

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE CHIMIQUE

المكتبة
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION & REALISATION
D'UN ECHANGEUR DE
CHALEUR A FAISCEAU ET A
CALANDRE A L'EHELLE
LABORATOIRE (LIQUIDE - LIQUIDE)

Proposé Par :

Mme F. MEZIANI

M. M.K. BOUAMOUD

Etudié par :

Melle M. KACED

S. TEBBAL

Dirigé par :

Mme F. MEZIANI

M. M.K. BOUAMOUD

PROMOTION : Juin 1988

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE CHIMIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION & REALISATION
D'UN ECHANGEUR DE
CHALEUR A FAISCEAU ET A
CALANDRE A L'ECHELLE
LABORATOIRE (LIQUIDE - LIQUIDE)

Proposé Par :

Mme F. MEZIANI

M. M.K. BOUAMOUD

Etudié par :

Melles M. KACED

S. TEBBAL

Dirigé par :

Mme F. MEZIANI

M. M.K. BOUAMOUD

PROMOTION : Juin 1988

-oOo- //)) EMBRES DE // URY eOo-

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

président : M. BOURKIZA,

Maître Assistant à l'ENP.

Promoteurs: Mme. F. MEZIANI,
M. M. BOUAMOU,

Maître Assistante à l'ENP.

Maître Assistant à l'ENP.

Examineurs: M^{elle} N. MESBOUA,
M. N. YOUNSI,

Maître de Conférences à l'ENP

Maître Assistant à l'ENP.

Invité : M. Z.A. AIDOUNE,

Maître de Conférences à l'ENP

الموضوع: تصور وانجاز جهاز مبادل حراري ذو انابيب
الملفوفة. عملنا هذا استهدف تصور وانجاز جهاز
مبادل حراري ذو انابيب ونظام وذلك على مستوى
مافيس مخبرية رغبة في وضع تجربة
جديدة لمدة التبادل الحراري.

Sujet : Conception et réalisation d'un échangeur à faisceau et calandre.

Resumé: Ce travail a consisté, a réaliser et concevoir un échangeur à faisceau et calandre à l'échelle laboratoire, dans le but de mettre au point une manipulation pour le transfert de chaleur.

Subjet : Conception and realisation of shell and tube heat exchanger.

Synapsis: Our work consists of conceiving and realising a shell and tube heat exchanger, in laboratory scale, with the objet of doing a manipulation of heat transfer.

DEDICACES



A mes parents
Pour leurs sacrifices, leurs compréhensions,
Pour m'avoir tout donné,
A mes chers Oncles Mustapha et Ahmed
A tous ceux que j'aime.

M. KACED

A tous ceux qui me sont très
chers, plus particulièrement
mon père, ma mère, ma petite
sœur Bahidja.

S. TEBBAL

REMERCIEMENTS



Ce projet de fin d'étude a été proposé par Madame MEZIANI et Monsieur BOUAMOUD. Qu'ils veuillent bien trouver ici avec nos chaleureux remerciements, l'expression de notre vive gratitude pour leur collaboration et leurs précieux conseils.

Nous tenons à remercier tous ceux qui nous ont aidé à réaliser ce projet, et plus particulièrement :

- * M. AIDOUNE
- * Notre camarade Youcef KHETTIM
- * M. SAAD ADEL
- * Les agents du département de Mécanique

Nos remerciements vont également à, Melle MESBOUA, M. BOURKIZA, M. YOUNSI et M. AIDOUNE pour l'honneur qu'ils nous font en siégeant dans notre jury.

Et à tous les professeurs et assistants qui ont contribué à notre formation sans oublier notre charmante Secrétaire ZAHIA, et Monsieur AHMED-ZAID.

V. Calcul d'un échangeur de chaleur	16
V.1. Etude du transfert de chaleur d'un échangeur ..	19
V.2. Différence moyenne de température	21
V.3. Calcul du coefficient global du transfert U.....	24
V.4. Calcul des pertes de charges	30
V.5. Calcul du nombre d'unité de transfert d'un échangeur de chaleur	35
V.6. Efficacité d'un échangeur de chaleur.....	38

* DEUXIEME PARTIE : CONCEPTION ET REALISATION D'UN
 ECHANGEUR DE CHALEUR.

I. Calcul de la surface d'échange	43
II. Calcul de la perte de charge totale due à l'écoulement du fluide froid.....	47
III. Calcul de la perte de charge totale due à l'écoulement du fluide chaud.....	57
IV. Calcul de l'épaisseur du calorifuge.....	62
V. Réalisation d'un échangeur de chaleur..... à faisceau et calandre	72
* Eléments de réalisation.....	72
* Description de l'installation.....	74

* TROISIEME PARTIE : DEMARAGE DE L'INSTALLATION ET
 EXPERIMENTATION

I. Partie expérimentale.....	78
1. Mise en marche.....	78
2. Manipulation.....	79

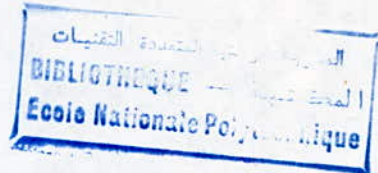
3. Résultats expérimentaux.....	80
4. Exploitation des résultats expérimentaux....	86
5. ^{تفسير} Interprétation des résultats expérimentaux...	94
6. Suggestions et remarques.....	96
7. Proposition d'un text de T.P.....	97
II. Conclusion.....	100

* ANNEXE

- A.1. Tableau des propriétés physiques de l'eau.....
- A.2. Courbe d'étalonnage de débitmètre eau froide...

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

SYMBOLES ET DESIGNATIONS



- A : Aire, perpendiculaire à la direction du flux de chaleur (m^2)
- A_e : aire externe du tube , A_i : aire interne du tube
- A_{ML} : Moyenne logarithmique des aires A_e , A_i
- A_{mg} : moyenne géométrique des aires A_e , A_i
- a : Section la plus étroite de l'ouverture (m^2) , a section du canal après la section étroite de l'ouverture.
- B : Espace libre entre chicanes (m)
- C_p : Chaleur spécifique isobare ($Kcal/Kg^{\circ}C$) ; C_{p_c} : chaleur spécifique du fluide chaud ; C_{p_f} : chaleur spécifique du fluide froid.
- C : Capacité calorifique instantanée ($Kcal/h^{\circ}C$),
 \dot{C}_c : capacité calorifique instantanée du fluide chaud ; \dot{C}_f : capacité calorifique instantanée du fluide froid.
- D : Diamètre (m) ; D_e : diamètre extérieur des tubes ;
 D_i : diamètre intérieur des tubes ; D_c : diamètre intérieur de la calandre ; D_b : diamètre de la boîte de distribution ; D_g : diamètre du calorifuge.



- N_t : le nombre total des tubes du faisceau
- n_t : le nombre de passe côté tubes
- P : Pression ($Kg/m.s^2$) ; ΔP_1 : perte de charge total due à l'écoulement du fluide froid ($Kg/m.s^2$) ; ΔP_2 : perte de charge total due à l'écoulement du fluide chaud ($Kg/m.s^2$) ; le pas (m)
- Q : Débit volumique (m^3/h) ; Q_c : débit volume de l'eau chaude ; Q_f : débit volume de l'eau froide.
- q : Flux de chaleur ($Kcal/h$) ; q_c : flux de chaleur transféré du fluide chaud ; q_f : flux de chaleur transféré du fluide froid.
- R : Rayon de courbure en (m)
- r : Rapport des capacités calorifiques des fluides chaud au fluide froid.
- t : Température ($^{\circ}C$) : t_e : température à l'entrée ; t_s : température à la sortie ; t_p : température à la paroi ; t_f : température du fluide froid ; t_c : température du fluide chaud ; t_g : température du calorifuge ; t_a : température de l'air.
- U : Coefficient global de transmission en ($Kcal/hm^2^{\circ}C$) ; U_e : coefficient global ramené à l'aire externe de tube ; U_i : coefficient global ramené à l'aire interne du tube.

u : Vitesse du fluide chaud (m/s) ; u' : vitesse du fluide froid.

LETTRES GRECQUES

β : Coefficient de dilatation cubique (K^{-1})

Δ : Δt : différence de température ($^{\circ}C$) ; Δt_1 à l'entrée , Δt_2 à la sortie ; ΔTLM moyenne logarithmique.

μ : Viscosité dynamique (Kg/m.s) ; μ_p : viscosité évaluée à la température de la paroi.

ν : Viscosité cinématique (m^2/s)

ρ : Masse volumique (Kg/m³)

ξ : Coefficient de perte de charge singulière.

INTRODUCTION :

L'objet principal de notre étude consiste à réaliser un échangeur de chaleur (à faisceau et à calandre), dans le but de mettre au point une manipulation (TF) pour le module transfert de chaleur.

Dans la première partie de cette étude, nous donnerons un aperçu sur la théorie de transfert thermique dans les échangeurs à faisceau et à calandre pour les différents régimes d'écoulement (écoulement laminaire, transitoire et turbulent).

Dans la seconde partie nous nous intéresserons, à la partie conception et réalisation de cet échangeur, en tenant compte des moyens mis à notre disposition.

Enfin, la dernière partie portera essentiellement sur la partie expérimentale, suivie d'une exploitation des résultats expérimentaux, puis nous proposerons un texte de travaux pratiques.

PREMIERE PARTIE

THEORIE

SUR

LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I. INTRODUCTION A LA CONVECTION :

La convection est le mode de transmission de chaleur qui implique le déplacement d'un fluide liquide ou gazeux. On la trouve dans l'échange qui a lieu entre une paroi et un fluide. En fait il s'agit d'une combinaison du phénomène de conduction et du transfert de matière, une paroi chaude cède par conduction de la chaleur au fluide adjacent qui le transmet de couche en couche par conduction, en outre, le mouvement du fluide permet à l'énergie accumulée de s'écouler vers les régions plus froides.

La transmission de chaleur par convection est désignée selon le mode d'écoulement du fluide, par convection naturelle (libre) ou convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultantes des gradients de température, on dit que la convection est naturelle, par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. [1]

I.1. LOI FONDAMENTALE DE LA CONVECTION

En 1701, Newton a défini le flux de chaleur échangé entre un fluide et une paroi par l'équation :

$$q = h A (t_p - t_f).$$

Eq. 1

h = coefficient de convection ou conductance spécifique du film (en Kcal /m²/h/°C ou en W/m²/°C).

A = l'aire perpendiculaire à la direction du flux thermique (en m²).

t_p = la température de la paroi (en °C)

t_f = la température du fluide (en °C)

Le projet de l'étude de tous les types d'échangeurs de chaleur nécessitent la connaissance du coefficient d'échange de chaleur entre la paroi de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur.

Le coefficient de transmission de la chaleur h dépend de différent paramètres qui sont :

- * Les propriétés physiques du fluide (viscosité, masse volumique, chaleur spécifique).
- * Des caractéristiques géométriques du système (forme, longueur ou diamètre).
- * De l'écoulement du fluide : vitesse, régime laminaire ou turbulent.
- * De la différence de température : Δt entre le fluide et la paroi.
- * De l'expansion du fluide (dans le cas de la convection naturelle), sous l'effet de la différence de température Δt : cette expansion est caractérisé par β et g où β coefficient de dilatation cubique du fluide et g , l'accélération de la pesanteur.

