Les températures des fluides, dans un échangeur, ne sont pas constantes, la chaleur s'écoule à partir du fluide le plus chaud dont la température décroît lors du passage à travers l'échangeur.

Les figures ci dessous (a) et (b) représentent les conditions d'un écoulement parallèle d'une part et écoulement à contre courant d'autre part dans un échangeur de chaleur.

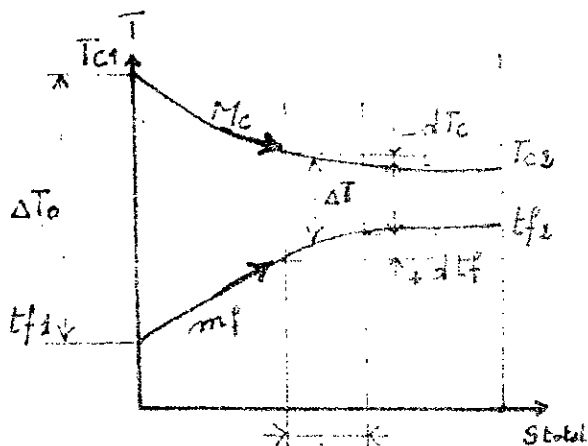


fig (a)

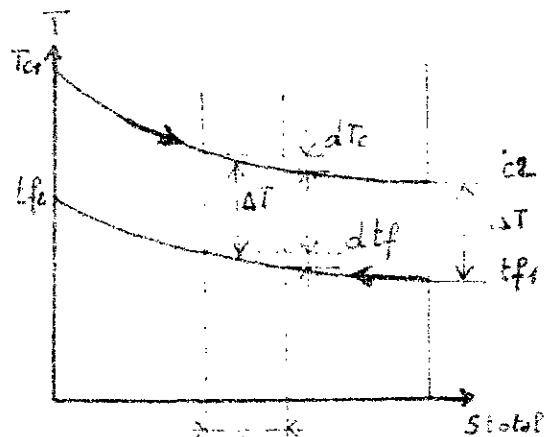


fig (b)

Pour déterminer le flux de chaleur dans ces deux cas on doit intégrer l'équation suivante :

$$dq = u dA \Delta T \quad (1)$$

sur toute la surface d'échange en considérant les conditions suivantes :

u : (conductance globale par unité de surface) = $co \cdot k$

On néglige les variations d'énergie cinétique

on considère le corps de l'échangeur isolé

Pour un écoulement parallèle ou à contre-courant le bilan énergétique appliqué à la surface ds donne :

$$dq = - M_c c_{pe} dT_c = \pm m_f c_{pf} dT_f = u ds (T_c - T_f) \quad (2)$$

Si la chaleur spécifique des fluides est indépendante de la température le bilan thermique à partir de l'entrée et jusqu'à une section trans-

- versale quelconque de l'échangeur s'écrit :

$$C_c (T_c - T_{ce}) = C_f (t_f - t_{fe}) \quad (3)$$

avec :

$C_c = M_c C_{pc}$ capacité calorifique du fluide chaud

$C_f = m_f C_{pf}$ capacité calorifique du fluide froid

La résolution de l'équation (3) nous donne

$$T_c = T_{ce} - \frac{C_f}{C_c} (t_f - t_{fe}) \quad (4)$$

ce qui nous conduit à :

$$T_c - t_f = \left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right) t_f + \frac{C_f}{C_c} t_{fe} + T_{ce} \quad (5)$$

en substituant l'équation (5) pour $T_c - t_f$ dans l'équation (2) on obtient
après quelques regroupements.

$$\frac{dt_f}{-\left[1 + \left(\frac{C_f}{C_c}\right)\right] t_f + \left(\frac{C_f}{C_c}\right) t_{fe} + T_{ce}} = \frac{U dA}{C_f} \quad (6)$$

on simplifie l'équation (6)

$$\ln \left[\frac{\left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right) (t_{fe} - t_{fs}) + (T_{ce} - t_{fe})}{(T_{ce} - t_f)} \right] = - \left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \right) U \cdot A \quad (7)$$

A partir de l'équation (3) on obtient pour toute la longueur de l'échangeur.

$$\frac{C_f}{C_c} = - \frac{T_{cs} - T_{ce}}{t_{fs} - t_{fe}} \quad (8)$$

de l'équation (8) on élimine les capacités calorifiques dans l'équation (7)

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - t_{fs}}{T_{ce} - t_{fe}} \right) = \left[(T_{cs} - t_{fs}) - (T_{ce} - t_{fe}) \right] \frac{U A}{q}$$

en posant : $T_c - t_f = \Delta T$ l'équation (9) s'écrit sous la forme

$$q = U A \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (10)$$

Les indices a et b se rapportent aux extrémités de l'échangeur

en général il est pratique d'utiliser une différence de température effective $\overline{\Delta T}$ pour l'échangeur

$$q = UA \overline{\Delta T}$$

En comparant les équations (10) et (9) on trouve que l'écoulement parallèle ou à contre courant

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (11)$$

où $\overline{\Delta T}$ représente la moyenne logarithmique de la différence de température globale

I.1.4 Calcul de la moyenne logarithmique de la différence de température globale

a) calcul de $\overline{\Delta T}_1$ pour l'écoulement parallèle :

$$\overline{\Delta T}_1 = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{65 - 34,66}{\ln \frac{65}{34,66}} = 48,25^\circ\text{C}$$

avec :

$$\Delta T_1 = T_{c1} - t_{f1} = 70 - 5 = 65^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - t_{f2} = 54,66 - 20 = 34,66^\circ\text{C}$$

b) calcul de $\overline{\Delta T}_2$ pour l'écoulement à contre courant :

Cet écoulement est obtenu sur le même échangeur de chaleur, mais

On inverse à l'un des fluides le sens d'écoulement.

$$\overline{\Delta T}_2 = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Après identification de ΔT_1 et ΔT_2 pour l'écoulement à contre courant

on trouve :

$$\Delta T_1 = T_{c1} - t_{f2} = 70 - 20 = 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - t_{f1} = 54,66 - 5 = 49,66^\circ\text{C}$$

A.N :

$$\overline{\Delta T}_2 = \frac{50 - 49,66}{\ln \frac{50}{49,66}} = 49,82^\circ\text{C}$$

Remarque :

on constate que l'identification de la différence logarithmique moyenne des deux types de circulation montre que le fonctionnement à contre courant est le plus avantageux.

II.1.4 Évaluation du coefficient d'échange de chaleur :

- Il existe quatre méthodes générales pour déterminer les coefficients d'échange de chaleur par convection :

1. L'analyse dimensionnelle combinée avec les expériences.
2. Les solutions mathématiques exactes des équations de la couche limite.
3. Les études approchées de la couche limite par les méthodes d'intégration.
4. L'analogie entre le transfert de chaleur de masse et de quantité de mouvement.

■ Les avantages et les inconvénients de l'utilisation des méthodes pour la détermination du coefficient d'échange de chaleur par convection.

• L'analyse dimensionnelle nécessite des calculs mathématiques simples son champ d'application est le plus vaste. La principale restriction de cette méthode provient du fait que les résultats obtenus sont incomplets et tout à fait inutilisables sans les données expérimentales.

• Les analyses mathématiques exactes nécessitent la solution simultanée des équations décrivant le mouvement du fluide et le transfert d'énergie dans le fluide en mouvement. Cette méthode présuppose que les mécanismes physiques soient suffisamment bien connus pour être décrits en langage mathématique.

De plus les détails de la solution mathématique sont très compliqués. Toutefois ils ne sont pas indispensables pour une application correcte des résultats.

- L'étude approchée de la couche limite évite la description mathématique détaillée de l'écoulement dans la couche limite. En échange, on utilise une équation simple pour décrire la répartition des vitesses et des températures dans la couche limite. On analyse ensuite le problème à une échelle macroscopique en appliquant l'équation du mouvement et celle de l'énergie à l'ensemble des particules fluides continues à l'intérieur de la couche limite.
- L'analogie entre le transfert de chaleur de masse et de quantité de mouvement est un outil important pour analyser les processus de transfert en écoulement turbulent pour les applications pratiques on peut justifier son emploi par le fait que les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les prédictions analytiques basées sur le modèle hypothétique.

Remarque :

Pour la détermination du coefficient, on choisit la méthode d'analyse dimensionnelle. Cette méthode a un champ d'application très vaste et nécessite des calculs mathématiques simples.

II.1.4.1 calcul du nombre de Reynolds à l'intérieur des tubes du fluide chaud :

Definition :

Le nombre de Reynolds caractérise pour un fluide donné le type d'écoulement

- l'écoulement est laminaire lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à 2100

- L'écoulement est dit stationnaire pour un nombre de Reynolds compris entre 2100 et 8000

- L'écoulement est turbulent pour $Re > 8000$

$$Re = \frac{v d_i \rho}{\mu} = \frac{v d_i}{\nu}$$

avec :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \text{viscosité cinématique}$$

d_i = diamètre intérieur du tube

v = vitesse du fluide à l'intérieur des tubes

a) Détermination de la vitesse d'écoulement à l'intérieur des tubes

$$q_{\max} = v \cdot S$$

avec : $S = 5S$

$$S = \text{section d'un tube} = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$q_{\max} = \text{débit maximum} = 20 \text{ l/min}$$

$$\text{A.D. : } v = \frac{q_{\max}}{5 \cdot S} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 5 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5}} = 0,85 \text{ m/s}$$

b) Détermination de la viscosité cinématique pour une température moyenne du fluide chaud.

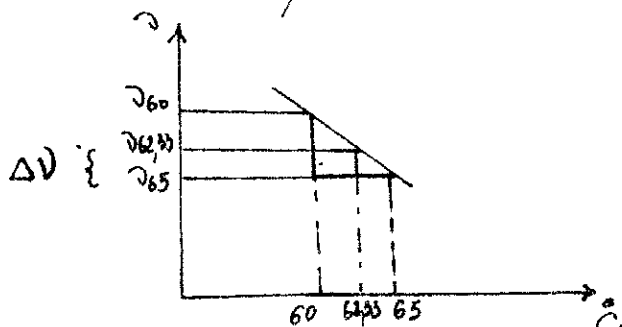
$$T_{\text{moyen}} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = \frac{70 + 54,66}{2} = 62,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

OR on relève deux valeurs de la viscosité cinématique :

$$\nu_{60} = 0,478 \text{ m}^2/\rho$$

$$\nu_{65} = 0,444 \text{ m}^2/\rho$$

donc pour trouver le coefficient de viscosité cinématique on procède par la méthode d'interpolation linéaire.



$$\nu_{62,33} = \nu_{65} + \Delta \nu \left|_{65}^{62,33}$$

$$\Delta v = (v_{60} - v_{65}) \left(\frac{65 - 62,33}{65 - 60} \right) \Rightarrow$$

$$v_{62,33} = v_{65} + (v_{60} - v_{65}) \left(\frac{65 - 62,33}{65 - 60} \right) = 10^{-6} \left[0,444 + (0,478 - 0,444) \left(\frac{65 - 62,33}{65 - 60} \right) \right] =$$

$$v_{62,33} = 0,462 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\rho$$

- d'où le nombre de Reynolds Re :

$$Re = \frac{v d_i}{\nu} = \frac{0,85 \cdot 0,01}{0,462 \cdot 10^{-6}} = 18398,3$$

Pour q_{max} l'écoulement à l'intérieur des tubes est turbulent

$$Re > 8000$$

Remarque :

Les expressions définitives obtenues à partir d'analogie plus perfectionnées sont très compliquées et l'évaluation du nombre de Nusselt dans un écoulement et pour des conditions limites thermiques données nécessite ordinairement une intégration numérique.

Pour cette raison, il est plus commode, pour des projets et les des d'utiliser des équations semi-empirique et des graphiques basés sur des analogies avancées.

Dans nos calculs pour l'écoulement turbulent on utilise des équations d'intérêt pratique et des graphiques liant le nombre de Nusselt au nombre de Reynolds, au nombre de Prandtl, à la configuration géométrique du système, au gradient de température et aux conditions limites thermiques.

II.1.4.2 Calcul de la conductance par unité de surface du fluide chaud.

Pour des fluides ayant des nombres de Prandtl compris entre 0,5 et 100 Colburn recommande, en s'appuyant sur des données expérimentales

que le nombre de Stanton soit multiplié par $Pr^{2/3}$

$$Pr^{2/3} St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = 0,023 Re^{-0,2} = J \quad (1)$$

avec:

J = facteur de Colburne

a) détermination du nombre de Prandtl:

Definition:

Le nombre de Prandtl est fonction exclusivement des propriétés du fluide. Il est défini comme étant le rapport de la viscosité cinématique du fluide et sa diffusivité thermique.