Sa valeur numérique n'est pas uniforme sur une paroi, elle dépend du lieu où on mesure t_w pour cette raison, il faut distinguer entre le coefficient de convection local défini par :

$$dq = h \, dA (t_p - t_f) \quad \text{Eq. 2}$$

et un coefficient moyen, qui à partir du précédent s'écrit :

$$h_m = \frac{1}{A} \iint h \, dA \quad \text{Eq. 3}$$

I.2. CONVECTION FORCEE A L'INTERIEUR DES TUBES ET DES CONDUITES :

L'échauffement et le refroidissement de fluide s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleur les plus importants. Le projet et l'étude de tous les types d'échangeurs de chaleur nécessitent la connaissance du coefficient d'échange de chaleur entre les parois de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur. [1]

I.2.1. Examen du régime des vitesses :

Lors du mouvement d'un fluide visqueux incompressible dans une conduite cylindrique, le courant dans la portion initiale de celle-ci est constitué de deux parties, (Fig. 1a) couche limite au voisinage des parois et noyau non agité dans les limites duquel la vitesse du fluide en tout point d'une section transversale donnée est la même. A mesure que l'on s'éloigne de l'orifice du tube, l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique augmente tant que celle-

ci n'emplit pas toute la section transversale du cylindre ce qui a lieu à la distance l_{stab} .

La portion initiale de longueur l_{stab} est appelée section de stabilisation hydrodynamique. L'écoulement du fluide au delà de cette section est stabilisé, car il lui correspond un champ de vitesse identique pour toutes les sections.

La longueur de stabilisation croît avec l'accroissement des dimensions de la conduite et du nombre de Reynolds pour un écoulement laminaire, dans une conduite circulaire. Tant que Reynolds est inférieur à 2500, l'écoulement laminaire est reproduit.

I.2.2. Examen du régime de température :

La répartition de température est plus complexe. D'une façon analogue, à l'entrée du tube existe une couche limite thermique dans laquelle sont localisées les variations de température. (fig 1-b) Cette couche finit par occuper tout l'intérieur du tube, le régime thermique est alors établi.

Mais, alors que dans le régime hydrodynamique établi les phénomènes sont identiques dans toutes les sections, il n'en est pas de même dans le régime thermique établi, la température varie, non seulement radialement mais aussi longitudinalement.

I.2.3. Cylindre circulaire en convection forcée laminaire :

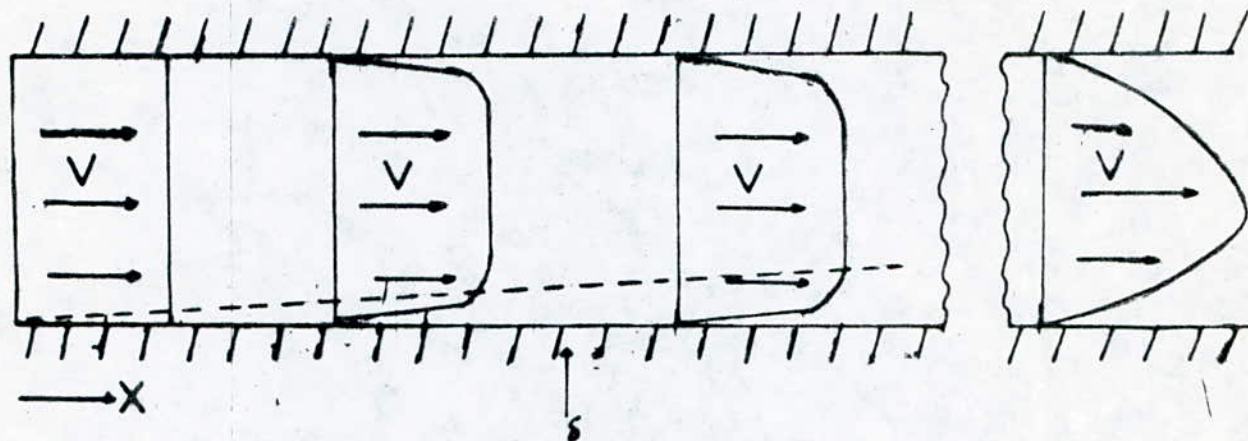


Fig: 1q Profil des vitesses

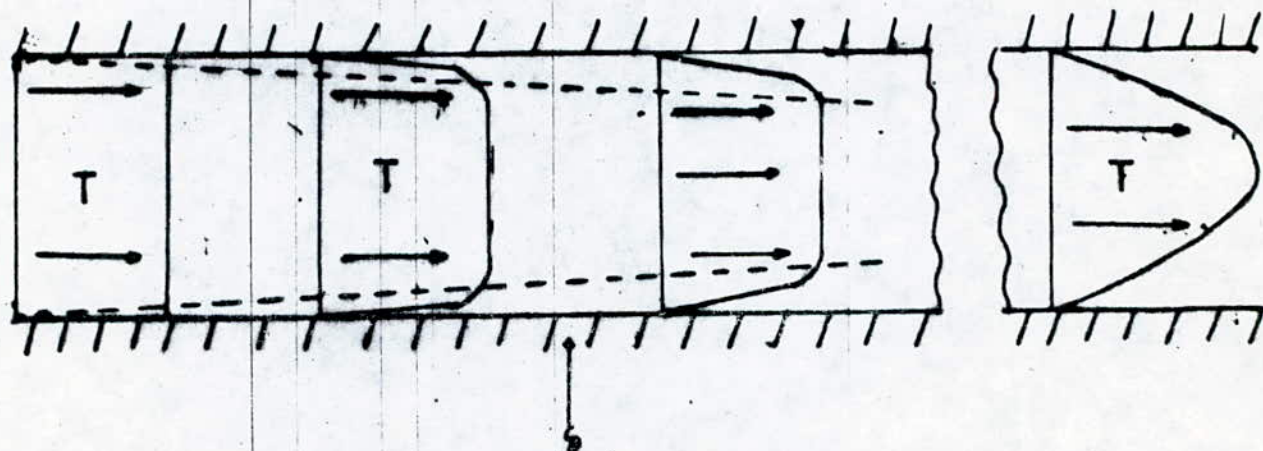


Fig: 1b Profil des Températures.

Le coefficient d'échange par convection, h , varie considérablement près de l'entrée, et décroît le long du cylindre jusqu'à ce que les profils de température et de vitesse aient atteint leur forme définitives.

La décroissance de h le long du conduit dans ce cas est monotone (Fig. 2)

Valeur limite en h :

En régime laminaire, le coefficient d'échange de chaleur devient pratiquement constant, quand est vérifiée la condition : [2]

$$\left(\frac{X}{D}\right)_l \frac{1}{Pe} \geq 0,05$$

où

X = distance comptée à partir du bord d'attaque du tube.

D = diamètre du tube

Pe = le nombre de pecllet défini comme le produit du nombre de Reynolds (Re) par le nombre de Prandtl (Pr) - cf. parag. II

L'indice l signifiant : laminaire

$$\text{et } h = 3,66 \frac{\lambda}{D} \quad \text{Eq. 4}$$

où

λ = la conductivité thermique du fluide (en $\frac{W}{m^{\circ}C}$)

D = diamètre du tube.

L'Eq. 4 peut s'écrire encore sous la forme :

$$Nu = 3,66$$

Eq. 5

où Nu est le nombre de Nusselt (cf. parag. II)

I.2.4. Cylindre circulaire en convection forcée turbulente :

Comme dans le cas du régime laminaire, les régimes hydrodynamique et thermique ne s'établissent pas dès l'entrée de la conduite. Le coefficient h de convection sur une section est fonction de la distance X de la section considérée par rapport à la section d'entrée (Fig. 3). LATZKO [2] a calculé dans des hypothèses simplificatrices, en admettant notamment, le régime hydrodynamique établi et le fluide peu visqueux (tels les gaz).

$$h = 0,0384 \left[\rho c_p u_0 Re^{-0,25} \left(1 + 0,1 \exp\left(-2,7 \frac{X}{D} Re^{-0,25}\right) \right) \right]$$

Eq. 6

ρ = masse volumique du fluide (en Kg/m³)

c_p = chaleur spécifique isobare (en J/Kg°C ou Kcal/Kg°C)

u_0 = vitesse linéaire du fluide au centre du conduit (m/s)

Valeur limite de h :

En régime turbulent, h devient pratiquement constant, quand est vérifiée la condition suivante

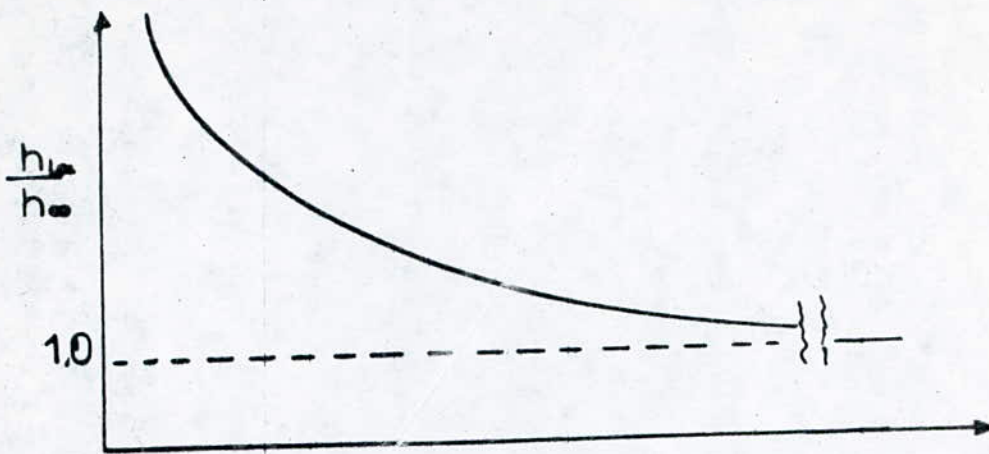


Fig: 2

Variation du coefficient d'échange de chaleur par convection près de l'entrée d'un tube dans lequel un fluide est en écoulement laminaire

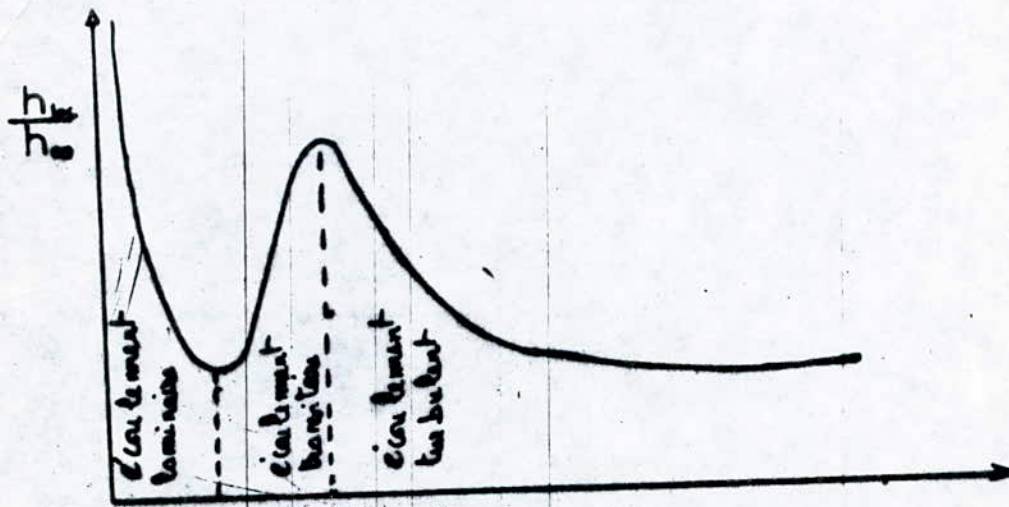


Fig: 3

Variation du coefficient de chaleur par convection près de l'entrée d'un tube dans lequel un fluide est en écoulement turbulent.

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

L'indice t signifiant : turbulent.