Le nombre de Prandtl est déterminé pour la température moyenne du fluide chaud

$T_m = 62,33^\circ\text{C}$ par interpolation linéaire on trouve:

$$Pr = 2,88$$

b) calcul du nombre de Stanton du facteur J de Colburne:

$$J = St \cdot Pr^{2/3} = 0,023 Re^{-0,2}$$

$$St = \frac{0,023 \cdot Re^{-0,2}}{Pr^{2/3}} = \frac{0,023}{(2,88)^{2/3}} (18398)^{-0,2} = 1,59 \cdot 10^{-3}$$

or le nombre de Stanton est évalué plus commodément par une méthode suggérée d'abord par Sieder et Tate et mise plus tard en application par Kays et London

$$St = \Phi(Re) \Psi(Pr) \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^n \quad (2)$$

Dans l'équation (2) toutes les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du fluide T_m et on tient compte des variations des propriétés physiques provoquées par le gradient de température.

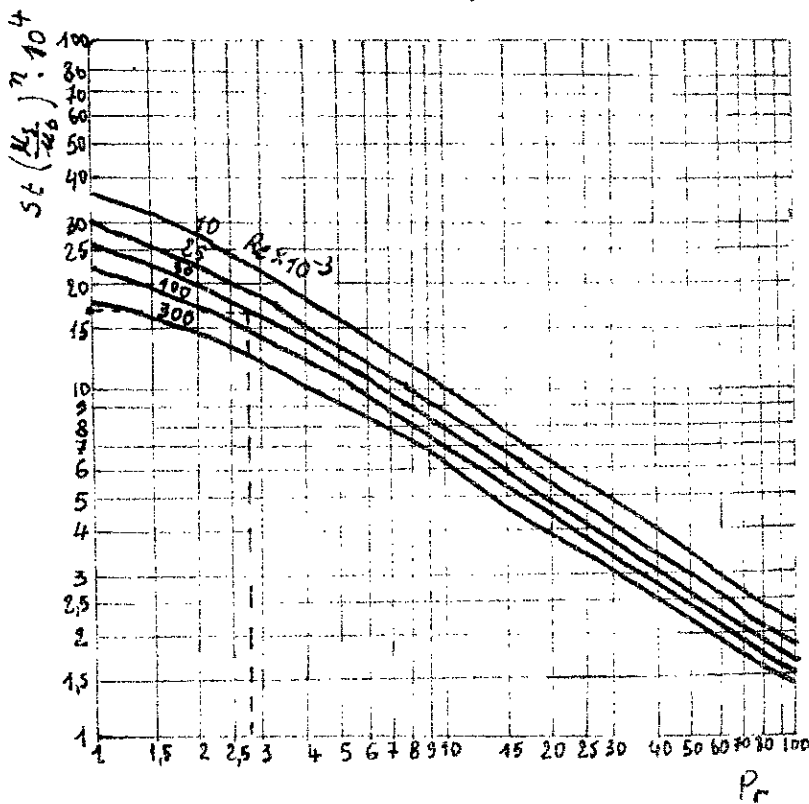
Le facteur de correction de la viscosité dynamique pour les liquides ayant des nombres de Prandtl supérieur à 1, l'exposant n du rapport des viscosités (μ_b/μ_s) est :

- $n = 0,36$ pour l'échauffement d'un liquide

- $n = 0,20$ pour le refroidissement d'un liquide

pour $Pr = 2,88$ et $Re = 18398$ on trouve d'après l'abaque fig 1

$$St \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^n = 13,5 \cdot 10^{-4}$$



de l'expression déterminée de l'abaque :

$$St \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^n = 13,5 \cdot 10^{-4}$$

et du nombre de Stanton calculé de l'équation (1)

$$St = 1,59 \cdot 10^{-3}$$

on détermine le rapport de la viscosité dynamique :

$$\left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^n = \frac{1,59 \cdot 10^{-3}}{1,35 \cdot 10^{-3}} = 1,18.$$

De la transformation de l'équation (2) on trouve l'expression de la conductance par unité de surface suivante

$$h_c = (13,5 \cdot 10^{-4}) \frac{K_b}{d_i} Re \cdot Pr \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,2}$$

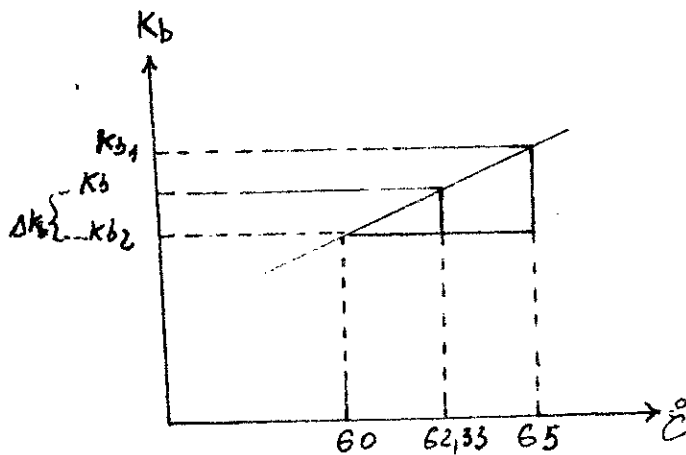
avec :

K_b = coefficient de conductivité du fluide chaud à la température moyenne

Pr = nombre de Prandtl du fluide chaud à la température moyenne

Re = nombre de Reynolds

Détermination de K_b par interpolation linéaire :



$$K_b = K_{b2} + \Delta K_b$$

$$\frac{\Delta K_b}{K_{b1} - K_{b2}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2}$$

$$K_b = K_{b2} - (K_{b1} - K_{b2}) \left(\frac{T - T_2}{T_1 - T_2} \right)$$

$$= 0,658 + (0,663 - 0,658) \left(\frac{62,33 - 60}{65 - 60} \right) =$$

$$\Rightarrow K_b = 0,660 \text{ W/m}^2\text{K}$$

calcul de la conductance par unité de surface pour le fluide et chaud

$$h_c = (13,5 \cdot 10^{-4}) \left(\frac{0,660}{0,01} \right) (18398) (2,88) (1,18) = 5570,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Remarque :

L'équation (2) est applicable pour n'importe quel type de variation de température de la paroi, de sorte que la distinction entre l'apport de chaleur uniforme et la température de paroi uniforme n'est pas nécessaire

Détermination de la conductance moyenne exacte :

On tient compte de l'effet de l'entrée pour des liquides s'écoulant en régime turbulent dans des tubes circulaires courts avec des entrée à étranglement

Vérification de la condition suivante :

$$2 < \frac{L}{D} < 60 \quad \Leftrightarrow \quad 2 < \frac{0,6}{0,014} < 60$$

$$2 < 42,85 < 60$$

La condition est vérifiée donc on applique la formule ci dessous pour la détermination de la conductance exacte par unité de surface.

$$\frac{h_{cL}}{h_c} = 1 + \left(\frac{d_{ex}}{L}\right)^{0,7}$$

avec : h_c = conductance pour un tube infiniment long
calculer précédemment

d_{ex} = diamètre extérieur du tube

$$A.N : \quad ReL = h_c \left[1 + \left(\frac{d_{ex}}{L}\right)^{0,7} \right] = 5570,9 \left[1 + \left(\frac{0,014}{0,6}\right)^{0,7} \right] = 5972,24 \frac{W}{m^2}$$

II.1.4.3 Détermination de la conductance par unité de surface du fluide froid.

a) Détermination du diamètre hydraulique

$$D_H = \frac{4 \text{ aire de la section transversal}}{\text{perimètre mouillé}}$$

$$D_H = \frac{4 \frac{\pi}{4} (D_i^2 - 5 d_{ex}^2)}{\pi (D_i - 5 d_{ex})} = \frac{(D_i^2 - 5 d_{ex}^2)}{(D_i - 5 d_{ex})}$$

avec :

$$D_i = \text{diamètre intérieur de l'enveloppe} = 0,074 \text{ m}$$

$$d_{ex} = \text{diamètre extérieur du tube} = 0,014 \text{ m}$$

$$A.N \quad D_H = \frac{(0,074)^2 - 5(0,014)^2}{(0,074) - 5(0,014)} = 1,12 \text{ m}$$

b) Détermination de la vitesse d'écoulement :

$$q_{\max} = V_2 \cdot S \Rightarrow V = \frac{q_{\max}}{S}$$

A.N :

$$V = \frac{20 \cdot 10^{-3} \times 14}{60 \cdot \pi \cdot 1,18^2} = 3,38 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$$

c) calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V D_H \rho}{\mu} = \frac{V \cdot D_H}{\nu} = \frac{3,38 \cdot 10^{-4} \cdot 112}{1,226 \cdot 10^{-6}} = 308,7$$

$Re < 2300$ donc l'écoulement du fluide froid est laminaire

* Caractéristique d'un écoulement laminaire

Les filets fluides glissent les uns contre les autres l'échange de chaleur entre deux molécules en contact se fait par conduction dans ce cas la convection peut être assimilée à une conduction entre deux corps en mouvement.

d) calcul de la conductance moyenne dans l'enveloppe par unité de surface :

L'étude de Pohlhausen donne des résultats acceptables pour un écoulement laminaire à l'intérieur des tubes, si l'écoulement répond aux conditions suivantes.

1^{re} Le nombre de Prandtl doit satisfaire la condition suivante :

$$1 < Pr < 1,5$$

Pr est déterminé pour une température moyenne, par interpolation linéaire on trouve : $Pr = 8,8$ donc il satisfait notre condition

2^{de} Condition

$$\frac{L}{D_H} < 0,0048 Re$$

avec :

L = longueur de l'enveloppe

Re = nombre de Reynolds

$$A.M \quad \frac{0,6}{1,12} < 0,0048 \cdot 308,7 \Leftrightarrow 0,53 < 1,48$$

donc la deuxième condition est vérifiée

Les deux conditions précédentes étant vérifiées nous pouvons appliquer l'équation empirique de Pohlhausen suivante :

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{4 L} \ln \left[\frac{1}{1 - \frac{2,654}{Pr^{0,167} (Re \cdot Pr \cdot D_H/L)^{0,5}}} \right]$$

avec :

$$Re = \text{Nombre de Reynolds} = 308,7$$

$$Pr = \text{Nombre de Prandtl} = 8,8$$

$$D_H = \text{diamètre hydraulique} = 1,12 \text{ m}$$

$$L = \text{longueur de l'enveloppe} = 0,6 \text{ m}$$

A.M :

$$Nu = \frac{308,7 \cdot 8,8 \cdot 1,12}{4 \cdot 0,6} \ln \left[\frac{1}{\frac{2,654}{8,8^{0,167} (308,7 \cdot 8,8 \cdot \frac{1,12}{0,6})^{0,5}}} \right] =$$

$$Nu = \mathbf{33,29}$$

OR le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{D_H \cdot h_e}{\lambda} = 33,29$$

d'où

$$h_e = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_H} = \frac{33,29 \cdot 0,581}{1,12} = 17,27 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Remarque :

On constate que la conductance par unité de surface pour l'écoulement turbulent est très élevée par rapport à celle de l'écoulement laminaire

II.1.4.4 Évaluation du coefficient global de transfert u

a) Pour un tube cylindrique le coefficient global est donné par la formule suivante :

$$u_i = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln r_e / r_i}{2\lambda} + \frac{r_i}{r_e h_e} \right]^{-1}$$

avec :

$h_i = h_c$ = coefficient de convection du film chaud

h_e = coefficient de convection du film froid

r_i = rayon interne du tube

r_e = rayon externe du tube

λ = conductibilité du métal du tube (en Cuivre).