II. ANALYSE DIMENSIONNELLE :

L'analyse dimensionnelle est une méthode qui nécessite de simples calculs mathématiques, la principale restriction de cette méthode provient du fait que les résultats obtenus sont incomplets et tout à fait inutiles sans les données expérimentales, elle a deux buts essentiels :

- * donner des indications sur les relations qui existent entre les grandeurs mesurables intervenant dans les phénomènes physiques variés, et
- * grouper les grandeurs en produits sans dimensions, de façon à ce que les résultats d'expériences s'expriment par des relations entre ces produits. Ces groupes adimensionnels peuvent être déterminés par la méthode de BUCKINGHAM connue aussi sous le nom du théorème des groupements Π .

Théorème Π de VASHY BUCKINGHAM :

La 1ère 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 qui seront L (longueur), M (Masse)

τ (temps), T (température).

Or la 2ème étape 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 appelées "groupes adimensionnels".

Donc d'après le théorème de BUCKINGHAM, le nombre de groupes adimensionnels qui peuvent être formés par la combinaison des variables physiques d'un problème donné est égal au nombre total de n quantités physiques diminuées du nombre des dimensions fondamentales m nécessaires pour exprimer les formules dimensionnelles des n quantités physiques : $F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0$

Les variables $(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m})$ forment l'ensemble de base de groupes adimensionnels, et les variables influençant le transfert de chaleur par convection forcée à l'intérieur des tuyaux sont regroupés au tableau suivant :

Variables	Symboles	Unités	Dimensions
Diamètres du tube	D	m	L
Conductivité thermique du fluide	λ	W/ m .°C	$ML\tau^{-3}T^{-1}$
Vitesse du fluide	u	m / S	$L\tau^{-1}$
Masse volumique du fluide	ρ	kg/ m ³	ML^{-3}
Viscosité dynamique	μ	kg/m.s	$M.L^{-1}\tau^{-1}$
Chaleur spécifique	cp	J /Kg.°C	$L^2\tau^{-2}T^{-1}$
Coefficient d'échange de de chaleur par convection forcée.	h	W/ m ² .°C	$M\tau^{-3}T^{-1}$

En introduisant les formules adimensionnelles dans π_1 , on écrit :

$$\pi_1 = [L]^a [L \tau^{-1}]^b [ML^{-3}]^c [ML \tau^{-3} T^{-1}]^d [M \tau^{-3} T^{-1}]^e$$

Pour que π_1 reste adimensionnel, il faut que la somme des exposants de chaque dimension fondamentale soit nulle.

Pour L : $a + b - 3c + d = 0$

Pour M : $c + d + e = 0$

Pour τ : $-b - 3d - 3e = 0$

Pour T : $-d - e = 0$

Donc on trouve un système de quatre (04) équations à cinq inconnues, par conséquent on peut choisir dans chacun des groupes adimensionnels, la valeur d'un exposant à condition qu'il soit indépendant des autres.

On prend $d = 1$ supposé connu, ce qui donne :

$$e = -d = -1 \quad b = 0 \quad c = 0 \quad a = -1 \text{ d'où}$$

$$\pi_1 = D^{-1} \lambda h^{-1} = \frac{\lambda}{D \cdot h} = \frac{1}{Nu}$$

de la même manière, on détermine les groupes sans dimensions π_2 et π_3 on trouve :

$$\pi_2 = \frac{\nu}{Du\rho} = \frac{1}{Re} \quad \text{et} \quad \pi_3 = \frac{\lambda}{\nu \rho c_p D} = \frac{1}{Re} \cdot \frac{1}{Pr}$$

on remarque d'après l'analyse dimensionnelle que les sept variables initiales ont été combinées en trois groupes adimensionnels.

Donc la relation entre ces trois groupes s'écrit

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

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Eq. 7

L'équation 7 n'est qu'une forme générale d'une fonction. Les formes particulières ne sont pas connues. On essaie donc de l'exprimer par des fonctions classiques (linéaires, potentielles, exponentielles), les résultats expérimentaux montrent que la fonction est rarement linéaire, on se sert donc de l'approximation potentielle en écrivant :

$$Nu = A Re^b h^c$$

Les valeurs des constantes A, b, c sont déterminées expérimentalement [3]

Quelques groupes adimensionnels

Symbole	Nom	Définition
Nu	Nombre de Nusselt	$\frac{h \cdot D}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$\frac{\rho u D}{\mu}$
Pr	Nombre de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$
St	Nombre de Stanton	$\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h}{\rho u C_p}$
Gr	Nombre de Grätz	$\frac{\dot{m} C_p}{\lambda D}$ (\dot{m} : débit massique)
Pe	Nombre de Peclet	$Re \cdot Pr = \frac{u D}{a}$ (a: diffusivité thermique)
Gr	Nombre de Grashof	$\frac{\beta g \Delta t \rho^2 D^3}{\mu^2}$

III. CORRELATIONS USUELLES EN CONVECTION FORCEE A L'IN-

 TERIEUR DES CONDUITES

III.1. ECOULEMENT TURBULENT : $Re \geq 10^4$

* Mac Adams : propose la corrélation suivante pour déterminer le coefficient d'échange de chaleur par convection forcée entre les fluides, dont la viscosité est faible : [4]

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \text{Eq. 8}$$

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

L'équation est valable tant que $Re > 10000$ et

$$\frac{L}{D} \geq 50$$

* COLBURN : a proposé également la corrélation

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad \text{Eq. 9}$$

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

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

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

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad \text{Eq. 10}$$

μ : Prise à la température du fluide au centre de tube

μ_p : Prise à la température de la paroi

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

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

1. Pour le refroidissement du fluide :

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,054} \quad \text{Eq. 11}$$

2. Pour l'échauffement du fluide :

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} Pr^{0,37} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,054} \quad \text{Eq. 12}$$

ou D = diamètre du tube

L = longueur du tube.

III.2. ÉCOULEMENT LAMINAIRE A L'INTERIEUR D'UN TUBE :

$$Re < 2.10^3$$

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

MAC ADAMS propose : [5]

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

$$Nu = 0,5 Re Pr \frac{D}{L} \quad \text{Eq. 13}$$

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

$$Nu = 1,62 \left(Re Pr \frac{D}{L}\right)^{0,33} \quad \text{Eq. 14}$$

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

* SIDER et TATE :

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

$$Nu = 1,86 (Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L})^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad \text{Eq. 15}$$

* HAUSEN :

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

1. pour le refroidissement :

$$Nu = 11,5 Re^{0,23} Pr^{0,23} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,5} \quad \text{Eq. 16}$$

2. pour l'échauffement :

$$Nu = 15 Re^{0,23} Pr^{0,23} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,5} \quad \text{Eq. 17}$$

Effet de la longueur du tube sur h :

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

La corrélation s'adaptant à cette représentation est :

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

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

$\frac{Nu}{Re^{0.5}} \left(\frac{L}{D} \right)^{0.14}$



Fig: 4

Influence de $\frac{L}{D}$ sur h .

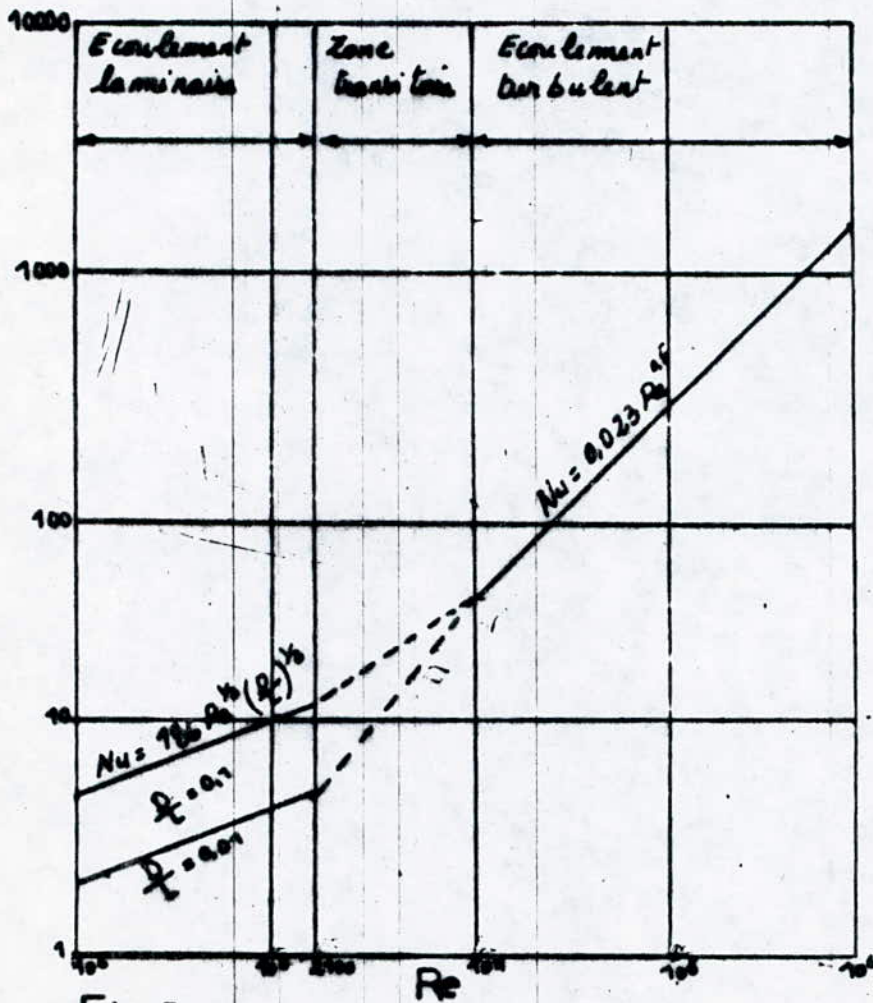


Fig: 5

graphe de Nu en fonction de Re pour le régime transitoire.

III.3. ÉCOULEMENT TRANSITOIRE : $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$

Il n'existe pas de corrélation pour cette zone. Cependant, l'accès à h est possible en procédant à une interpolation entre les courbes données en régime laminaire et régime turbulent sur un graphique donnant NU en fonction de Re pour différents rapports $\frac{L}{D}$. (Fig. 5)

On peut aussi utiliser une autre méthode qui consiste à calculer le NU_1 pour $Re_1 = 2000$ d'après l'équation convenable à l'écoulement laminaire, puis on calcule le NU_2 pour le $Re_2 = 10000$ d'après l'équation valable pour l'écoulement turbulent, et par la suite on joint les deux points par une droite sur laquelle on trouve la valeur de NU correspondant au nombre de Reynolds demandé.

IV. LES ÉCHANGEURS :

IV.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.

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

IV. 2. ECHANGEUR A FAISCEAU ET CALANDRE :

Cet appareil est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrées et de sorties pour le second fluide, qui circule à l'extérieure des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. [7]

IV.2.1. Calandre :

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres, elles sont réalisées à partir de plaque d'acier roulées et soudées. A chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution, des tubulures d'entrées et de sorties sont soudées sur la calandre et les boîtes de distribution.

IV.2.2. Faisceau :

Le faisceau est constitué par des tubes, qui sont fixés à chacune de leur extrémités par mandrinage dans deux plaques tubulaires. La disposition des tubes sur ces deux plaques s'effectue soit au pas carré, soit au pas triangulaire (Fig. 6)

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tube de plus que le pas carré, mais la disposition des tubes au pas carré permet un nettoyage plus facile.

Le faisceau de tube porte également des chicanes.

IV.2.3. Chicanes :

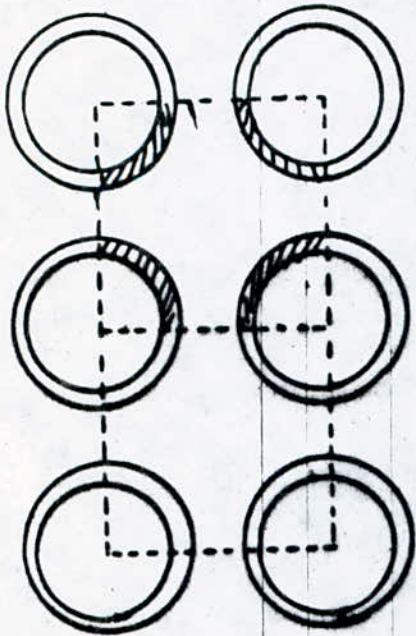
On utilise des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer le transfert à l'extérieur du tube par accroissement de la vitesse, donc la turbulence, et par suite le coefficient global de transfert; elles favorisent donc les échanges, et contribuent en outre à la rigidité du faisceau.

Ces chicanes sont généralement constitués par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportent un segment libre dont l'aire représente 20 à 45 % de la section totale (Fig. 7).

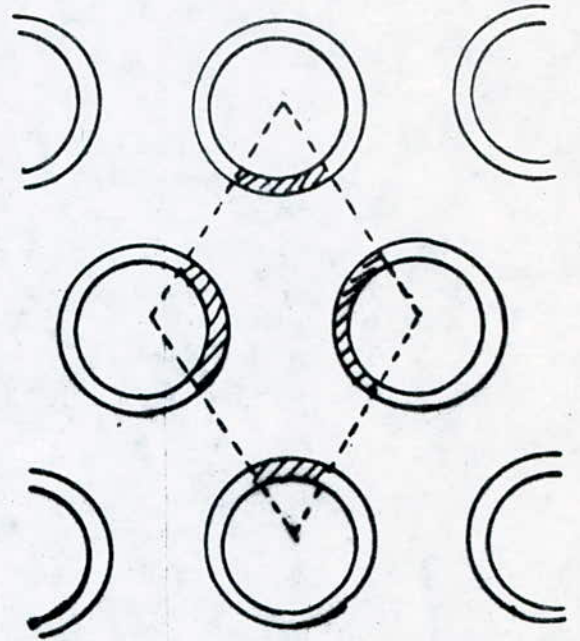
Dans certain cas on utilise des chicanes longitudinales constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau. Cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et retour dans la calandre et l'on a alors un appareil désigné par le terme "deux passes côte calandre".

IV.3. ÉCOULEMENT À CONTRE COURANT ET À COURANT PARALLÈLE :

Quand les deux fluides pénètrent dans l'échangeur par ses deux extrémités et y circulent dans des sens opposés, le type d'écoulement est appelé écoulement à contre courant. Si les deux fluides pénètrent par la même extrémité de l'échangeur et y circulent dans le même sens jusqu'à l'autre extrémité, on parlera d'écoulement à courants parallèles ou à co-courant.

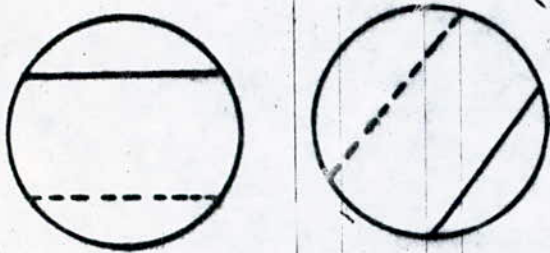


Pas Carré

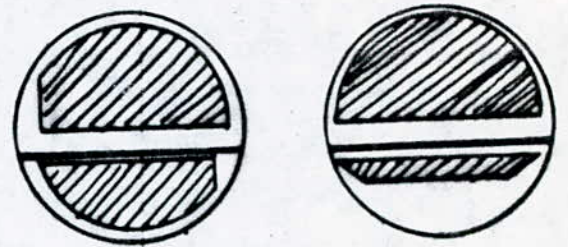


Pas Triangulaire

Fig:6



Chicanes Transversal



Chicanes Longitudinal

Fig:7

V. CALCUL D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR *****

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales.

Le calcul de tout appareil comportera toujours deux études parallèles, transfert de chaleur, et perte de charge.

V.1. ETUDE DU TRANSFERT DE CHALEUR D'UN ECHANGEUR :

V.1.1. Equations fondamentales

Comme un échangeur thermique n'est que le siège d'échange de chaleur, l'absence de travail fourni par ce dernier ou accompli sur lui fait que le premier principe de la thermodynamique appliqué à un tel système se réduit à l'égalité entre les variations d'enthalpies horaires d'un des deux fluides au flux thermique transféré d'un fluide à l'autre, ainsi :

$$\dot{m} (H_g - H_e) = q \quad \text{Eq. 19}$$

avec \dot{m} : débit massique du fluide en (Kg/s)

q : flux thermique transféré en (W) ou (Kcal/h)

H_e, H_g enthalpies massiques instantanées aux extrémités du système pour l'entrée et la sortie respectivement.

Cette équation étant valable pour les deux fluides. Si les pertes thermiques dues aux échanges avec l'ambiance sont réduites, la quantité de chaleur q perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid :

$$q = \dot{m}_c (H_{ce} - H_{cs}) = \dot{m}_f (H_{fs} - H_{fe}) \quad \text{Eq. 20}$$

Par ailleurs, si dans la plage opératoire des températures, les chaleurs spécifiques des deux fluides sont constantes, l'équation précédente peut s'écrire.

$$\dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (t_{fs} - t_{fe}) \quad \text{Eq. 21}$$

- Ou C_{pc} : chaleur spécifique du fluide chaud (en J/Kg°C)
- C_{pf} : chaleur spécifique du fluide **froid** (en J/Kg°C)
- t_{ce} : température d'entrée du fluide chaud
- t_{cs} : température de sortie du fluide chaud
- t_{fe} : température d'entrée du fluide froid
- t_{fs} : température de sortie du fluide froid.

D'autre part l'équation de la quantité de chaleur q peut s'écrire de la forme :

$$q = U A \Delta t_m \quad \text{Eq. 22}$$

- ou A : surface totale d'échange offerte par l'appareil
- U : coefficient global de transfert
- Δt_m : la différence de température moyenne entre 2 fluides.

V.2. DIFFÉRENCE MOYENNE DE TEMPÉRATURE

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert U est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides, et qu'il n'y a ni perte thermique, ni changement de phase au cours de transfert et que les régimes thermiques et hydrodynamique sont établis.

V.2.1. Ecoulement à contre courant (Fig. 6)

Pour l'ensemble de l'appareil, la quantité de chaleur échangée s'écrit comme :

$$q = U A \Delta t_m = \dot{m}_c C_{p_c} (t_{ce} - t_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (t_{fs} - t_{fe}) \quad \text{Eq. 23}$$

Soit un élément de tube de longueur dL et de surface dA , à la distance L de l'une des extrémités de l'échangeur, la quantité de chaleur échangée par cet élément s'écrit :

$$dq = U dA (t_c - t_f) = - \dot{m}_c C_{p_c} dt_c = \dot{m}_f C_{p_f} dt_f \quad \text{Eq. 24}$$

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

$$\dot{m}_c C_{p_c} (t_c - t_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (t_f - t_{fc}) \quad \text{Eq. 25}$$

l'élimination des termes $\dot{m}_c C_{p_c}$ et $\dot{m}_f C_{p_f}$ entre les équations 23 et 25 donne :

$$t_c = (t_f - t_{fe}) \frac{t_{ce} - t_{cs}}{t_{fs} - t_{fe}} + t_{cs} \quad \text{Eq. 26}$$

en reportant cette valeur dans l'équation (24) et en tirant $\dot{m} C_{pf}$ de l'équation (23) On obtient :

$$U dA = \dot{m}_f C_{pf} \frac{dt}{t_c - t_f} = \frac{q}{t_{fs} - t_{fe}} x$$

$$t_{fs} \left[\frac{(t_{ce} - t_{cs}) - (t_{fs} - t_{fe})}{t_{fs} - t_{fe}} + \frac{(t_{cs} \cdot t_{fs}) - (t_{ce} \cdot t_{fe})}{t_{fs} - t_{fe}} \right]$$

soit :

$$\frac{U dA}{q} = \frac{dt}{t_{fs} \left[(t_{ce} - t_{cs}) - (t_{fs} - t_{fe}) + (t_{cs} \cdot t_{fs} - t_{ce} \cdot t_{fe}) \right]} \quad \text{Eq. 27}$$

l'intégration de cette équation en supposant U constant donne :

$$\frac{UA}{q} = \int_{t_{ce}}^{t_{cs}} \frac{dt}{t_{fs} \left[(t_{ce} - t_{cs}) - (t_{fs} - t_{fe}) + (t_{cs} \cdot t_{fs} - t_{ce} \cdot t_{fe}) \right]} \quad \text{Eq. 28}$$

si l'on appelle Δt_1 et Δt_2 les différences de températures des fluides à chaque extrémité :

$$\Delta t_1 = t_{ce} - t_{fs} \quad \text{à l'extrémité chaude}$$

$$\Delta t_2 = t_{cs} - t_{fe} \quad \text{à l'extrémité froide}$$

et après simplification de l'intégrale On aura :

$$\frac{UA}{q} = \frac{1}{\Delta t_1 - \Delta t_2} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{1}{\Delta TLM}$$

$$q = UA \Delta TLM = UA \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \log \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = UA (\Delta TLM) \quad \text{Eq. 29}$$

V.2.2. Écoulement à courant parallèle : (Fig.8)

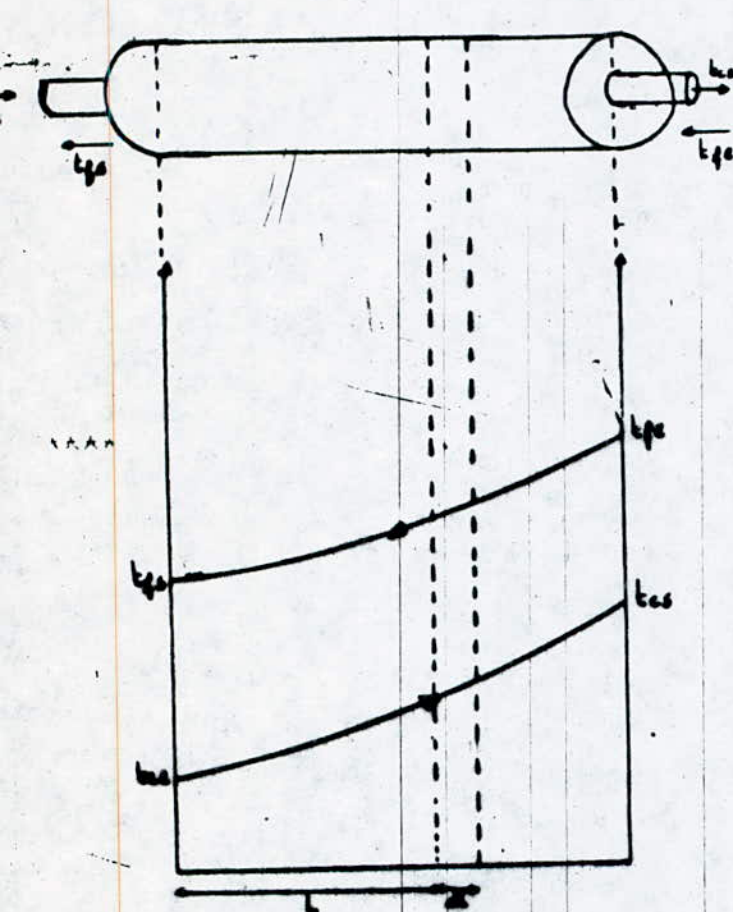
Il suffit d'inverser le sens de circulation de l'un des fluides en permutant l'entrée et la sortie, et les différences de température à chaque extrémité sont très différentes :