A.N :

$$u_i = \left[\frac{1}{5570,9} + \frac{0,01 \ln \frac{0,014}{0,01}}{2 \cdot 378,16} + \frac{0,01}{0,014 \cdot 17,27} \right]^{-1}$$

$$u_i = 24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

avec :

$$h_i = 5570,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$h_e = 17,27 \frac{\text{W}}{\text{K m}^2}$$

$$\lambda = 378,16 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{K}}$$

b) Calcul du flux de chaleur échangé dans l'échangeur pour un écoulement parallèle

$$\Phi_1 = u_i S \overline{\Delta T}_1 = 24 \cdot 0,132 \cdot 48,25 = 152,85 \text{ W}$$

avec : u_i = coefficient global de transfert de chaleur

S = surface d'échange de chaleur total.

$$S = 5 \cdot \pi \cdot d \cdot L = 5 \cdot \pi \cdot 0,014 \cdot 0,6 = 0,132 \text{ m}^2$$

$\overline{\Delta T}$ = différence de la moyenne logarithmique de température

$$\overline{\Delta T} = 48,25 \text{ }^\circ\text{C}$$

c) calcul du flux de chaleur échangé dans l'échangeur pour un écoulement à contre courant :

$$\bar{\Phi}_2 = U_i S \Delta \bar{T}_2 = 24 \cdot 0,132 \cdot 49,82 = 165 \text{ W}$$

avec : $\Delta \bar{T}_2 = 49,82^\circ \text{C}$

Remarque :

Pour une même surface d'échange de chaleur, l'écoulement en contre courant nous donne un flux de chaleur supérieur à celui de l'écoulement parallèle.

II.1.5 Calcul de la perte de pression de l'échangeur à l'entrée, à la sortie et en cours d'écoulement.

II.1.5.1 Détermination de la perte de pression total du fluide chaud :

Le fluide chaud avant son entrée dans le faisceau tubulaire, vient d'une enceinte ou sa vitesse est beaucoup plus faible que dans le faisceau. Il en résulte que, à l'entrée l'écoulement est accéléré suivant la forme de la paroi de séparation de l'enceinte. Les pertes de pression sont plus ou moins importantes.

a) calcul de la perte de pression à l'entrée :

$$\Delta P_E = \xi_E \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{0,06 \cdot 977,8 \cdot 0,85^2}{2} = 21,19 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

avec :

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

v = vitesse d'écoulement du fluide (m/s)

ξ_E = résistance pour une entrée arrondie :

b) calcul de la perte de pression, pendant le parcours de mise en régime régulier

$$\Delta P_A = \frac{0,065 \rho v^2}{2} = \frac{0,065 \cdot 981,9 \cdot 0,85^2}{2} = 23,05 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

avec :

ρ = masse volumique du fluide chaud à la température moyenne

c) calcul de la perte de pression total du fluide chaud

La perte de pression à la sortie se traduit dans la plupart des cas uniquement par une pression dynamique.

$$\Delta P_T = \Delta P_A + \Delta P_E + \Delta P_S$$

avec :

$$\Delta P_S = \frac{\rho V^2}{2} = \frac{987,2 (0,85)^2}{2} = 356,6 \frac{N}{m^2}$$

d'où

$$\Delta P_T = 356,6 + 23,5 + 21,19 = 400,8 \frac{N}{m^2}$$

II.1.5.2 calcul de la perte de pression pour le fluide froid :

La perte de pression dans l'enveloppe pendant l'écoulement normalement établi est définie par :

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \frac{\rho V^2}{2}$$

avec :

ξ = résistance particulière

D_H = diamètre hydraulique

L = longueur de l'enveloppe

pour une section circulaire $\xi = \frac{64}{Re} = \frac{64}{308,7} = 0,207$

A.N: $\Delta P = 0,207 \frac{0,6 \cdot 999,3 (3,38 \cdot 10^{-4})^2}{1,12 \cdot 2} = 7,08 \cdot 10^{-6} \frac{N}{m^2}$

La perte de pression est très négligeable devant celle trouvée pour le fluide chaud :

II.2.1 Calcul thermique de l'échangeur à écoulements combinés

dans nos calcul pour la détermination de la température T_{c2} du fluide chaud

on ne considère que les conditions d'entrées et de sortie des deux fluides.

en établissant, le bilan thermique globale de l'appareil : la quantité de chaleur Q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si on néglige les pertes.

Les données du projet sont les suivantes

T_{c1} = température de sortie du fluide chaud = 70°C

t_{f1} = " " d'entrée du fluide froid = 5°C

t_{f2} = " " de sortie du fluide froid = 20°C

on détermine T_{c2} = température de sortie du fluide chaud par un calcul analogue à celui de l'échangeur précédent du bilan thermique suivant:

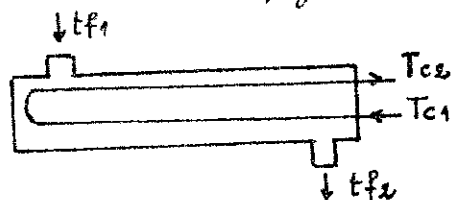
$$Q = m c_{pc} (T_{c1} - T_{c2}) = \pm m c_{pf} (t_{f2} - t_{f1})$$

et on trouve : $T_{c2} = 54,33^\circ\text{C}$

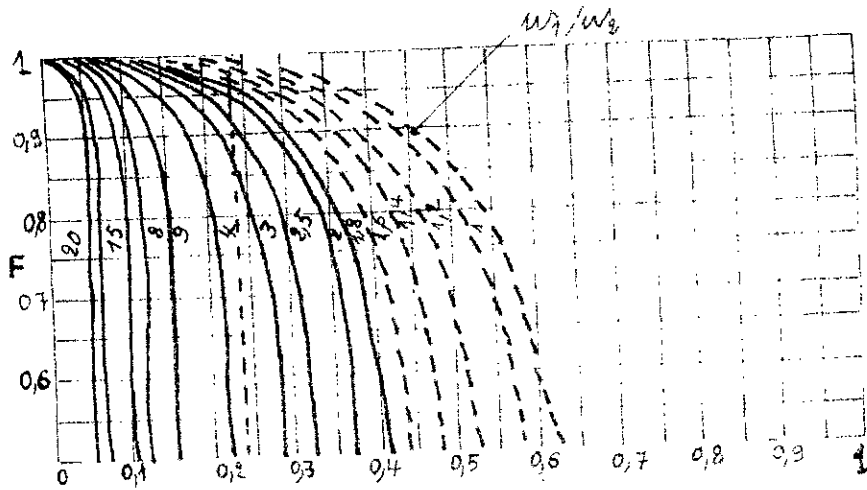
II.2.1.1 Calcul de la moyenne logarithmique de la différence de température globale:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

dans notre cas on a une éciotance simultanée de courant de même sens et de contre courant suivant le schéma de la fig ci dessous.



Il faut multiplier la différence moyenne logarithmique de température en contre courant par un facteur de convection F déterminé à partir de l'abaque ci dessous



avec : $w_2 = m_f c_{pf} = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 999,45$

$w_2 = M_c c_{pc} = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 977,8$

$c_{pc} = c_{pf} \approx 1 \text{ kcal/}^\circ\text{C kg}$

d'où le rapport : $\frac{w_2}{w_1} = \frac{20 \cdot 10^{-3} \cdot 999,45}{20 \cdot 10^{-3} \cdot 977,8} = 1,022$

$Z = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{f1} - T_{c1}} = \frac{54,66 - 70}{5 - 70} = 0,24$

- La valeur du coefficient de correction F est égal à 0,98 donc

$\Delta \bar{T}_2 = \Delta \bar{T} \cdot F = 49,82 \cdot 0,98 = 48,82^\circ\text{C}$

II.2.1.2 Evaluation de la conductance moyenne pour le fluide chaud

a) Calcul du nombre de Reynolds pour le fluide chaud

L'écoulement se fait dans deux tubes pour chaque écoulement interne

$Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} = \frac{v \cdot d_i \cdot \rho}{\mu}$

- Détermination de la vitesse d'écoulement à l'intérieur des tubes.

$q_{max} = v \cdot S \Rightarrow v = \frac{q_{max}}{S} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-5}} = 2,238 \text{ m/s}$

avec :

$S = 2 \cdot S \text{ (s: section d'un tube)} = 2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$

A.N $Re = \frac{2,238 \cdot 0,01}{0,462 \cdot 10^{-2}} = 49740,25$

Le nombre de Reynolds : $Re > 8000$ donc l'écoulement est turbulent

b) Détermination du nombre de Prandtl :

$$Pr = 2,88 \quad (\text{valeur prise pour une température moyenne})$$

c) calcul du nombre de Stanton par la formule empirique recommandée pour un écoulement turbulent par Colburn.

$$St = 0,085 Re^{-0,2} \cdot Pr^{-2/3} \quad (1)$$

avec : $Re = \text{nombre de Reynolds} = 49840,23$

$$Pr = \text{nombre de Prandtl} = 2,88$$

$$\text{A.N : } St = 0,085 \times (49840,23)^{-0,2} \times (2,88)^{-2/3} = 1,3 \cdot 10^{-3}$$

d) Détermination du nombre de Stanton par la méthode graphique :

Pour $Re = 49840,23$ et $Pr = 2,88$ on détermine la constante suivante de l'abaque fig 1 Page 18

$$St \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^n = 18 \cdot 10^{-4} \quad (2)$$

avec :

$\mu_s = \text{viscosité dynamique à la température de la paroi.}$

$\mu_b = \text{" " " à la température moyenne du fluide chaud}$

En combinant l'équation (1) et (2) on détermine le facteur de correction

$$\left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^n = \frac{18 \cdot 10^{-4}}{1,3 \cdot 10^{-3}} = 0,138$$

e) Détermination de la conductance moyenne par unité de surface.

$$St = \Phi(Re) \cdot \Psi(Pr) \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^n$$

on trouve l'expression donnant la conductance moyenne

$$h_c = (18 \cdot 10^{-4}) \frac{K_b}{d_{int}} \cdot Re \cdot Pr \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,2}$$

avec :

$$Pr = 2,66$$

$$K_b = 0,66 \frac{W}{m \cdot K}$$

A.N:

$$h_c = 18 \cdot 10^{-4} \times \frac{0,66}{0,01} \times (49740,25) \times 2,88 \times 0,138 = 2348,54 \text{ w/m}^2\text{K}$$

f) détermination de la conductance moyenne après la rectification en tenant compte de l'effet de l'entrée.

- vérification de la condition de la rectification:

$$2 < \frac{L}{d_{ex}} < 60$$

$$2 < \frac{0,75}{0,014} < 60 \iff 2 < 53,57 < 60$$

la condition est vérifiée donc on peut appliquer la formule ci-dessous:

$$\frac{h_{cL}}{h_c} = 1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0,7}$$

A.N: $h_{cL} = \left[1 + \left(\frac{0,014}{0,75}\right)^{0,7}\right] \cdot 2348,53 = 2493,25 \text{ w/m}^2\text{K}$

II.2.13 Détermination de la conductance à l'intérieur de l'enveloppe:

a) calcul du diamètre hydraulique:

$$D_H = \frac{4 \text{ aire de la section transversal}}{\text{périmètre mouillé}}$$

$$D_H = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} (D_i^2 - 4 d_{ex}^2)}{\pi (D_i - 5 d_{ex})} = \frac{(D_i^2 - 5 d_{ex}^2)}{(D_i - 5 d_{ex})}$$

A.N: $D_H = \frac{[(0,074)^2 - 4(0,014)^2]}{[0,074 - 4 \cdot 0,014]} = 0,26 \text{ m}$

b) détermination de la vitesse d'écoulement dans l'enveloppe.

$$q_{max} = v \cdot S \implies v = \frac{q_{max}}{S} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{5,31 \cdot 10^{-2} \cdot 60} = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

avec:

$$S = \text{section de l'enveloppe} = \frac{\pi D_H^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,26)^2}{4} = 5,31 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$q_{max} = 20 \text{ l/mn}$$

c) calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v \cdot D_H \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot D_H}{\nu}$$

avec :

ν = viscosité cinématique à la température moyenne: $1,226 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\rho$

A.N: $Re = \frac{6,29 \cdot 10^{-3} \cdot 0,26}{1,226 \cdot 10^{-6}} = 1333,9$

La valeur du nombre de Reynolds: $Re < 2300$ donc l'écoulement à l'intérieur de l'enveloppe est laminaire.

d) calcul de la conductance moyenne dans l'enveloppe.

Pour l'écoulement laminaire on utilise l'équation empirique de Pohlhausen avec vérification de son domaine d'application.

1^{re} vérification de la 1^{re} condition:

$$1 < Pr < 15$$

Pr = nombre de Prandtl à la température moyenne du fluide froid = 8,8

Donc : $1 < 8,8 < 15$ la 1^{re} condition est vérifiée

2^e vérification :

$$\frac{L}{D_H} < 0,0048 Re$$

$$* \frac{L}{D_H} = \frac{0,75}{0,26} = 2,88$$

$$* 0,0048 Re = 0,0048 \cdot 1333,9 = 3,07$$

$\frac{L}{D_H} < 0,048 Re$ est vérifiée.

Les deux conditions étant satisfaites on appliquera l'équation empirique de Pohlhausen.

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{4 L} \ln \left[\frac{1}{1 - \frac{2,654}{Pr^{0,167}} \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_H}{L} \right)^{0,5}} \right]$$

A.N:

$$Nu = \frac{1333,9 \times 8,8 \times 0,26}{4 \times 0,75} \left[\frac{1}{1 - \frac{2,654}{8,8^{0,167} (1333,9 \cdot \frac{0,26}{0,75})^{0,5}}} \right] = 91,29$$

OR le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{D_H \cdot h_e}{\lambda} = 91,29$$

La conductance par unité de surface du fluide froid sera

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_H} = \frac{91,29 \times 0,581}{0,26} = 203,99 \text{ W/m}^2\text{K}$$

λ = conductivité du fluide froid à la température moyenne = $0,581 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$

Remarque :

On constate que la conductance moyenne calculé pour l'écoulement laminaire est toujours moins élevée que celle de l'écoulement turbulent

II.2.1.4 Détermination de la conductance globale par unité de surface.

On néglige les pertes de chaleur pour les parois externes de l'enveloppe
Pour un tube cylindrique le coefficient global U_i est donné par la formule suivante :

$$U_i = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln \frac{r_e}{r_i}}{2\lambda} + \frac{r_i}{r_e h_e} \right]^{-1}$$

avec :

$h_i = h_{eL}$ = coefficient de convection du fluide chaud = $2493,25 \text{ W/m}^2\text{K}$

h_e = coefficient de convection du fluide froid = $203,99 \text{ W/m}^2\text{K}$

r_i = rayon interne du tube

r_e = rayon externe du tube

λ_i = conductivité du métal du tube (Cuivre) = $376,16 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$

A.N:

$$U_i = \left[\frac{1}{2493,25} + \frac{0,01 \ln \frac{0,014}{0,01}}{2 \times 376,16} + \frac{0,01}{0,014 \cdot 203,99} \right]^{-1} = 255,94 \text{ W/m}^2\text{K}$$

II.2.1.5 Calcul du flux de chaleur échangé par l'échangeur :

$$\Phi = U_i S \overline{\Delta T}$$

avec :

$$U_i = 255,94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$S = 4S = 4 \cdot \frac{\pi D^2}{4} = \frac{4 \times \pi \times (0,26)^2}{4} = 0,18 \text{ m}^2$$

$$\overline{\Delta T} = 48,82^\circ \text{C}$$

A.N : $\Phi = 255,9 \cdot 0,18 \cdot 48,82 = 2248,75 \text{ W}$

II.2.1.6 Calcul de la perte de pression à l'entrée, à la sortie et en cours d'écoulement, de l'échangeur pour le fluide chaud.

a) Perte de pression à l'entrée du faisceau tubulaire :

$$\Delta P_E = \xi_E \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

avec :

ξ_E = résistance tenant compte de l'entrée du tube

$\xi_E = 0,06$ Pour une entrée arrondie

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

v = vitesse d'écoulement à l'entrée du tube (m/s)

A.N $\Delta P_E = 0,06 \frac{987,8 (2,298)^2}{2} = 154,9 \text{ N}/\text{m}^2$

b) Perte de charge pendant le parcours de mise en régime régulier

$$\Delta P_A = \frac{0,065 \rho v^2}{2} = \frac{0,065 \cdot 987,8 (2,298)^2}{2} = 168,52 \text{ N}/\text{m}^2$$

c) Perte de pression à la sortie :

$$\Delta P_S = \frac{\rho v^2}{2} = \frac{987,8 (2,298)^2}{2} = 2606,6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Détermination de la perte total de pression pour le fluide chaud.

$$\Delta P_T = \Delta P_E + \Delta P_A + \Delta P_S = 154,9 + 168,52 + 2606,6 = 2930 \text{ N}/\text{m}^2$$

II.2.1.7 Calcul de la perte de pression dans l'enveloppe pour le fluide froid.

L'écoulement à l'intérieur de l'enveloppe est en régime laminaire

La perte de pression durant l'écoulement est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P = \xi \times \frac{L}{D_H} \cdot \frac{\rho V^2}{2}$$

avec :

ξ = résistance particulière donnée en fonction du nombre de Reynolds

$$\xi = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1333,9} = 4,797 \cdot 10^{-2}$$

$$D_H = \text{diamètre hydraulique} = 0,26 \text{ m}$$

$$\rho = \text{masse volumique} = 999,3 \text{ kg/m}^3$$

$$L = \text{longueur de l'enveloppe} = 0,75 \text{ m}$$

$$\text{A.N. : } \Delta P = 4,797 \cdot 10^{-2} \times \frac{0,75}{0,26} \times \frac{999,3 \times (2,298)^2}{2} = 365,11 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

III. 3 Étude de l'installation de pompage

(Se réfère au schéma du circuit hydraulique)

III. 3.1 Calcul des pertes de charge de l'installation

La conduite du fluide chaud comprend les pertes de charge suivantes:

a) Pertes de charge linéaire:

- $l_1 =$ Conduite d'aspiration de la pompe de circulation = 0,225

($d_{1 \text{ intérieur}} = 0,028 \text{ m}$)

- $L_T =$ la somme des tronçons ayant le même diamètre:

$$L_T = l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7$$

$$= 0,9 + 0,65 + 0,03 + 0,95 + 0,2 + 0,15 = 2,88 \text{ m}$$

* diamètre des conduites intérieur = $d_{2 \text{ in}} = 0,018 \text{ m}$

- $L = 2l_1 = 1,8 \text{ m} =$ longueur des tubes flexibles.

* diamètre intérieur = 0,018 m

b) Pertes de charge singulière de l'installation:

- pertes de charge singulière dues au cinq coudes de la conduite

- perte de charge due à la sortie du fluide du réservoir

- " " de charge due au banchement de la conduite en T

- " " " " " " à la vanne de réglage de débit et au rotamètre

- pertes de charge total dans l'échangeur

III. 3.1.1 calcul de la perte de charge linéaire:

- tronçon d'aspiration:

Détermination de la vitesse d'aspiration du fluide chaud

$$q_{\text{max}} = V \cdot S_1 = V_1 = \frac{q_{\text{max}}}{S_1}$$

$$\text{avec: } S_1 = \frac{\pi d_{\text{int}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,028)^2}{4} = 6,16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d_{\text{int}} = 0,028 \text{ m}$$

A.N: Pour un débit maximum, $q_m = 20 \text{ l/min} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{60} = 6,16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$\Rightarrow v_1 = \frac{3,34 \cdot 10^{-4}}{6,16 \cdot 10^{-4}} = 0,542 \text{ m/s}$

B) calcul du nombre de Reynolds

$$Re = \frac{v_1 d_{int}^2}{\nu} = \frac{0,542 \cdot 0,028}{0,433 \cdot 10^{-6}} = 35048,5$$

avec :

$$\nu = 0,433 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$v = 0,542 \text{ m/s}$$

$$d_{int} = 0,028 \text{ m}$$

Le nombre de Reynolds $Re > 2300$ donc l'écoulement dans la conduite d'aspiration est turbulent.

C) Détermination de la perte de charge du tronçon l_1 :

Le calcul de la perte de charge est donné d'après une formule pratique recueillie du document (Ateliers de Construction ENSIVAL)

$$J = \frac{\lambda \cdot v^2 \cdot l_1}{2 \cdot g \cdot d_1}$$

avec :

$$l_1 = \text{longueur du tronçon} = 0,225 \text{ m}$$

$$d_1 = \text{diamètre intérieur de la conduite} = 0,028 \text{ m}$$

$$\lambda = \text{Coefficient de perte de charge}$$

Pour un écoulement turbulent λ est fonction à la fois du nombre de Reynolds et de la rugosité et la nature de la conduite.

On utilise pour notre cas une conduite polie, donc la rugosité sera négligeable

$$\lambda = 10^{-4} \left[\frac{5320}{(35048,5)^{1/3}} + 66,88 \right] = 0,0229$$

avec: $Re = 35048,5$

La perte de charge sera :

$$J_1 = \frac{0,0229 \times (0,542)^2 \times 0,225}{2 \times 9,81 \times 0,028} = 2,755 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

D) calcul de la perte de charge pour les conduites L_T

$$L_T = 2,88 \text{ m}$$

$$d_{\text{int}} = 0,018 \text{ m}$$

■ détermination de la vitesse d'écoulement dans les conduites.

$$q_{\text{max}} = v_2 \cdot S_2 \Rightarrow v_2 = \frac{q_{\text{max}}}{S_2}$$

avec :

$$S_2 = \text{section des conduites} = \frac{\pi \cdot (0,018)^2}{4} = 2,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$q_{\text{max}} = 20 \text{ l/min}$$

$$\text{A.N: } v_2 = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2,54 \cdot 10^{-4}} = 1,31 \text{ m/p}$$

■ détermination du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{v_2 d_{\text{int}}}{\nu} = \frac{1,31(0,018)}{0,433 \cdot 10^{-6}} = 54457,2$$

$Re > 2300$ donc le régime d'écoulement est turbulent

De la formule précédente

$$J_2 = \frac{\lambda \cdot v_2^2 \cdot l_2}{2 \cdot g \cdot d_{\text{int}}}$$

avec :

$$l_2 = L_T = 2,88 \text{ m}$$

$$\lambda = 10^{-4} \left[\frac{5320}{(Re)^{1/3}} + 66,88 \right] = 10^{-4} \left[\frac{5320}{(54457,2)^{1/3}} + 66,88 \right] =$$

$$\lambda = 2,07 \cdot 10^{-2}$$

La perte J_2 sera :

$$J_2 = \frac{2,07 \cdot 10^{-2} \times (1,31)^2 \times 2,88}{2 \times 9,81 \times 0,018} = 0,29 \text{ m}$$

E) calcul de la perte de charge linéaire pour les flexibles

$$L = \text{somme des longueur des tubes flexibles} = 1,8 \text{ m}$$

$$d_{3 \text{ int}} = \text{diamètre intérieur des flexibles} = 0,018 \text{ m}$$

$$J_3 = \frac{\lambda \cdot V_2^2}{2 \cdot g} \times \frac{L}{d_{\text{int}}} = \frac{2,07 \cdot 10^{-2} (1,31)^2}{2 \cdot 9,81} \times \frac{1,8}{0,018} = 0,18 \text{ m}$$

avec :

$$\lambda = 2,07 \cdot 10^{-2}$$

$$V_2 = 1,31 \text{ m/s}$$

F) calcul de la somme des pertes de charge linéaire

$$J_{T_1} = J_1 + J_2 + J_3 = 0,29 + 0,18 + 0,0027 = 0,472 \text{ m}$$

III.3.1.2 calcul de la perte de charge singulière

A.1) Pertes de charge singulière dues aux coudes

$$J_4 = 5 \times \frac{K V_2^2}{2 \cdot g} =$$

avec :

$K =$ Coefficient de perte de charge pour un coude de 90°

$$K = (0,2 \div 0,3)$$

$V_2 =$ vitesse d'écoulement dans les conduites des coudes $= 1,31 \text{ m/s}$

$$\text{A-N } J_4 = 5 \frac{(0,25) (1,31)^2}{2 \cdot 9,81} = 8,34 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

B.1) calcul de la perte de charge due au branchement en T

$$J_5 = \frac{K \cdot V_2^2}{2 \cdot g}$$

avec :

$K =$ Coefficient de perte de charge due au branchement en T $= 1,4$

$V_2 =$ vitesse d'écoulement du fluide à l'intérieur du branchement

$$\text{A-N } J_5 = \frac{1,4 (1,31)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,12 \text{ m}$$

C.1) calcul de la perte de charge singulière à la sortie du réservoir

dans notre cas on considère un orifice à bords vifs

$$J_6 = \frac{K \cdot V_1^2}{2 \cdot g} = \frac{0,5 (0,542)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,075 \text{ m}$$

$K =$ Coefficient de perte de charge $= 0,5$

0.1) calcul de la perte de charge due à la vanne de réglage:

$$* d_1 = 0,018 \text{ m}$$

et le diamètre de la vanne varie de (0,018 à 0,010 m)

dans ce cas : K : coefficient de perte de charge = 1,5

$$J_7 = \frac{K \cdot v_2^2}{2 \cdot g} = \frac{1,5 (1,31)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,131 \text{ m}$$