$$\Delta t_1 = t_{ce} - t_{re}$$

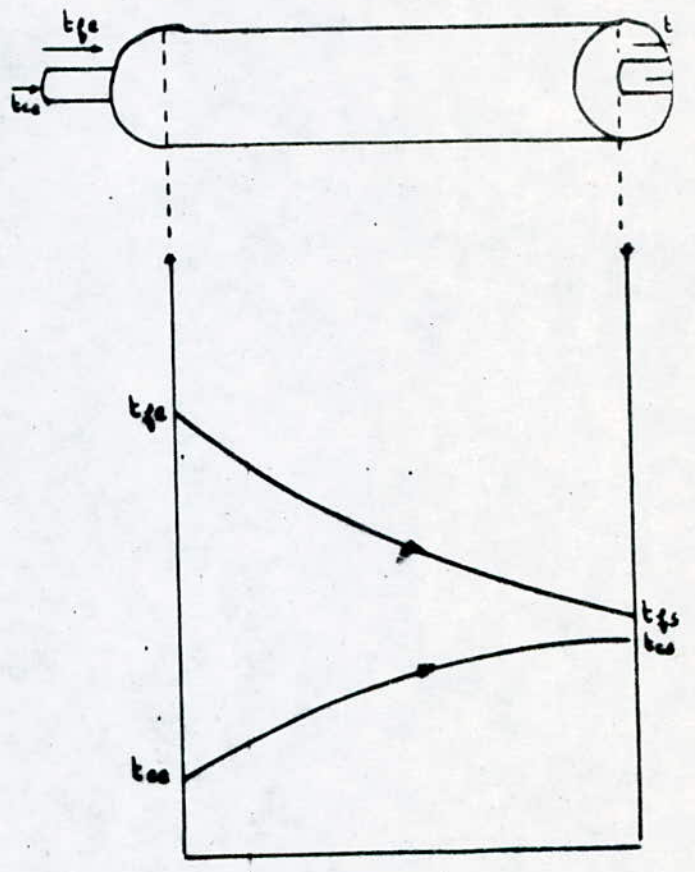
$$\Delta t_2 = t_{cs} - t_{fs}$$

En appliquant à cet appareil le même mécanisme que celui pour l'écoulement à contre courant. On trouve la même équation de la ΔTLM 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 ΔTLM la plus grande, donc à la surface d'échange la plus petite [7].



Echange à contre courant



Echange à courant parallèle

Fig: 8

V.2.3. Cas des échangeurs plus complexes :

Pour des échangeurs de chaleur plus complexes tels que les dispositions à tubes et calandre avec plusieurs passages, il devient très difficile d'obtenir une expression pour la différence de température moyenne.

En général on utilise la moyenne logarithmique de la différence de température global à laquelle on applique des facteurs de correction qui ont été publiés sous forme d'abaques par BOWMAN, MUELLER, où l'ordonné est le facteur de correction F : [1]

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \log \frac{1 - E}{1 - ER}}{(R-1) \log \frac{2-E}{2-E} \frac{(R+1 - \sqrt{R^2+1})}{(R+1 + \sqrt{R^2+1})}} \quad \text{Eq. 30}$$

et en abscisse les rapports adimensionnels des différences de températures :

$$E = \frac{(t_{cs} - t_{ce}) \dot{m}_c C_{p_c}}{(t_{fe} - t_{ce}) \dot{m}_c C_{p_c}} = \frac{t_{cs} - t_{ce}}{t_{fe} - t_{ce}} \quad \text{Eq. 31}$$

Et en courbe on a le paramètre R qui est égale au rapport des capacités calorifiques horaires des deux fluides, comme il est égale aussi à la variation de température du fluide circulant dans les tubes et la calandre.

$$R = \frac{\dot{m}_c C_{p_c}}{\dot{m}_f C_{p_f}} = \frac{t_{fc} - t_{fs}}{t_{cs} - t_{fc}} \quad \text{Eq. 32}$$

V.3. CALCUL DU COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT U :

Avant d'établir l'équation du coefficient global de transfert U , On analyse tout d'abord comment que la température varie quand on se situe tout près de la paroi et de part et d'autre de celle ci.

La résistance global au transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de **trois** résistances opérant en série (Fig. 9) . Deux d'entre elles sont celles offertes par les deux fluides, la troisième celle due à la paroi.

En séparant aussi la globale, en trois résistances partielles, l'analyse et la description du phénomène de transfert de chaleur seront plus précise.

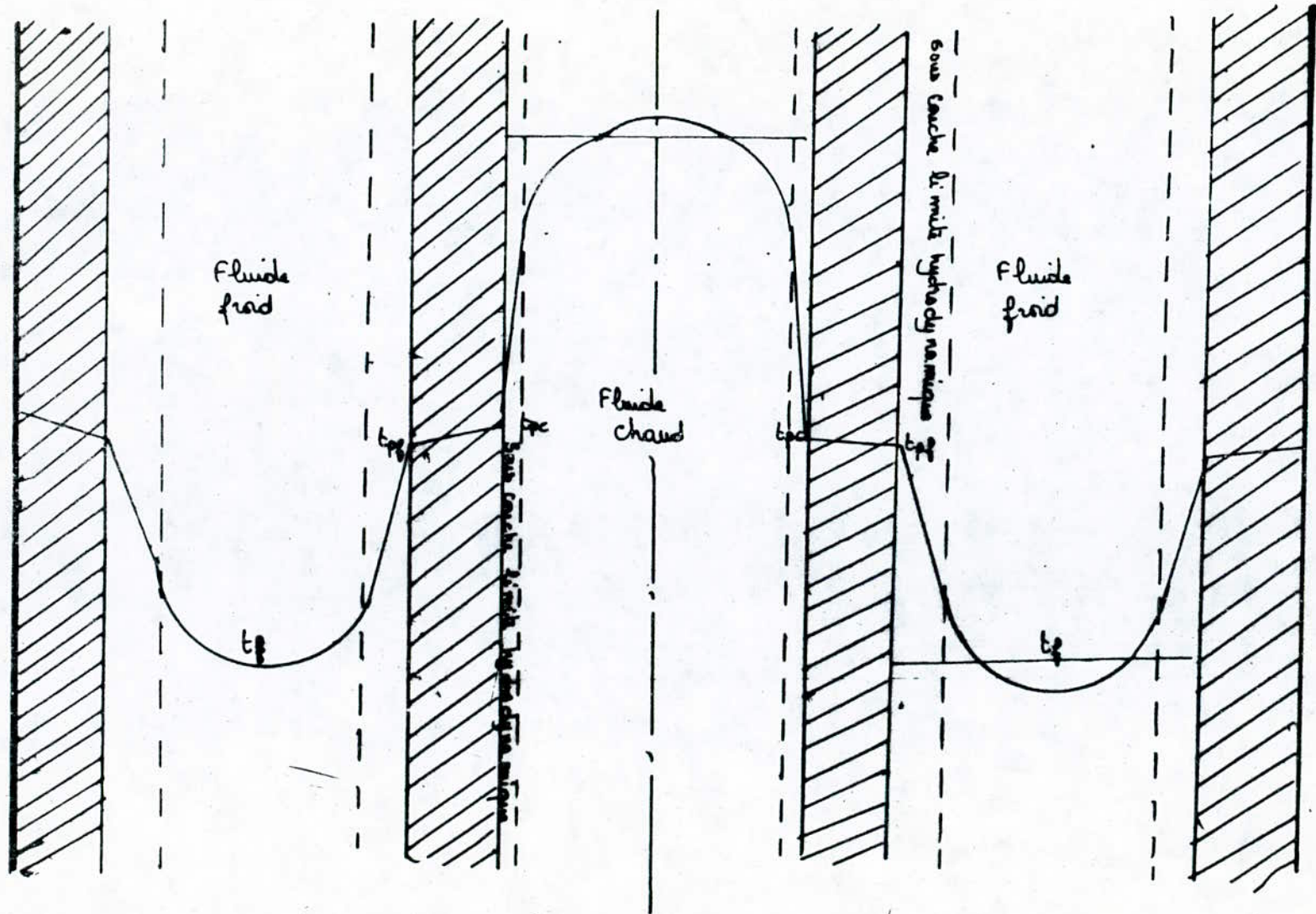
D'une manière analogue au coefficient global de transmission, on définit pour chacun des deux fluides, un coefficient individuel de transfert de chaleur par convection, celui ci est donnée par :

$$h_f = - \frac{dq}{t_f - t_{pf}} \frac{dA_c}{A_c} \quad \text{pour le fluide froid} \quad \text{Eq.33}$$

$$h_c = - \frac{dq/c}{t_c - t_{pc}} \frac{A_c}{A_c} \quad \text{pour le fluide chaud} \quad \text{Eq.34}$$

Fig: 9

profil de temperature des deux fluides a une section donnee dans l'echangeur.



ou dq/dA : densité du flux thermique en (W/m^2)

t_f : température du fluide froid en ($^{\circ}C$)

t_{pf} : température de la paroi du côté du fluide en ($^{\circ}C$)

t_c : température du fluide chaud en ($^{\circ}C$)

t_{pc} : température de la paroi du côté du fluide chaud en ($^{\circ}C$).

Le flux de chaleur circulant à travers la paroi cylindrique s'écrit :

$$\frac{dq}{dA_{ml}} = K \frac{t_{pc} - t_{pf}}{e} \quad \text{Eq. 35}$$

avec K : conductivité thermique de la paroi en ($W/m^{\circ}C$)

e : épaisseur de la paroi en (m)

A_{ml} : aire fictive égale à la moyenne logarithmique de A_i et A_e .

ou

$$A_{ml} = \frac{A_i - A_e}{\ln \frac{A_i}{A_e}} = \pi L \frac{D_i - D_e}{\ln \frac{D_i}{D_e}}$$

$\frac{dq}{dA_{ml}}$ = flux thermique local basé sur la moyenne logarithmique des aires intérieure et extérieure du tube intérieur.

Etant donné que le flux est conservatif, on écrit que :

$$dq = K \frac{(t_{pc} - t_{pf})}{c} dA_{ml}$$

$$dq = h_f (t_{pf} - t_e) dA_e$$

$$dq = K_c (t_e - t_{pc}) dA_i$$

donc :

$$(t_c - t_{pc}) + (t_{pc} - t_{pf}) + (t_{pf} - t_f) = dq \left[\frac{c}{K dA_{ml}} + \frac{1}{h_f dA_e} + \frac{1}{h_c dA_i} \right]$$

$$(t_c - t_f) = dq \left[\frac{c}{K dA_{ml}} + \frac{1}{h_f dA_e} + \frac{1}{h_c dA_i} \right]$$

Si le flux de chaleur est basé sur l'aire externe du tube A_e , on aura :

$$\frac{dq}{dA_e} = \frac{t_c - t_f}{\frac{c}{K} \frac{dA_e}{dA_{ml}} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \frac{dA_e}{dA_i}}$$

or :

$$\frac{dA_e}{dA_i} = \frac{\pi D_o dL}{\pi D_i dL} = \frac{D_o}{D_i}$$

et

$$\frac{dA_e}{dA_{ml}} = \frac{D_o dL}{(D_o - D_i) dL} = \frac{D_o}{\ln \frac{D_o}{D_i}}$$

avec :

$$D_{ml} = \frac{D_o - D_i}{\ln \frac{D_o}{D_i}}$$

D_{ml} : moyenne logarithmique des diamètres du tube interne.