E.1) calcul de la perte de charge dans le rotamètre

si on considère un débit maximum : $q_{\max} = 20 \text{ l/min}$

la hauteur d'élevation du flotteur du rotamètre nous donne directement la perte de charge

$$J_8 = H = 17 \text{ mm} = 0,017 \text{ m}$$

Calcul de la somme des pertes de charge dans le circuit :

$$J_{T2} = J_{T1} + J_4 + J_5 + J_6 + J_7 + J_8 \\ = 0,472 + 0,0834 + 0,12 + 0,075 + 0,131 + 0,017 = 0,898 \text{ m}$$

III.3.4.3 Détermination de la perte de charge dans l'échangeur :

ΔP_T = perte de pression dans l'échangeur = $400,88 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
(valeur déterminée au chapitre II échangeur à écoulement parallèle et à contre courant)

$$\Delta P_T = \rho \cdot g \cdot H \Rightarrow H = J_{T3} = \frac{\Delta P_T}{\rho \cdot g} = \frac{400,88}{9,81 \cdot 977,8} =$$

$$J_{T3} = 0,0417 \text{ m}$$

La perte de charge total de l'installation

$$J = J_{T3} + J_{T2} = 0,898 + 0,0417 = 0,94 \text{ m}$$

III.3.2 Détermination de la hauteur réel de l'installation

$$H_{\text{réel}} = H_M + \Sigma \text{Pertes de charge total de l'installation}$$

avec : H_M = hauteur monométrique (ou hauteur géométrique)

$$\Sigma \text{Pertes} = J$$

$$H_{\text{réel}} = 0,94 + 1,6 = 2,54 \text{ m}$$

— Détermination des caractéristiques de la pompe de circulation de la fig III.1

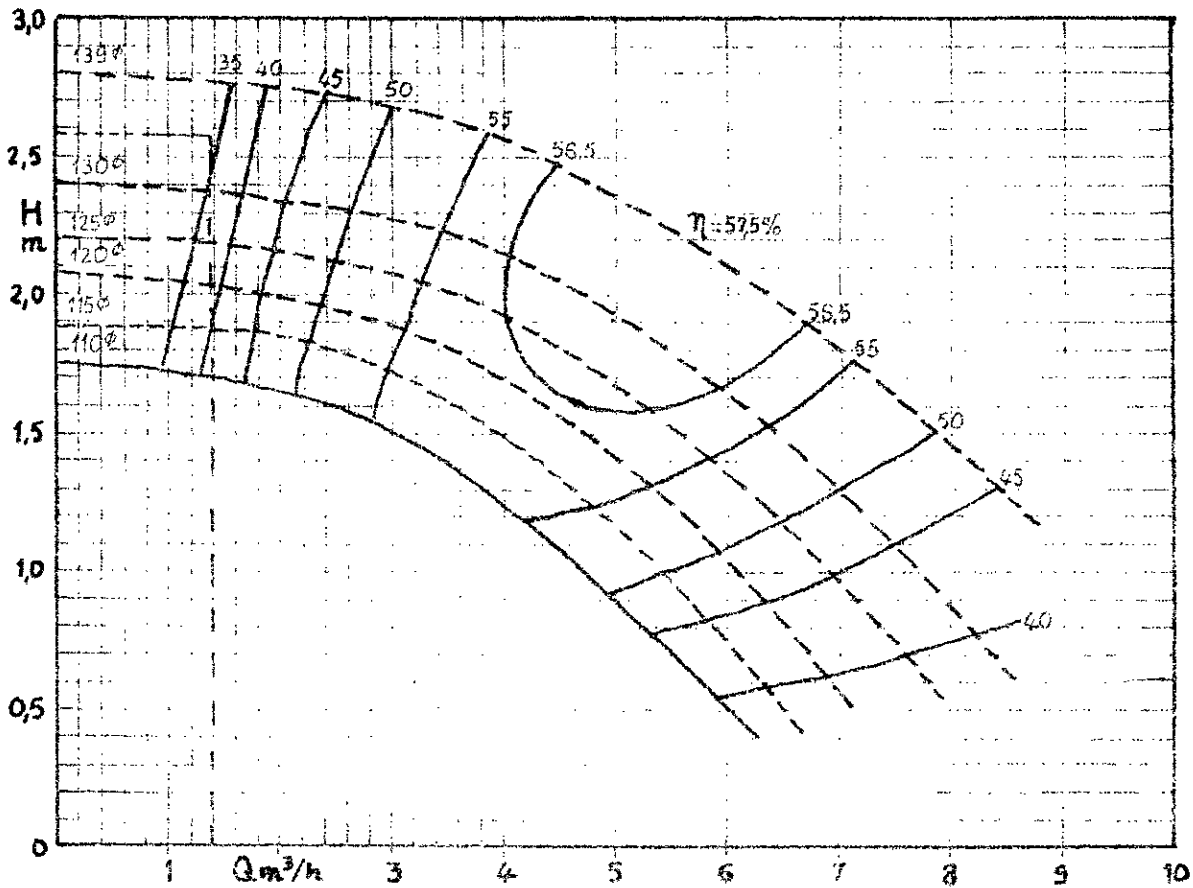


Fig III. 1

Courbes donnant les caractéristiques des pompes extrait du catalogue général

Pour un débit maximum $q_{\text{max}} = 20 \text{ l/mn} = 1,2 \text{ m}^3/\text{h}$

et une hauteur réel = $H_{\text{réel}} = 2,54 \text{ m}$

on détermine les caractéristiques suivantes:

une pompe dont le diamètre de la roue : $\phi = 130 \text{ mm}$

un rendement effectif : $\eta_{\text{eff}} = 0,40$

la largeur à la sortie de la roue = $0,60 \text{ mm}$

On choisit un groupe monobloc "Proces" gamme acier inox répondant aux besoin suivant :

limite d'utilisation :

Debits de : $0,3 \text{ à } 11 \text{ m}^3/\text{h}$

hauteurs manométrique = $0,2 \text{ à } 5,5 \text{ m}$

température de : -8°C à 110°C

■ caractéristique du moteur :

vitesse = 1450 tr/mn

bobinage triphasé : 220 / 380V

fréquence : 50 Hz

■ Dimensions du corps conformes à la norme internationale I.S.O. 2858
(NFE 4412)

Remarque :

Le choix de la pompe de circulation pour le fluide froid est identique à celui du fluide chaud, car on a un même circuit hydraulique.

L'abaque, avec lequel j'ai choisi la pompe de circulation d'eau ne m'a pas permis d'avoir une pompe adéquate à mon système. Pour avoir un choix judicieux, à l'aide des calculs donnés nous pourrions avoir une pompe centrifuge avec un meilleur rendement auprès du constructeur.

III.4 Calcul de la source d'énergie

III.4.1 calcul de la quantité de chaleur échangé par la source chaude :

$$Q = M_c \cdot C_{pc} (T_{c1} - T_{c2})$$

avec :

$$M_c = q_{\text{max}} \cdot \rho_c = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 977,8 = 1173,36 \text{ kg/h}$$

$$\rho_c = \text{masse volumique du fluide chaud} = 977,8 \text{ kcal/l}$$

$$C_{pc} = \text{chaleur spécifique} \approx 1 \text{ kcal/}^{\circ}\text{C kg}$$

$$\text{A.N. } Q = 1173,36 \cdot 1 \cdot (70 - 54,66) = 17999,342 \text{ kcal/h}$$

La source de chaleur nécessaire à l'échauffement $= 4,944 \text{ kcal/s}$

du fluide à l'intérieur du réservoir est obtenu d'une source d'énergie électrique.

- on a l'énergie calorifique perdue par l'échange de chaleur doit être récupérée de la source de chaleur donc on doit calculer la puissance électrique nécessaire à l'échauffement.

Soit :

Q_1 = La quantité de chaleur du fluide chaud dans le réservoir à $T_1 = 70^\circ\text{C}$

Q_2 = La quantité de chaleur introduite dans le réservoir chaud à $T_2 = 55^\circ\text{C}$

OR d'après le dimensionnement du réservoir, la quantité d'eau en circulation est 12 fois moins élevée que le volume d'eau dans le réservoir.

- Soit : $Q = 13 M_2 C_p T$ = quantité de chaleur du mélange

- et sachant que : $M_1 = 12 M_2$ On détermine la température T du mélange du bilan thermique (perte de chaleur négligeable de la bac)

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$13 M_2 C_p T = 12 M_2 C_p T_1 + M_2 C_p T_2 \quad (1)$$

avec : $C_{p1} = C_{p2} = C_p \approx 1 \text{ kcal}/^\circ\text{C kg}$

de l'équation (1) on tire T : $T = \frac{12 T_1 + T_2}{13} = \frac{(12 \cdot 70 + 55)}{13} = 68,84^\circ\text{C}$

III.4.2 Calcul de la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud.

dans le réservoir; nous avons à faire à un chauffage de T à T_1 d'une

masse $m = m_1 + m_2$ d'eau d'où l'apport de chaleur nécessaire :

$$Q = m c_p (T_1 - T) =$$

avec :

$$m = 12 M_2 = 12 \cdot 20 = 240 \text{ l/mn} = 240 \text{ kg/mn}$$

$$(T_1 - T) = (70 - 58,84) = 11,16^\circ\text{C}$$

$$C_p \approx 1 \text{ kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$$

$$A.M : Q = 240 \cdot 1 \cdot (11,16) = 278,40 \text{ kcal/mn} = 19,4 \text{ kJ/s} = 19,4 \text{ kW}$$

III.4.3 Calcul de la puissance d'une résistance.

La puissance électrique qu'on doit fournir est égale à la quantité de chaleur

perdue dans le réservoir: OR pour l'échauffement du fluide dans le réservoir on a utilisé trois résistances électrique, donc la puissance d'une résistance sera:

$$P_1 = \frac{P}{3} = \frac{Q}{3} = \frac{19,4}{3} = 6,46 \text{ kW}$$

III.4.4 Calcul de l'intensité I (A).

$$P_1 = U \cdot I \Rightarrow I = \frac{P_1}{U} = \frac{6460}{220} = 29,36 \text{ A}$$

U = tension d'alimentation = 220 V

III.4.5 Calcul de la résistance de chauffe.

$$U = R I \Rightarrow R = \frac{U}{I} = \frac{220}{29,36} = 7,49 \Omega$$

Remarque :

La quantité de chaleur produite par les résistances électrique est nettement supérieur à celle perdue dans l'échangeur donc nous n'avons aucun risque à ce que le retour du fluide de l'échangeur provoque une chute élevée de température dans le réservoir.

III.5. Calcul du groupe frigorifique.

III.5.1. Calcul de la quantité de chaleur à évacuer par le groupe frigorifique:

En tenant compte du volume du fluide froid dans le réservoir, ainsi que du volume en circulation on a :

m_1 = volume du fluide froid dans le réservoir à la température $t_1 = 5^\circ\text{C}$

m_2 = volume du fluide en circulation à la température de 20°C

m = volume du mélange du fluide en circulation et du fluide dans le réservoir à la température T

OR d'après le dimensionnement du bac froid :

$$m_1 = 6m_2$$

donc le volume du mélange = $m = m_1 + m_2 = 7m_2$

du bilan thermique en négligeant les pertes de chaleur dans le réservoir et sur les conduites :

$$Q = Q_1 + Q_2$$

avec :

Q = quantité de chaleur du mélange = $m c_p T$

Q_1 = quantité de chaleur du fluide dans le réservoir = $m_1 c_{p1} t_1$

Q_2 = quantité de chaleur du fluide en circulation = $m_2 c_{p2} t_2$

donc

$$m c_p T = m_1 c_{p1} t_1 + m_2 c_{p2} t_2 \quad \text{III. 4}$$

avec : $c_p = c_{p1} = c_{p2} \approx 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

En remplaçant dans l'équation III. 4 m et m_1 par m_2 on aura :

$$7m_2 c_p T = 6m_2 c_p t_1 + m_2 c_p t_2$$

donc :

$$T = \frac{(6t_1 + t_2)}{7} = \frac{(6 \times 5 + 20)}{7} = 7,2^\circ\text{C}$$

La quantité de chaleur à évacuer par l'évaporateur sera :

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t$$

avec :

$$m = 7 \cdot m_2 = 7 \times 20 = 140 \text{ l/min}$$

$$c_p \approx 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = (T - t_1) = (7,2 - 5) = 2,1^\circ\text{C}$$

d'où :

$$\begin{aligned} Q &= 140 \cdot 1 \cdot 2,1 = 294 \text{ kcal/min} \\ &= 17640 \text{ frig/h} \end{aligned}$$

donc pour le calcul de notre groupe frigorifique on doit aboutir à une production frigorifique $Q_0 = 17640 \text{ frig/h}$.

avec : $Q_0 =$ quantité de chaleur à évacuer par l'évaporateur

Pour pouvoir choisir un groupe frigorifique adéquat à notre banc de T.P on est amené à déterminer les caractéristiques du Compresseur en fonction des données suivantes :

- La puissance frigorifique = $Q_0 = 17640 \text{ frig/h}$
- Le régime de marche
- Le fluide utilisé

III.5b Les hypothèses entreprises pour le calcul du Compresseur :

- Le Compresseur fonctionne au fréon 12 (R.12)
- au régime nominal $-10, +30, +25$
- Le Compresseur fonctionne en régime sec
- La surchauffe des vapeurs aspirées est de :

$$10^\circ\text{C} \quad ; \quad \theta_1 = 0^\circ\text{C}$$

- Le rendement indiqué a même valeur que η_v

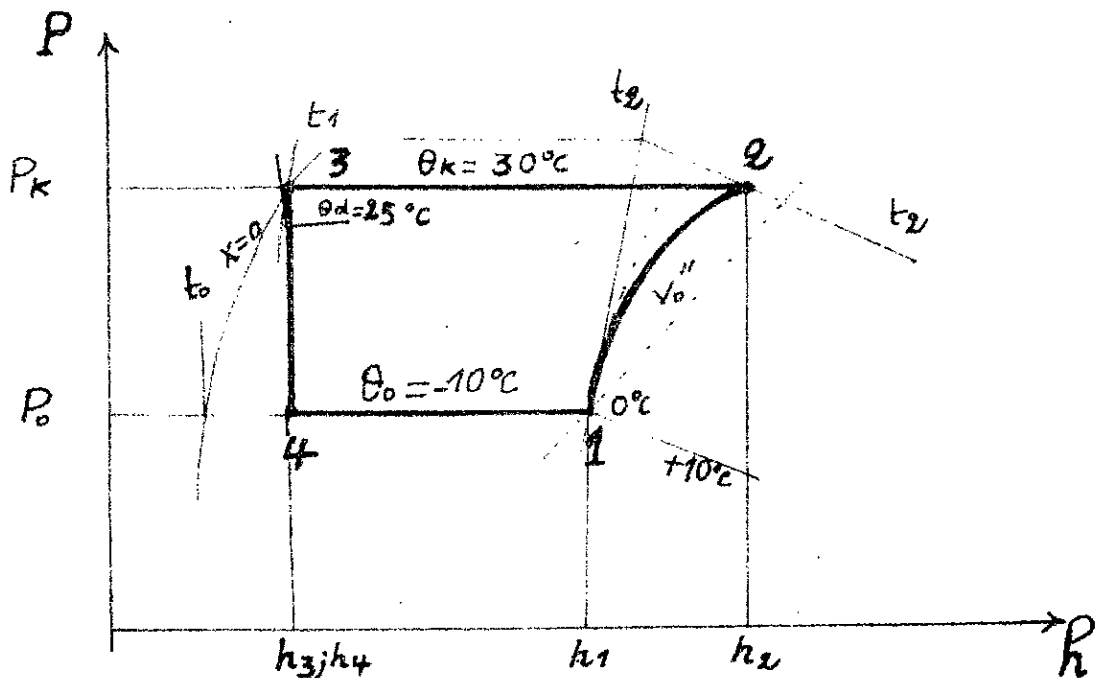
- Le rendement volumétrique $\bar{\alpha}$ pour valeur :

$$\eta_v = 1 - 0,05 \frac{P_k}{P_0}$$

Le tracé du diagramme enthalpique de chaque transformation élémentaire subie par le fluide nous permettra de déterminer le bilan énergétique de l'installation frigorifique.

Les quatre transformations subies par le fluide et représenté sur le cycle par des courbes sont :

- 1 \longrightarrow 2 Compression : polytropicque
- 2 \longrightarrow 3 Condensation isobar
- 3 \longrightarrow 4 Une détente isenthalpique
- 4 \longrightarrow 1 évaporation isobar



du diagramme enthalpique du fréon 12 (R12) on détermine les points caractéristiques de ce fluide frigorigène :

- $P_k = 7,38 \text{ atm}$
- $P_0 = 2,23 \text{ atm}$
- $v_0'' = 0,078 \text{ kg/m}^3$
- $h_1 = 136,43 \text{ kcal/kg}$
- $h_2 = 140,08 \text{ kcal/kg}$
- $h_4 = h_3 = 105,77 \text{ kcal/kg}$

$$\eta_w = \eta_i = 1 - 0,05 \frac{P_k}{P_0} = 1 - 0,05 \frac{7,38}{2,23} = 0,83$$

des valeurs déterminées du cycle frigorifique du fluide frigorigène "le freon 12" on détermine les caractéristiques pratique du compresseur du groupe frigorifique adéquat à notre banc d'essai :

1- calcul de la production frigorifique par kg du freon 12 :

$$q_1 = h_1 - h_4 = 136,43 - 105,77 = 50,66 \text{ frig.h/kg}$$

2- calcul de la production frigorifique par m^3 aspire :

$$q_2 = \frac{h_1 - h_4}{v_1} = \frac{50,66}{0,07813} = 392,42 \text{ frig.h/m}^3$$

3- calcul du travail de compression par kg de fluide :

$$w_1 = h_2 - h_1 = 140,08 - 136,43 = 3,65 \text{ kcal/kg}$$

4- calcul du coefficient de performance frigorifique :

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_1}{w_1} = \frac{50,66}{3,65} = 8,4$$

5- calcul de la production frigorifique par kWh :

$$K = 860 \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 860 \frac{50,66}{3,65} = 7224 \text{ frig.h}$$

6- calcul du débit masse du fluide :

$$Q = \frac{Q_0}{h_1 - h_5} = \frac{17640}{30,66} = 575,34 \text{ kg/h}$$

7- calcul du volume horaire aspiré :

$$V = \frac{Q_0}{q_2} = \frac{17640}{392,42} = 44,95 \text{ m}^3/\text{h}$$

8- calcul de la puissance mécanique nécessaire (théorique) :

$$P_{th} = \frac{Q_0}{K} = \frac{17640}{7224} = 2,5 \text{ kW}$$

9- calcul du volume horaire :

$$V = V_{th} \cdot \frac{1}{\eta_w} = \frac{44,95}{0,83} = 54,17 \text{ m}^3/\text{h}$$

10. calcul de la puissance mécanique réelle

$$P = P_{th} \times \frac{1}{\eta_m} = 2,5 \cdot \frac{1}{0,9} = 2,78 \text{ kW}$$

* η_m = rendement mécanique = 0,9 (valeur prise du document installation)
11. calcul de la quantité de chaleur à évacuer au condenseur :

$$Q_K = Q_0 + 860 P = 17640 + (860 \times 2,78) = 20030,8 \text{ Kcal/h}$$

des calculs précédent on relève les caractéristiques suivantes nécessaires au choix du groupe frigorifique :

1. Caractéristiques thermique :

- Puissance frigorifique brute = $Q_0 = 17640 \text{ frig/h}$
- La production frigorifique nécessaire par kg circulant dans l'installation :

$$q_1 = 30,66 \text{ frig h/kg}$$

- La production frigorifique rapportée en m^3 aspirée :

$$q_2 = 392,42 \text{ frig h/m}^3$$

- La production frigorifique effective

$$K_e = \frac{Q_0}{P_e} = \frac{17640}{2,77} = 6368,23 \text{ frig/kw}$$

avec : $P_e = P$

2. Les caractéristiques mécanique :

- Le travail de Compression par kg de fluide

$$W = 3,65 \text{ kcal/kg}$$

- La puissance indiquée (théorique)

$$P_{ind} = P_{th} = 2,5 \text{ kW}$$

- La puissance effective (réel)

$$P_{eff} = P_{reel} = 2,77 \text{ kW}$$

• choix du groupe frigorifique.

des caractéristiques thermique et mécanique on choisit comme groupe frigorifique:

- un groupe hermétique à piston, à condenseur à circulation d'air forcée.

III 5.3 Détermination pratique des grandeurs pratiques de l'évaporateur:

Definition:

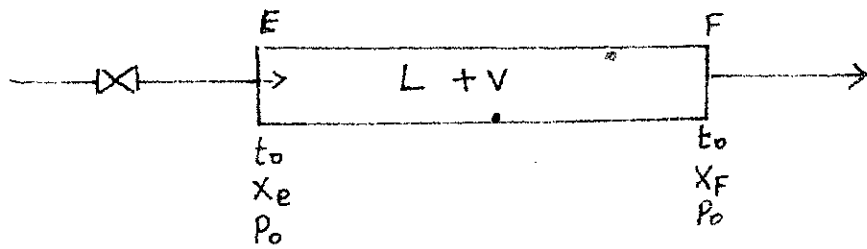
Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs. Ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur.

cet appareil doit avoir un bon coefficient de transmission global K afin que le flux calorifique du milieu extérieur au fluide frigorigène se fasse, pour une surface donnée de l'appareil avec une différence de température du milieu extérieur à refroidir et la température de vaporisation du fluide frigorigène

Rôle de l'évaporateur:

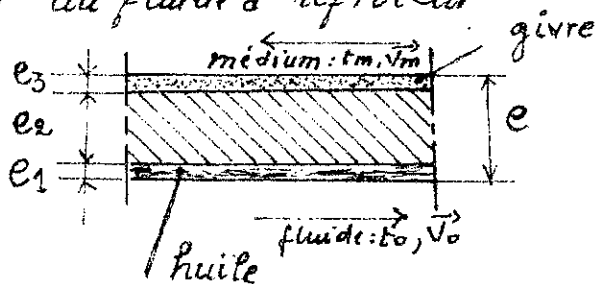
L'évaporateur doit assurer le passage du flux calorifique provenant du milieu à refroidir au fluide frigorigène, celui-ci absorbant ce flux à température constante par libération de sa chaleur latente de vaporisation.

* Schématiquement le fonctionnement de l'évaporateur et représenté fig III.3



on voit que l'évaporateur est rempli d'un mélange hétérogène de liquide et de vapeur, mélange d'autant plus riche en vapeur que l'on s'éloigne du point d'injection, le titre de vapeur dont la valeur x_e à l'injection est fonction de la nature du fluide frigorigène de la température d'arrivée du liquide au détendeur et de celle de vaporisation, il augmente constamment pendant la progression du mélange liquide-vapeur dans l'échangeur l'échange de chaleur se fera en fait :

- par convection du fluide frigorigène à la surface du film de fluide tapissant la paroi interne du tube.
- par conduction entre les différentes couches superposées (épaisseur du tube et givre éventuellement)
- par convection de la surface externe du tube au liquide ou du givre au fluide à refroidir



La résistance globale au passage du fluide calorifique sera égale à la somme des résistances partielles offertes par les éléments

constitutifs de la paroi et nous aurons :

$$K = \frac{1}{R}$$

Dans les conditions exposées ci-dessus nous obtiendrons en posant :

α_f = Coefficient de convection du fluide frigorigène

α_m = coefficient de convection du médium à refroidir.

e_1 = épaisseur du film fluide

e_2 = épaisseur du tube constituant l'évaporateur

e_3 = épaisseur du givre éventuel

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ = Coefficients de conductibilité thermique des éléments correspondants.

donc :
$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_m} + \frac{e_3}{\lambda_3}$$

III.5.3.1 Détermination du coefficient global :

On prend une valeur donnée dans un interval sur le tableau des valeurs du coefficient d'échange de chaleur global pour différents types d'évaporateurs (Installation frigorifique)

dans notre cas on a choisi un évaporateur à ruissellement avec un coefficient global : $K = 1200 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

notre but pour le choix du coefficient global, est la détermination de la surface d'échange de l'évaporateur d'une façon approximative car le calcul du coefficient global K nécessite une étude détaillée de l'installation frigorifique.