L'équation précédente se réécrit sous la forme définitive :

$$\frac{dq}{dA_e} = \frac{t_c - t_f}{\frac{e}{K} \frac{D_i}{D_{ml}} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \frac{D_i}{D_o}} \quad \text{Eq. 36}$$

Cette équation comparée à l'équation : $\frac{dq}{dAc} = U_c \Delta t$ permet d'avoir U en fonction de h_f, h_c, K

$$\frac{1}{U_c} = \frac{e}{K} \frac{D_i}{D_{ml}} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \frac{D_i}{D_o} \quad \text{Eq. 37}$$

Si le flux est basé sur l'aire interne A_i du tube, on aura :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{e}{K} \frac{D_i}{D_{ml}} + \frac{1}{h_f} \frac{D_i}{D_o} + \frac{1}{h_c} \quad \text{Eq. 38}$$

Finalement, on est en mesure de calculer la valeur du coefficient global de transmission :

- Si les dimensions de l'échangeur sont définies, c'est-à-dire, D_i et D_o ainsi que L .
- Si la conductivité thermique du matériau constituant les parois est connue.
- Si les coefficients h_c et h_f sont accessibles. Ce qui est le cas pourvu que l'hydrodynamique de l'écoulement (Re), ainsi que les propriétés physiques des deux fluides (Pr) sont connues. A ce moment, par le biais des corrélations du type potentiel Nu en fonction de Re et Pr , on calcul h_c et h_f .

- Par ailleurs, si les températures aux extrémités de l'échangeur pour les deux fluides sont connues, si le mode d'écoulement est défini (co courant ou contre courant), si les hypothèses simplificatrices précitées restent valables, le calcul du flux de chaleur sur la base de la relation de Newton ne pose pas de problème. Et la confrontation de la valeur numérique de ce flux aux valeurs des variations d'enthalpie des deux fluides entre l'entrée et la sortie de l'échangeur permettra d'apprécier la justesse des simplifications effectuées lors du calcul de U et de la température moyenne logarithmique

V.3.1. Coefficient d'encrassement :

Au cours de l'utilisation de l'échangeur, la nature et la composition chimique des fluides peuvent être telles qu'il se produit un dépôt sur l'une ou l'autre (ou sur les deux) face des tubes, ce dépôt peut affecter sensiblement les caractéristiques de transfert de chaleur, à partir de là le coefficient global de transfert global d'une façon définitive peut s'écrire :

$$\frac{1}{U_e} = \frac{e}{K} \frac{D_e}{D_{ml}} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \frac{D_e}{D_i} + R_{se} \quad \text{Eq. 39}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{e}{K} \frac{D_i}{D_{ml}} + \frac{1}{h_f} \frac{D_i}{D_e} + \frac{1}{h_c} + R_{si} \quad \text{Eq. 40}$$

ou

- R_{se} : résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube
- R_{si} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur de tube.

On trouvera dans la littérature les valeurs recommandées pour les résistances thermiques d'encrassement. [7]

V.4. CALCUL DES PERTES DE CHARGES :

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie que l'on appelle perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques (densité, viscosité) ainsi que de la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert de chaleur et de la perte de charge.

La perte de charge due au frottement dans la conduite peut être reliée à l'énergie cinétique du fluide par unité de volume, par la formule 7

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{D \rho} \quad \text{Eq. 41}$$

avec :

- f : coefficient de friction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds
- G : vitesse massique (égale $u \rho$) ($M.L^{-2}.T^{-1}$)
- ρ : masse volumique moyenne du liquide mesuré à la température calorifique ($M.L^{-3}$)

ΔP : perte de charge ($M.L^{-1}.T^{-2}$)

D : diamètre uniforme (L)

L : longueur de la conduite.

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

Pour le régime laminaire

$$Re < 2100 \quad f = \frac{32}{Re} \quad \text{Eq. 42}$$

Pour le régime turbulent :

$Re > 2100$

1. Tubes lisses d'échangeurs

$$f = 0,00280 + 0,250 Re^{-0,32} \quad \text{Eq. 43}$$

2. Tubes rugueux d'échangeurs

$$f = 0,0070 + 0,523 Re^{-0,42} \quad \text{Eq. 44}$$

Pour tenir compte de la non isothermicité, SLEH et TATE proposent de corriger l'équation isotherme (41) par l'introduction du facteur ϕ_t au dénominateur.

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D \cdot \phi_t} \quad \text{Eq. 45}$$

où $\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,25}$ en régime laminaire Eq. 46

$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$ en régime turbulent Eq. 45

V.4.1. Perte de charge à l'intérieur des tubes (faisceau)

Admettons que les tubes utilisés sont lisses, la vitesse massique est définie par :

$$G_t = \frac{\mu}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}}{D_t^2} \cdot \frac{n_t}{N_t} \quad \text{Eq. 47}$$

avec :

\dot{m} : débit massique du fluide

n_t : le nombre de passes, côté tubes

N_t : le nombre total des tubes du faisceau.

Et la distance total parcourue par le fluide à l'intérieur des tubes est :

$$L = n_t \cdot l \quad \text{Eq. 48}$$

où l : la longueur des tubes

Il est nécessaire d'ajouter à la valeur de ΔP donné par l'équation (45) les pertes de charge dues aux circulations du fluide dans les boîtes de distribution, donne par la formule :

$$\frac{4n\epsilon + G^2}{2F}$$

Eq. 49

D'où la perte de charge total rencontré par le fluide à l'intérieur des tubes s'écrit comme :

$$\Delta P_t = \frac{G^2}{\gamma} \left(\frac{f_r}{D_i} \frac{1}{\lambda} + 2 \right) \quad \text{Eq. 50}$$

V.4.2. Pertes de charge à l'extérieur des tubes (calandre)

Méthode de Donohue :

La perte de charge longitudinale à travers l'ouverture de la chicane est :

$$\Delta P_{CL} = \frac{G_{CL}^2}{\rho \phi_c} \quad \text{Eq. 51}$$

où G_{CL} : vitesse massique longitudinale définie par

$$G_{CL} = \frac{4 \dot{m}}{(D_c^2 - N_t D_e^2) x} \quad \text{Eq. 52}$$

avec :

D_c : diamètre intérieur de la calandre

x : le rapport de l'aire du segment libre de la chicane à la section intérieure de la calandre.

D_e : diamètre extérieur du tube.

D'autre part on a la perte de charge transversale relative à l'écoulement du fluide perpendiculaire au faisceau entre deux chicanes.

$$\Delta P_{CT} = \frac{N f_{CT} G_{CT}^2}{\rho \phi_c} \quad \text{Eq. 53}$$

N : nombre de rangées horizontales du tube, comptées entre les centres de segments libres sous chicanes.

$$N = \frac{D_c - h}{P} \quad \text{Eq. 54}$$

P : pas de tubes

h : hauteur libre sous chicane

f_{CT} coefficient de friction exprimé par :

$$f_{CT} = \frac{30 D_e}{(P - D_e) Re_{CT}} \quad \text{Régime laminaire} \quad \text{Eq. 55}$$

$$f_{CT} = 1,50 \left(\frac{D_e}{(P - D_e) Re_{CT}} \right)^{0,20} \quad \text{Régime turbulent} \quad \text{Eq. 56}$$

Avec :

$$Re_{ct} = \frac{D_{eq} G_{CT}}{\mu} \quad \text{Eq. 56-a}$$

$$G_{CT} = \frac{\dot{m}}{a_{CT}} \quad \text{Eq. 56-b}$$

avec :

G_{CT} = vitesse massique transversal

a_{CT} = aire de passage entre deux chicanes varie selon l'arrangement des tubes.

La perte de charge totale à l'intérieur de la calandre est donnée par :

$$\Delta P_C = \frac{1}{\rho \phi_C} \left[N_C G_{CT}^2 + (N_C + 1) \left(\frac{D_C}{P} \right)^{1.75} f_{CT} G_{CT}^2 \right] \quad \text{Eq. 57}$$

avec :

N_C : nombre de chicane transversale .

- Méthode de Kern :

$$\Delta P_C = \frac{f_{CT} G_{CT}^2 (N_C + 1) D_C}{\rho D_{eq} \phi_C} \quad \text{Eq. 58}$$

D_{eq} : diamètre équivalent fonction de la disposition des tubes pour un pas triangulaire :

$$D_{eq} = \frac{3.464 P^2}{\pi D_e} - D_e \quad \text{Eq. 59}$$

V.5. CALCUL DU NOMBRE D'UNITÉ DE TRANSFERT D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR :

D'habitude les échanges thermiques sont décrites par les coefficients globaux de transmission U . Dans certains cas, il est avantageux de les décrire en termes d'unités de transfert.

Ainsi d'une manière analogue au concept d'unités de transfert dans les transferts de masse, la longueur d'échange (de chaleur cette fois) est présentée sous forme d'un produit de deux facteurs.

1. L'un ayant la dimension d'une longueur et faisant intervenir les conditions opératoires (tel le débit) et qu'on appelle : hauteur d'unité de transfert ou HUT

2. L'autre adimensionnel, et ne dépendant que des températures et des forces motrices que l'on nomme : nombre d'unités de transfert NUT.

Une unité de transfert correspond à une section de l'échangeur dans laquelle l'accroissement de la température du fluide froid (respectivement l'abaissement de la température du fluide **chaud**) est numériquement égal à la température moyenne logarithmique dans cette section.

Si L est la longueur d'échange, le calcul de HUT et de NUT se fait, soit sur la base du fluide froid, soit sur la base du fluide chaud.

Ainsi :

$$L = HUT_f \cdot NUT_f \quad \text{Eq. 60}$$

L'indice f correspond au fluide froid

$$L = HUT_c \cdot NUT_c \quad \text{Eq. 61}$$

L'indice c correspond au fluide chaud

Calcul de HUT et de NUT:

Sur un élément l'aire $d'A_p = \pi D_e dL$, d'un cylindre de longueur dL , la chaleur transférée est :

$$dq = U_e \pi D_e (t_c - t_f) dL \quad \text{Eq. 62}$$

Celle ci est accumulée par le fluide froid :

$$\begin{aligned} dq &= \dot{m}_f c_{pf} dt_f \\ &= \dot{C}_f dt_f \end{aligned} \quad \text{Eq. 63}$$

avec $\dot{C}_f = \dot{m}_f C_{pf}$ = capacité calorifique du fluide froid.

En égalisant les deux membres de gauche des deux équations, on obtient :

$$dL = \frac{\dot{C}_f}{\pi D_e U_e} \frac{dt_f}{t_c - t_f}$$

après intégration :

$$L = \frac{\dot{C}_f}{\pi D_e U_e} \int_{t_{fe}}^{t_{fs}} \frac{dt_f}{t_c - t_f} \quad \text{Eq. 64}$$

Le premier facteur dans cette équation a la dimension d'une longueur. C'est $(NUT)_f$, le second est sans dimension c'est $(NUT)_f$.

Après comparaison des équations 50 et 64 on obtient :

$$NUT_f = \int_{t_{fe}}^{t_{fs}} \frac{dt_f}{t_c - t_f} \quad \text{Eq. 65}$$

$$HUT_f = \frac{\dot{c}_f}{\pi D_e U_e} \quad \text{Eq 66} \quad \text{et} \quad L = NUT_f \cdot HUT_f$$

d'après l'équation 60 :

$$NUT_f = \frac{L}{HUT_f}$$

et d'après l'équation 66 :

$$NUT_f = \frac{\pi D_e U_e}{\dot{c}_f} L = \pi D_e L \frac{U_e}{\dot{c}_f}$$

$$NUT_f = A_e \frac{U_e}{\dot{c}_f} \quad \text{Eq 67}$$

V.6. EFFICACITE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR :

Les températures de sortie des fluides peuvent être des inconnues du problème, dans ce cas, il est préférable d'exprimer la quantité de chaleur échangée sans faire intervenir ces grandeurs résultantes.