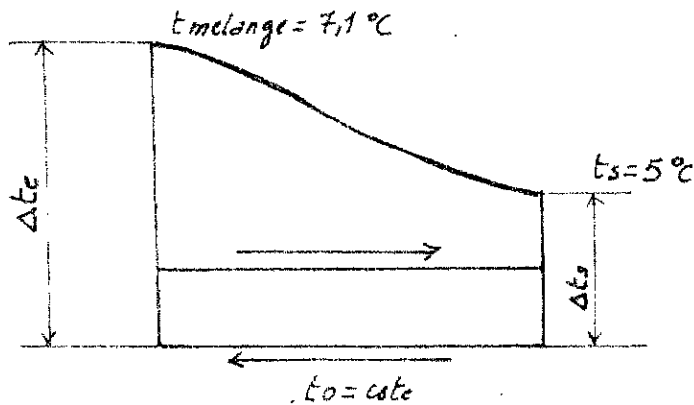
III.5.3.2 Détermination de l'écart moyen de température Δt

a) détermination de la température du fluide dans le réservoir

en considérant le bilan énergétique du réservoir, et avec le même raisonnement qui a été donné au début du calcul frigorifique On trouve : $t = 7,2^\circ\text{C}$

III.5.3.3 Détermination de la surface d'évaporation:

L'échange de chaleur au niveau de l'évaporateur a lieu entre un fluide se vaporisant à température constante t_0 et le fluide liquide se refroidissant de t_e à t_s la quantité de chaleur absorbée se vaporisant est fournie sous forme sensible par le fluide à refroidir ce qui est représenté schématiquement fig III.5.1



$t_0 =$ température de vaporisation en $^\circ\text{C} = -10^\circ\text{C}$

$t_e =$ température d'entrée du fluide à refroidir $= 7,1^\circ\text{C}$

$t_s =$ température de sortie du fluide à refroidir en $^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C}$

1) calcul de l'écart de température à l'entrée

$$\Delta t_e = t_e - t_0 = 7,1 - 5 = 2,1^\circ\text{C}$$

2) calcul de l'écart de température à la sortie

$$\Delta t_s = t_0 - t_s = (5 - (-10)) = 15^\circ\text{C}$$

3) calcul de l'écart moyen de température :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_e + \Delta t_s}{2} = \frac{2,1 + 15}{2} = \frac{17,1}{2} = 8,55^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{(t_e - t_0) + (t_0 - t_s)}{2} = 8,55^\circ\text{C}$$

* l'écart moyen Δt est égal à la différence entre la température moyenne du fluide à refroidir et la température de vaporisation

La quantité de chaleur Φ_0 que pourra absorber l'évaporateur à pour valeur:

$$\Phi_0 = K \times S \times \Delta t = Q = 17640 \text{ frig/h}$$

avec:

S = surface de transmission de l'évaporateur en (m^2)

K = coefficient global de transmission de l'évaporateur entre les températures t_m et t_0

Δt = La différence de température entre la température moyenne du milieu à refroidir et la température de vaporisation du fluide frigorigène

$$- \quad S = \frac{\Phi_0}{K \times \Delta t} = \frac{17640}{1200 \cdot 8,55} = 1,875 \text{ m}^2$$

- calcul de la longueur du serpentín de l'évaporateur:

$$S = \pi d L$$

avec:

d = diamètre du tube (mm), on a choisi un diamètre de 16mm

L = longueur de l'évaporateur

$$L = \frac{S}{\pi d} = \frac{1,875}{0,016 \cdot \pi} = 37,3 \text{ m}$$

III. 6 Adaptation d'un rotamètre de gaz méthane pour l'eau

• note sur la mesure de débit d'eau à l'aide d'un rotamètre :

un rotamètre est un appareil constitué par un tube vertical de section croissante de bas en haut à l'intérieur duquel peut se déplacer librement une masse métallique, appelée flotteur, et qui est animée d'un mouvement de translation et de rotation autour de l'axe vertical du dispositif lorsque l'appareil est traversé par un courant d'eau (ou par un autre fluide). Pour faciliter la rotation, le flotteur est muni de rainures obliques. L'eau circule de bas en haut en passant notamment entre l'enveloppe du tube et le flotteur, dans un espace annulaire dont la section varie selon la position du flotteur. Pour un débit donné, le flotteur entraîné par l'eau, se maintient à un niveau qui reste fixe. La lecture de ce niveau donne la valeur du débit correspondant.

En établissant l'expression de ce débit d'après l'équilibre du flotteur au sein du liquide soit :

Ωl = le volume du flotteur de section Ω et de largeur moyenne l

ρ_1 = la masse volumique du flotteur

ρ = masse volumique de l'eau

P_1 et P_2 = les pressions (en Pascals) dans la section 1 et 2 ; v_1 et v_2

les vitesses d'écoulement dans les sections annulaires S_1 et S_2 voir fig III.5.1.

L'équilibre est obtenu sous l'action des forces ci après :

1^{re} forces descendantes :

- Poids propre du flotteur = $\Omega l \rho_1 g$

- pression exercée sur la surface Ω contenu dans le plan 2

soit ΩP_2

schéma de fonctionnement du flotteur

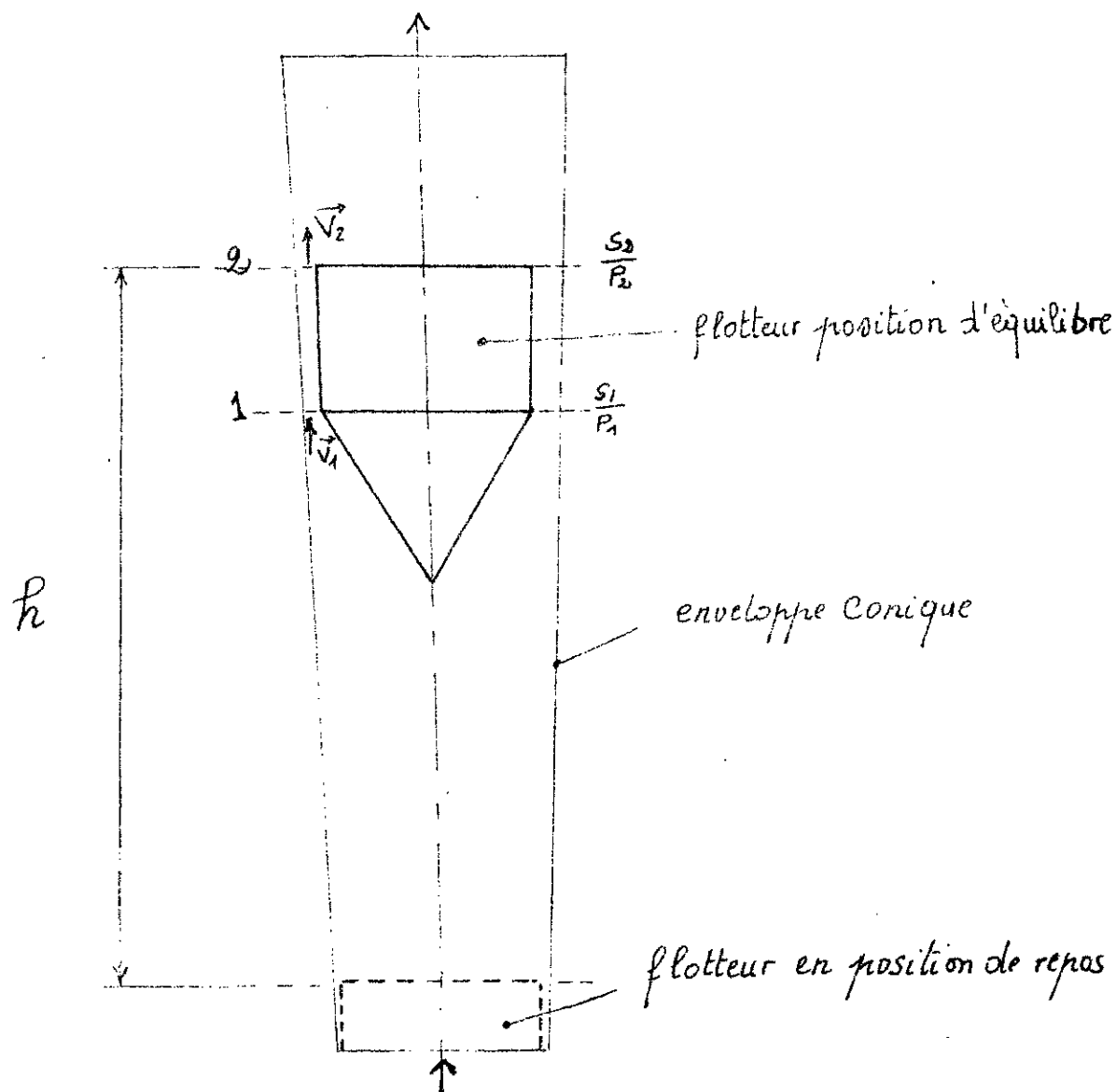


fig III. 5.1

- Forces ascendantes:

- poussée d'Archimède = $\Omega \rho g$

- pression exercée sur la surface Ω contenu dans le plan 1

soit Ωp_1

- poussée de l'eau, animée d'une vitesse v_1 , agissant sur la surface Ω

$$P = \frac{\rho v_1^2}{2g} \cdot \Omega g = \frac{\rho v_1^2}{2} \Omega$$

- l'équilibre s'écrit après simplification

$$(\rho_1 - \rho) g l - (P_1 - P_2) - \rho \frac{v_1^2}{2} = 0 \quad (1)$$

- l'équation de Bernoulli appliquée entre le plan 1 et 2 donne

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$(P_1 - P_2) = \frac{\rho (v_2^2 - v_1^2)}{2}$$

En remplaçant dans (1) la valeur de $(P_1 - P_2)$ on trouve:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gl}{\rho} (\rho_1 - \rho)}$$

par ailleurs la performance du débit Q dans les sections 1 et 2 conduit à la relation

$$Q = S_1 v_1 = S_2 v_2 c$$

(c) étant un coefficient pratiquement constant à condition que l'écoulement soit turbulent. Selon la forme du flotteur, l'expérience montre que (c) a une valeur comprise entre 0,62 et 0,95

Donc l'expression du débit sera :

$$Q = S_2 c \sqrt{\frac{2gl}{\rho} (\rho_1 - \rho)}$$

Le but de l'étude du rotamètre à pour objet la détermination de la relation liant le débit de méthane en fonction des graduations du tube conique à celui de l'eau ainsi nous pourrions adapter le rotamètre de gaz méthane pour l'eau.

1) de la relation précédente du débit:

$$Q = C \cdot V_2 \cdot S_2$$

on pourra rassembler les coefficients constants de termes $C \cdot V_2$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot l}{\rho} (\rho_1 - \rho)}$$

avec:

$$l = \text{longueur du flotteur} = 0,046 \text{ m}$$

$$\rho = \text{masse volumique du méthane} = 670 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_1 = \text{masse volumique du flotteur} = 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{A.N: } V_2 = \left[\frac{2 \times 9,81 \times 0,046}{670} (7800 - 670) \right] = 3,099 \text{ m/p}$$

$$C = \text{coefficient} = 0,62 \div 0,95$$

$$\text{Soit: } K = V_2 \cdot C = 0,7 \cdot 3,099 = 2,17 \text{ m/p}$$

$$\text{d'où } Q_{\text{Methane}} = K S_2 = 2,17 S_2 \quad (1)$$

2) détermination du coefficient K' pour l'eau:

$$V_2' = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot l}{\rho'}} (\rho_1 - \rho') = \left[\frac{2 \times 9,81 \times 0,046}{1000} (7800 - 1000) \right]^{1/2} = 2,48 \text{ m/p}$$

$$\text{d'où } K' = C V_2' = 2,48 \cdot 0,7 = 1,74 \text{ m/p}$$

Le débit pour l'eau sera donné par l'expression suivante:

$$Q_{\text{eau}} = K' S_2 = 1,74 S_2 \quad (2)$$

En combinant les équations (1) et (2) on trouve

$$Q_{\text{eau}} = \frac{K'}{K} \cdot Q_{\text{méthane}} = C \cdot Q_{\text{méthane}} \quad (3)$$

donc pour les différentes graduations on peut donner les différents

Les débits d'eau correspondant à ceux du méthane.

Le tableau ci dessous nous donne les différents débits (eau, méthane) pour les mêmes graduations du rotamètre de gaz méthane

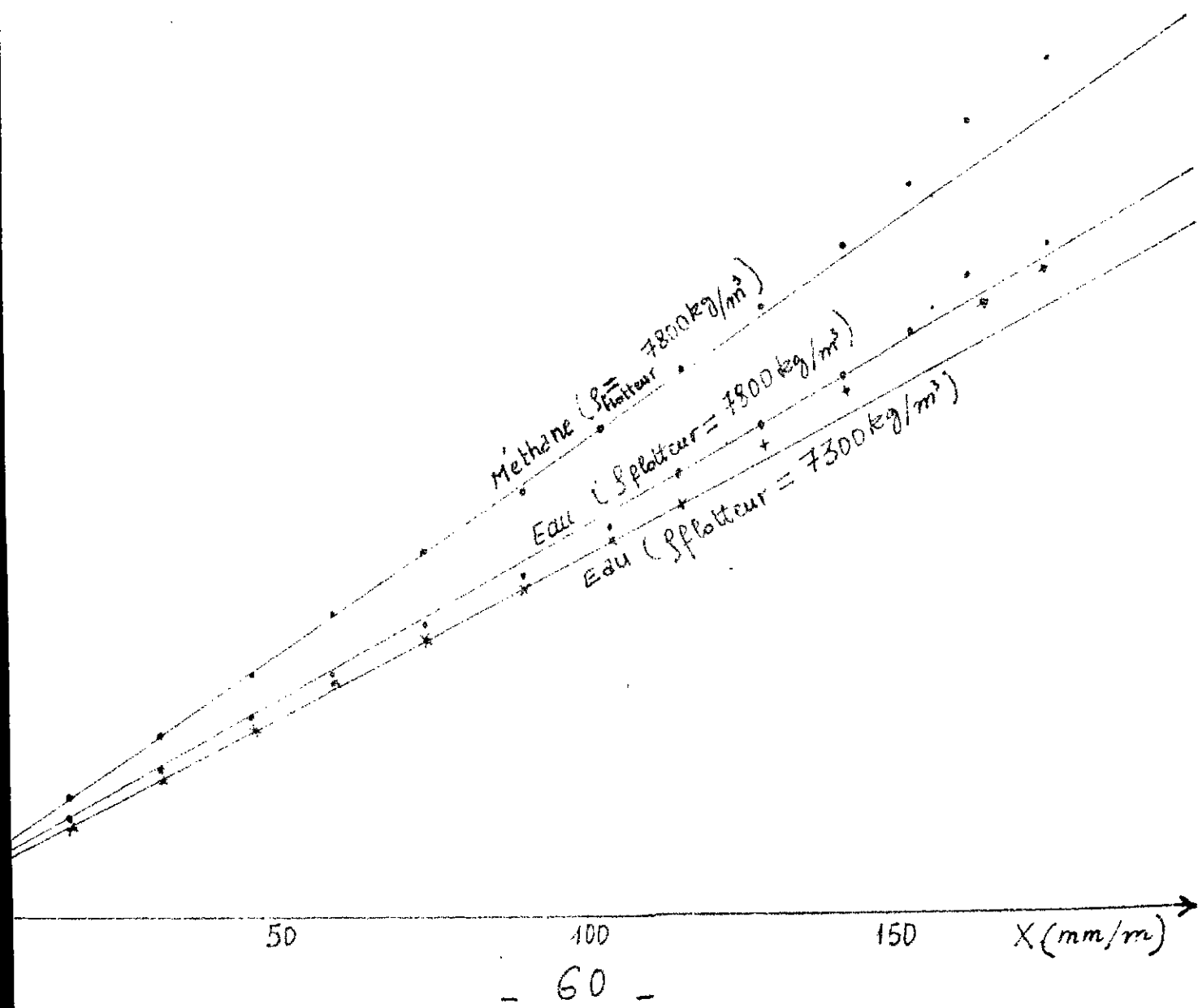
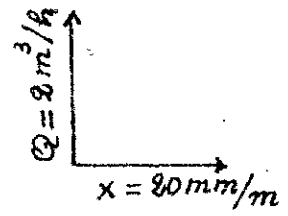
grad mm/m	0	17	32	47	60	75	91	104	117	130	143,5	154,5	163,5	176	188	Flotteur
Méthane Q(m ³ /h)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	Acier LNOX type 347
eau Q(m ³ /h)	0,902	1,603	2,40	3,201	4,01	4,81	5,61	6,45	7,27	8,02	8,82	9,62	10,4	11,23	12,03	
eau Q(m ³ /h)	0,78	1,56	2,34	3,12	3,9	4,68	5,46	6,24	7,02	7,8	8,58	9,36	10,14	10,92	11,7	Etain

Remarque:

Nous désirons changer le flotteur pour avoir des écarts de niveau important pour la plage de débit de 5 à 20 l/mn.

Pour avoir pratiquement une élévation du flotteur de 176 mm par exemple pour un débit de 20 l/mn on doit prendre un flotteur fait en matériaux léger, dans notre étude on a pris l'étain ($\rho = 7300 \text{ kg/m}^3$) comme matériau léger, et ceci pour des raisons de précision.

Echelle des droites



III.6.1 Rôle et principe de fonctionnement du thermostat.

- Son rôle est de régler la température d'une surface chaude ou froide.
Les dispositifs de rupture brusque et de différentiel impliqueront donc « l'encadrement » de la température désirée entre deux limites, l'une supérieure, l'autre inférieure soit :

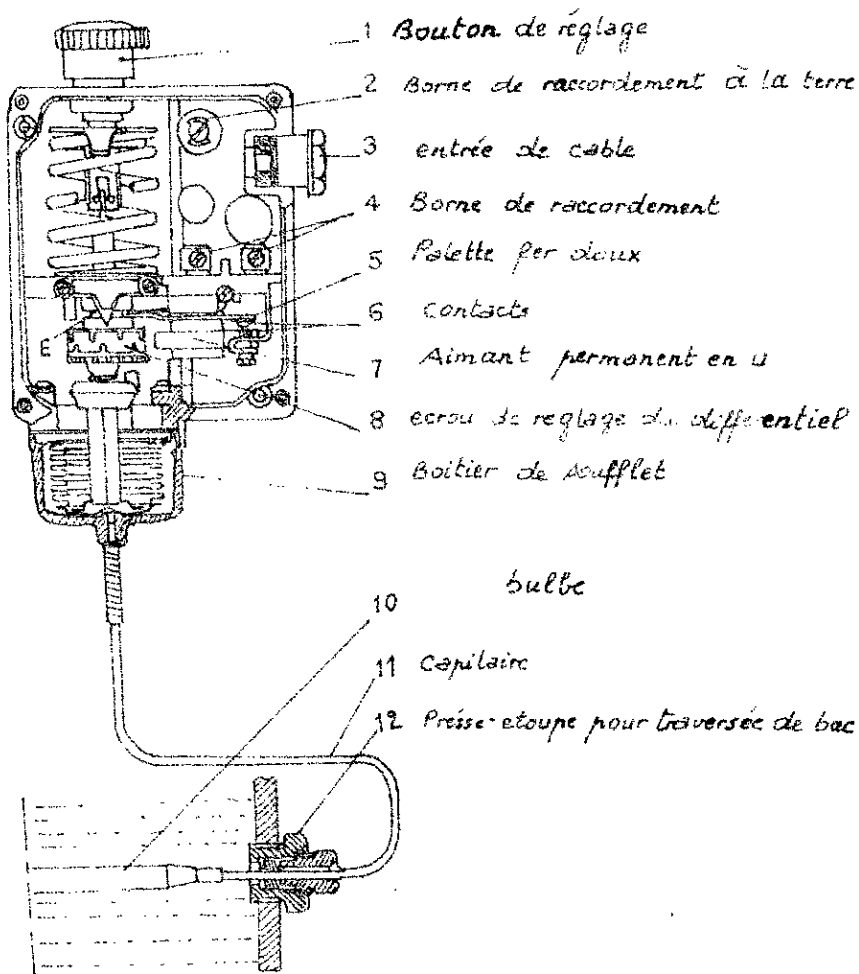
$$(t - \Delta t) < t < (t + \Delta t)$$

- Fonctionnement du thermostat :

Les variations de la tension de vapeur du bulbe agissent par l'intermédiaire du soufflet sur l'équipage mobile, celui-ci, dans son mouvement, entraîne par l'intermédiaire de l'encoche E l'extrémité de la palette porte-contact mobile. Si l'action de la tension de vapeur du bulbe est supérieure à la poussée du ressort de réglage, la palette sollicitée par la base inférieure de l'encoche E amorce son mouvement de fermeture. Si l'action du ressort de réglage est par contre prépondérante, c'est la partie supérieure de l'encoche E qui sollicite la palette et celle-ci amorcera son mouvement d'ouverture.

Une action sur le ressort de réglage (bouton 1) aura pour effet de modifier la plage de réglage par déplacement de l'encoche E par rapport à la palette porte-contact, et donc de déplacer point d'enclenchement et point de coupure. Le réglage de l'écart est obtenu par le déplacement de l'écrou 8 qui permettra de faire varier la hauteur de l'encoche E. Pour une position donnée du ressort de réglage, l'embase supérieure solidaire de l'équipage mobile est fixe. Une modification de la position de l'écrou 8 augmentera ou diminuera la valeur de la hauteur de l'encoche et donc dépendra la température d'enclenchement du thermostat. Le dispositif de rupture brusque est un dispositif magnétique à aimant permanent 7.

Schéma du thermostat utilisé au banc d'essai
d'échangeur de chaleur.



Blocs contacts électriques.

Le thermostat est à usage spécial dit à "filage neutre" et qui présente la particularité de n'avoir qu'un seul organe détecteur pouvant agir sur plusieurs interrupteurs électriques différents. Nous pouvons réaliser le programme suivant:

- Position 1. réfrigération;
- Position 2. Arrêt de réfrigération et en position 1' chauffage; 2' arrêt

Conclusion

Dans mon modeste projet de fin d'étude, j'ai essayé d'étudier le banc d'essai de transfert de chaleur sous la forme d'un système.

Les annexes de l'échangeur du banc d'essai à savoir les pompes à circulation d'eau, le groupe frigorifique, le rotamètre, le dimensionnement des réservoir ext ont été choisis d'une manière théorique.

Pour ce qui est des calculs thermique des échangeurs de chaleur, présentés dans mon étude, jels ai effectués sur des dimensions que j'ai fixées sur les plans de conception des deux types d'échangeurs.

De plus les calculs des pertes de chaleur ont été négligés, par suite d'un bref calcul, j'ai jugé qu'il est inutile d'en tenir compte.

Les résultats obtenus des calculs thermique m'ont permis les conclusions suivantes:

- L'échangeur à courants combinés, nous donne un meilleur échange de chaleur, Ceci est due à la vitesse d'écoulement qui est la plus élevée.
- de l'échangeur à courant parallèle et à contre courant, on constate qu'il y a un meilleur échange pour l'écoulement à contre courant ce qui nous amène, si l'on tient compte des considérations économiques, à choisir ce dernier écoulement, cela nous permet de minimiser la surface d'échange de chaleur donc de diminuer le coût due au pompage.

J'aurai aimé faire la réalisation du banc d'essai, mais cela ne m'a pas été possible par manque de matériels. Je souhaiterais que cette étude soit reprise comme base en vue d'une réalisation complète dans les semestres prochains dans notre département. Si cette réalisation peut avoir lieu, elle sera d'un grand apport du point de vue pédagogique au niveau de notre département.

Sommaire

Introduction - - - - - 1

Premier chapitre.

- But du banc d'essai .
- Description du banc .
- schéma du principe hydraulique du fluide chaud et du fluide froid
- schéma de la production d'énergie : chaude , froide .
- schéma électrique du banc .

Deuxième chapitre - - - - - 9

Étude thermique d'échangeurs :

- Échangeur à courant parallèle et à courant inversé .
- Échangeur à un parcours externe et deux parcours internes .

Troisième chapitre - - - - - 34

Étude et conception du banc d'essai :

- dimensionnement du réservoir chaud et froid .
- calcul pour le choix des pompes de circulation d'eau .
- calcul pour le choix du groupe frigorifique .
- calcul de la source d'énergie électrique .
- adaptation d'un rotamètre de gaz méthane pour l'eau .
- rôle et fonctionnement d'un thermostat du banc d'essai .

Conclusion - - - - - 63

Bibliographie

- 1 Transmission de chaleur et thermodynamique. F. KREITH -
Masson et C^{ie} editions : 1967
- 2 Échangeurs de chaleur . R. GREGORIG ..
- 3 Heat transfer engeneering . SCHEMCK . H -
- 4 Transmission de la chaleur . M^s ADAMS -
- 5 Chauffage et climatisation . S. Belakhowsky
Editions : 1980
- 6 Installations frigorifiques Tome I et II P.J. RAPIN
Editions : 1973
- 7 Table et diagrammes thermodynamique . K. RAZNJEVIK
- 8 Mécanique expérimental des fluides . R. COMOLET
- 9 Introduction à la mécanique des fluides . KAY (J.M) -