On introduit ainsi la notion d'efficacité d'un échangeur de chaleur rapport de la quantité de chaleur échangée pour des conditions opératoires données à la quantité de chaleur maximale qui pourrait être échangée, pour une surface d'échange infinie, ce qui correspond à un échangeur à contre courant [9]

$$\text{Si } r = \frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_f C_{pf}}$$

Si $r > 1$, c'est le fluide chaud qui gouverne le processus de transfert de chaleur, et l'enthalpie instantanée maximale accumulable par le fluide froid correspondrait à une température $t_{fs} = t_{ce}$

Si $r < 1$, c'est le fluide froid qui détermine les températures de sortie des deux fluides, ainsi, l'enthalpie instantanée maximale libérable par le liquide chaud au cours de l'échange correspondrait à une température $t_{cs} = t_{fc}$

Mathématiquement l'efficacité est définie par la relation:

$$E_c = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{cs})}{\dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{fe})} \quad \text{si } r < 1, \text{ quand on la rapporte au fluide chaud}$$

$$E_c = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{cs})}{\dot{m}_f C_{pf} (t_{ce} - t_{fs})} \quad \text{si } r > 1, \text{ quand on la rapporte au fluide chaud}$$

$$E_c = \frac{t_{ce} - t_{cs}}{t_{ce} - t_{fe}} \quad r < 1 \quad \text{Eq. 68}$$

$$E_c = \frac{t_{ce} - t_{cs}}{t_{ce} - t_{fe}} \frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad r > 1 \quad \text{Eq. 69}$$

quand l'efficacité est rapportée au fluide froid, on aura de la même façon :

$$E_f = \frac{t_{fs} - t_{fe}}{t_{ce} - t_{fe}} \frac{\dot{m}_f C_{pf}}{\dot{m}_c C_{pc}} \quad r < 1 \quad \text{Eq. 70}$$

$$E_f = \frac{t_{fs} - t_{fe}}{t_{ce} - t_{fe}} \quad r > 1 \quad \text{Eq. 71}$$

Et comme $\dot{m}_f C_{pf} (t_{fs} - t_{fe}) = \dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{cs})$,
 alors $E = E_f = E_c$ si l'efficacité est connue, on peut calculer
 le flux de chaleur sans connaître les températures de sortie
 des deux fluides

Ainsi :

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (t_{fs} - t_{fe})$$

$$= E \dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{fe}) \quad r < 1 \quad \text{Eq. 72}$$

$$= E \dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{fe}) \quad r > 1 \quad \text{Eq. 73}$$

L'intérêt dans la formulation des flux sous cette
 forme, réside dans le fait que les températures de sortie des
 deux fluides ne sont pas intervenus.

L'efficacité d'un échangeur thermique à contre
 courant est donnée par la formule suivante.

$$E = \frac{\exp\left(\frac{1-r}{r} \frac{AU}{C_f}\right) - 1}{\exp\left(\frac{1-r}{r} \frac{AU}{C_f}\right) - r} \quad \text{Eq. 74}$$

avec $C_f = \dot{m}_f C_{pf}$

et pour un échangeur thermique à Co-courant on a :

$$E = \frac{1 - \exp\left(\frac{AU}{C_f} \frac{r+1}{r}\right)}{1+r} \quad \text{Eq. 75}$$

DEUXIEME PARTIE

DEUXIEME PARTIE

(C)NCEI'P(TI)N

ET

REALISATI)N

I) UN

ECHANGELI)R DE

CHALELI)R

Lorsque l'on fait le dimensionnement d'un échangeur, deux paramètres sont fixés par les conditions du procédé à savoir la quantité de chaleur qui correspond au besoin de l'appareil et la ΔT_{LM} par le fait des contraintes de dimensionnement imposés sur les températures, on voit donc que les seuls paramètres libres sont le coefficient global d'échange U et la surface d'échange A [10]. Donc le but de cette étude est de calculer la surface d'échange A et par suite déterminer le nombre de tubes correspondant.

Il n'est pas rare que dans la pratique, on se trouve dans la possibilité de fixer à priori la valeur de certaines grandeurs pour le calcul d'un échangeur, il faut souvent tenir compte dans le dimensionnement de l'échangeur de certaines conditions d'encombrement.

De même, si l'on desire que les forces motrices d'approche (différence de températures de deux fluides aux extrémités de l'échangeur) soient assez importantes pour assurer une efficacité d'échange acceptable, il faudra plutôt choisir un matériau de haute conductibilité thermique (cuivre par exemple) pour diminuer la résistance de la paroi des tubes.

En mécanique des fluides, nous calculerons la hauteur piézométrique nécessaire à une charge d'eau pour assurer un débit de fluide de refroidissement constant ainsi qu'un régime turbulent, compte tenu des pertes de charges singulières et par friction dues à l'installation.

Enfin, si l'on veut éviter la dissipation de la chaleur (ou du froid) vers l'extérieur, il faudra qu'un calcul de l'épaisseur du calorifuge se fasse au préalable afin d'apprécier plus rationnellement l'attention à réserver à cette partie de conception.

Evaluation des propriétés physiques

Les propriétés physiques telles la masse volumique et la chaleur spécifique ont été évaluées à la température moyenne $\frac{t_{ce} + t_{cs}}{2}$ pour le fluide chaud, à la température $\frac{t_{fe} + t_{fs}}{2}$ pour le fluide froid (voir tableau Annexe).

Calcul de flux de chaleur transféré :

Ce flux a été calculé sur la base du fluide chaud (à partir de t_{ce} , t_{cs} , c_{p_c} , \dot{m}_c).

- * Les caractéristiques de la pompe impose un débit maximum Q égale à $1 \text{ m}^3/\text{h}$
- * Les températures d'entrées et de sorties des fluides chaud et froid ont été fixées comme suit :

$$t_{ce} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{cs} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{fe} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{fs} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

* De l'équation (29) On calcul la ΔTLM :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(t_{ce} - t_{fs}) - (t_{cs} - t_{fe})}{\ln \frac{t_{ce} - t_{fs}}{t_{cs} - t_{fe}}} = 31,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* De l'équation (21) on calcul le flux thermique q :

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (t_{ce} - t_{cs}) = Q \rho C_{pc} (t_{ce} - t_{cs})$$

$$C_{pc} = 0,9991 \approx 1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 984,24 \text{ Kg/m}^3$$

$$q = 14763,6 \text{ Kcal/h}$$

I Calcul de la surface d'échange global A :

* Le coefficient global d'échange peut être estimé assez raisonnablement à partir de valeurs estimées à priori des coefficients de film, soit à partir de certaines abques donnés par la littérature.

Nous avons estimé une valeur de coefficient d'échange moyen à partir d'un abaque [11] ou on a trouvé :

$$U = 760 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} = 382 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

* De l'équation (22) On a :

$$q = U A \Delta TLM \implies A = \frac{q}{U \Delta TLM}$$

$$A = 0,609 \text{ m}^2.$$

De = 14 mm

* Calcul du nombre de tubes :

* La surface d'échange peut s'écrire aussi sous la forme :

$$A = N_t \cdot \pi D_e L \quad \text{Eq. 76}$$

* La longueur, le diamètre et le nombre des tubes conditionnent les plus grandes dimensions de l'échangeur.

La surface d'échange étant calculée, nous voyons d'après l'équation (76) que le nombre de tubes est fonction du diamètre extérieur (D_e) et de la longueur (L) de ceux-ci

Nous fixons ces deux derniers paramètres à $D_e = 14$ mm et $L = 420$ mm pour les raisons simples, suivantes :

- * En ce qui concerne le diamètre, ce sont les seuls tubes que nous avons trouvé sur le marché
- * En ce qui concerne la longueur nous l'avons fixée égale à celle de la calandre.
- * En effet nous avons récupéré deux fonds et une virole qui nous serviront, après modification, respectivement de boîtes de distribution et de calandre.

Diamètres des tubes :

- diamètre intérieur :
 $D_i = 12 \text{ mm}$
- diamètre extérieur :
 $D_e = 14 \text{ mm}$

Longueur des tubes :
 $L = 420 \text{ mm}$

* De l'équation (76) , nous déterminons le nombre des tubes

$$N_t = \frac{A}{\pi D_e L}$$

$$N_t = 33 \text{ tubes}$$

Détermination du régime d'écoulement dans les tubes:

* Pour connaître le régime d'écoulement à l'intérieur des tubes, on calcule la vitesse d'écoulement u donnée par la formule :

$$Q = N_t \cdot A_i \cdot u \quad \text{Eq. 77}$$

A_i section de tube rapportée au diamètre intérieur des tubes

$$u = \frac{Q}{N_t \cdot A_i} = \frac{4 Q}{N_t \cdot \pi D_i^2}$$

$$u = 0,074 \text{ m/s}$$

$$* Re = \frac{\rho u D_i}{\mu} \quad \text{Eq. 78}$$

à 57,5 °C masse volumique : $\rho = 984,24 \text{ Kg/m}^3$
viscosité dynamique : $\mu = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$

$Re = 1759$ donc $Re < 2100$, nous avons un régime d'écoulement laminaire à l'intérieur des tubes.

CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE

Désignons par ΔP_1 la perte de charge totale due à l'écoulement du fluide froid, et par ΔP_2 , la perte de charge totale due à l'écoulement du fluide chaud. Nous calculerons chacune de ces pertes de charge, et nous évaluerons la hauteur piézométrique nécessaire pour assurer un écoulement turbulent, de l'eau froide dans la calandre.

Etant donné que les coefficients de friction (f) ainsi que les coefficients de perte de charge singulière (ξ) sont exprimés en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide, il est plus facile d'admettre comme connue la vitesse du fluide froid dans la calandre (u), et déduire la hauteur piézométrique (H) correspondante.

Vu que l'installation comporte des incidents parcoures, il faudra tenir compte en sus des pertes de charges par frottement, des pertes de charges singulières.

CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE TOTALE DUE A L'ÉCOULEMENT DU FLUIDE FROID ΔP_1 :

$$\Delta P_1 = \Delta P_{f1} + \Delta P_{s1} + \Delta P_{n1}$$

1.1. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE PAR FROTTEMENT : ΔP_{f1}

La perte de charge par frottement due à l'écoulement du fluide froid à l'intérieur des tubes, s'écrit conformément à l'équation (58)

$$\Delta P_{fc} = \frac{f_{ct} G_{ct} (N_c + 1) D_c}{\rho D_{eq} \phi_c}$$

Données :

- * diamètre intérieur de la calandre $D_c = 300$ mm
- " espace libre entre deux chicanes $B = 140$ mm
- * le pas $P = 42$ mm

- La température moyenne d'eau froide : $25,5^\circ\text{C}$

$$\rho_2 = 997.07 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_2 = 0,896 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

- Le débit d'eau froide permettant un écoulement turbulent à l'intérieur de la calandre est fixé à $8 \text{ m}^3/\text{h}$ pour avoir ainsi un écoulement turbulent.
d'après l'eq. 59 :

$$D_{eq} = \frac{3,464 P^2}{W D_e} - D_e$$

$$D_{eq} = 0,125 \text{ m}$$

et l'eq (56.b) $G_{ct} = \frac{m}{a_{ct}}$

Pour une disposition en quinconce

$$a_{ct} = \frac{D_c}{P} (P - D_e) B$$

$$a_{ct} = 0,028 \text{ m}^2$$

$$G_{ct} = 79,13 \text{ Kg/m}^2 \text{ s}$$

en calculant le Reynolds d'après l'eq. (56.a) nous déterminons le régime d'écoulement dans la calandre :

$$Re_{ct} = \frac{D_{eq} G_{ct}}{\mu} = 11039$$

$Re_{ct} > 10000$, nous avons un régime turbulent donc on applique l'eq (56) pour le calcul du coefficient de friction :

$$f_{ct} = 150 \left(\frac{D_e}{(P - D_e) Re_{ct}} \right)^{0,2} = 0,20$$

$$\Delta P_{fc} = 9,04 \text{ Kg/ m.s}^2$$

- La perte de charge par frottement dans le tube d'amenée d'eau froide s'écrit à partir de l'éq. 45.

$$\Delta P_f = \frac{f G^2 L}{d_i \rho}$$

Données :

Tube d'amenée d'eau	diamètre intérieur $d_i = 20\text{mm}$
froide	diamètre extérieur $d_e = 27\text{mm}$
	longueur $l = 700\text{mm}$

Désignons par u_1 , la vitesse d'écoulement dans le tube d'amenée du fluide froid :

$$u_1 = 7,08 \text{ m/s}$$

$$Re_1 = \frac{u_1 \rho d_i}{\mu_2} = 157572$$

Vu que le régime est turbulent, et en admettant que le tube utilisé est lisse, dans ce cas, le coefficient de friction se calcule d'après l'éq (43)

$$f = 0,028 + 0,25 \text{ Re}^{-0,32}$$

dans ce cas $f = 0,00823$

$$\Delta P_{fe} = 14396,6 \text{ Kg/ms}^2$$

donc la perte de charge par frottement due à l'écoulement du fluide froid est :

$$\Delta P_{f1} = \Delta P_{fc} + \Delta P_{fe}$$

$$\Delta P_{f1} = 14405,64 \text{ Kg/ms}^2$$

I.2. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE SINGULIÈRE ΔP_{s1}

Les pertes de charge singulières se produisent lorsqu'il y a perturbation de l'écoulement normal tel que décollement des parois, formation de tourbillons aux endroits où il y a changement de section ou de direction de la conduite, ou présence d'obstacle.

La perte de charge singulière affectant les fluides en écoulement s'écrit d'une manière générale :

$$\Delta P_s = f_s \frac{u^2}{2}$$

Eg. 79 [12]

ou ξ = coefficient de perte de charge singulière
 u = vitesse d'écoulement du fluide
 ρ = masse volumique du fluide

Dans l'installation figurent différents obstacles gênant l'écoulement normal du fluide froid (Fig. 10)

- Calcul de la perte de charge due à l'élargissement brusque du fluide froid dans la calandre: ΔP_{sf}

soient : a : section la plus étroite de l'ouverture (m^2)
 a' : section du canal après la section étroite de l'ouverture (m^2)

pour $Re > 3,5 \cdot 10^3$ $\xi = (1 - \frac{a}{a'})$ Eq. 80 12

Données :

- section de la tubulure d'entrée $a_1 = 0,000314 m^2$
- section de l'élargissement dans la calandre
 $a'_1 = 0,000123 m^2$

$Re = 157572$ $\xi = 0,97$
 $u'_1 = 7,08 m/s$

donc $\Delta P_{sf} = 21240,07 Kg/ms^2$

Calcul de la perte de charge au niveau des
coudes ΔP_{sc}

Dans l'installation figure deux coudes en
acier au niveau du tube d'amené d'eau froide :

- diamètre intérieur $d_i = 20$ mm
- diamètre extérieur $d_e = 27$ mm
- rayon de courbure $R = 35$ mm

pour $\frac{R}{d_i} > 1,5$ $\xi = 0,21$ [12]

$$\Delta P_{sc_1} = 10495,70 \text{ Kg/ms}^2$$

Calcul de la perte de charge au niveau de la
vanne ΔP_{sv_1} (VI)

diamètre intérieur $d_i = 20$ mm

$$\xi = 1,5 \quad [12]$$

$$\Delta P_{sv} = 37484,64 \text{ Kg/ ms}^2$$

La perte de charge singulière total due à l'écoulement
du fluide froid /

$$\Delta P_{S_1} = \Delta P_{S_f} + \Delta P_{sc_1} + \Delta P_{sv_1}$$

$$\Delta P_{S_1} = 72220,41 \text{ Kg/ms}^2$$

I.5. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE DUE À LA DIFFÉRENCE DE NIVEAU ENTRE LES POINTS E ET E (FIG. 10)

La perte de charge due à la différence de niveau est donnée par l'équation :

$$\Delta P_n = \rho g h \quad \text{Eq. 51}$$

avec h = hauteur entre 2 points (m)

entre les points E et F $h_1 = 0,4$ m

$$\Delta P_{n1} = 3912,5 \text{ Kg/ms}^2$$

La perte de charge totale due à l'écoulement du fluide froid est :

$$\Delta P_1 = 90538,5 \text{ Kg/ms}^2$$

II. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE TOTALE DUE A L'ÉCOULEMENT DU FLUIDE CHAUD : ΔP_2

$$\Delta P_2 = \Delta P_{f2} + \Delta P_{s2} + \Delta P_{n2}$$

avec ΔP_{f2} = perte de charge par frottement due à l'écoulement du fluide chaud :

ΔP_{s2} = perte de charge singulière due à l'écoulement du fluide chaud

ΔP_{n2} = perte de charge due à la différence de niveau

II.1. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE PAR FROTTEMENT. ΔP_{f2}

- Calcul de la perte de charge à l'intérieur des tubes

La perte de charge à l'intérieur des tubes rencontrée par le fluide chaud, s'écrit en vertu de l'équation (50) :

$$\Delta P_{ft} = \frac{n_t}{\rho} \frac{G_t^2}{D_i} \left(\frac{f_t}{\phi_t} \right) \quad (2)$$

conformément à l'équation (47)

$$G_t = \frac{4 \dot{m}_t}{\pi D_i^2 N_t}$$

Données :

Tubes	diamètre intérieur	$D_i = 12 \text{ mm}$
	diamètre extérieur	$D_e = 14 \text{ mm}$
	longueur	$L = 420 \text{ mm}$

la température moyenne d'eau froide : $57,5^\circ\text{C}$

$$\rho_1 = 984,24 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

comme il a été montré, le régime d'écoulement dans les tubes étant laminaire, on applique l'équation (42) pour la détermination du coefficient de friction.

$$f = \frac{32}{\text{Re}}$$

donc $f_t = 0,018$

et l'éq (46) $\phi_t = \left(\frac{u}{u_p} \right)^{0,25}$

On suppose que $\phi_t = 1$. après calcul on trouve

$$G_t = 73,29 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

$$\Delta P_{ft} = 14,35 \text{ Kg/m.s}^2$$

- Calcul de la perte de charge par frottement dans le tube d'amenée d'eau chaude

* désignons par ΔP_{fa} la perte de charge due à l'écoulement d'eau dans le tube d'amenée d'eau chaude côté aspiration :

et par ΔP_{fb} perte de charge due à l'écoulement d'eau dans le tube d'amenée d'eau chaude côté refoulement.

* Calcul de ΔP_{fa}

Données :

Tube | diamètre intérieur $d_i = 40$ mm
 | diamètre extérieur $d_o = 50$ mm
 | Longueur $l = 1600$ mm

La vitesse d'écoulement dans le tube d'amenée d'eau chaude côté aspiration est

$$u_1 = 0,22 \text{ m/s}$$

et

G_1 , la vitesse massique égale à $u_1 \rho$

$$Re_1 = \frac{u_1 d_i \rho}{\mu_1} = 17322,6$$

Le régime d'écoulement est turbulent :
 le coefficient de friction se calcule d'après
 l'équation (43).

$$\bar{f} = 0,0138$$

nous obtenons : $\Delta P_{fa} = 26,29 \text{ Kg/ms}^2$

* Calcul de ΔP_{fb}

Données :

Tube d'aménée d'eau	: diamètre intérieur:
chaude côté re. fou-	$d_i'' = 20 \text{ mm}$
lement.	diamètre extérieur :
	$d_e'' = 30 \text{ mm}$
	Longueur
	$l'' = 1340 \text{ mm}$

La vitesse d'écoulement dans le tube d'aménée
 d'eau chaude côté refoulement est :

$$u_2 = 0,88 \text{ m/s}$$

et

$$Re_2 = \frac{u_2 d_i'' \rho_1}{\mu_1} = 34645,24$$

Le régime d'écoulement est turbulent :
 le coefficient de friction se calcule d'après l'eq. (43)

5a.

$$f = 0,01162$$

$$\Delta P_{fb} = 593,17 \text{ Kg/ms}^2$$

la perte de charge par frottement due à l'écoulement du fluide chaud est :

$$\Delta P_{f_2} = \Delta P_{f_t} + \Delta P_{f_a} + \Delta P_{fb}$$

$$\Delta P_{f_2} = 633,81 \text{ Kg/ms}^2$$

II.2. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE SINGULIERE ΔP_{s_2}

- Calcul de la perte de charge due à l'élargissement à l'entrée du fluide chaude dans la boîte de distribution

* Section de la tubulure d'entrée

$$a_2 = 0,000314 \text{ m}^2$$

* Section de l'élargissement dans la boîte de distribution :

$$a'_2 = 0,0254 \text{ m}^2$$

pour $Re = 34645,25$ d'après l'eq. (80)
 on a $f = 0,93$

$$F_{S_{c1}} = 376,47 \text{ Kg}$$

- Calcul de la perte de charge due à l'élargissement à la sortie du fluide chaud refroidi vers la boîte de distribution

* Section du tube

$$a_2 = 0,00011304 \text{ m}^2$$

* Section de la boîte de distribution

$$A_2' = 0,07 \text{ m}^2$$

pour $10 < Re < 3,5 \cdot 10^5$ d'après l'eq. (80) $f = 0,0096$

$$\Delta P_{Sc2} = 0,35 \text{ Kg/ms}^2$$

- Calcul de la perte de charge au niveau des coudes ΔP_{Sc3} :

Dans l'installation figure aussi

- trois coudes en verre	} diamètre intérieur : $d_1' = 40 \text{ mm}$ diamètre extérieur : $d_c' = 50 \text{ mm}$ rayon de courbure : $R' = 125 \text{ mm}$
au niveau de tube	
d'amènée d'eau chaude	

côté aspiration

pour $\frac{R'}{d_1'} > 1,5$ $\xi = 0,2$ (12)

$$\Delta P'_{Sc} = 14,24 \text{ Kg/ms}^2$$

- Un coude en verre
 au niveau du tube
 d'amener du côté
 re: foulement
- diamètre intérieur : $d_1'' = 20 \text{ mm}$
 diamètre extérieur : $d_e'' = 30 \text{ mm}$
 rayon de courbure : $R'' = 85 \text{ mm}$

pour $\frac{R''}{d_1''} > 1,5$ $\xi = 0,23$ (12)

$$\Delta P''_{Sc} = 27,65 \text{ Kg/ms}^2$$

$$\Delta P_{Sc3} = 101,39 \text{ Kg/ms}^2$$

- Calcul de la perte de charge au niveau de la vanne (V2)

$$\xi = 1,75$$

$$\Delta P_{Sv2} = 666,92 \text{ Kg/ms}^2$$

La perte de charge singulière total due à l'écoulement du fluide chaud est :

$$\Delta P_{S2} = \Delta P_{Sc1} + \Delta P_{Sc2} + \Delta P_{Sc3} + \Delta P_{Sv2}$$

$$\Delta P_{S2} = 1146 \text{ Kg/ms}^2$$

II. 3. CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE DUE À LA DIFFERENCE DE NIVEAU ΔP_{n_2}

- entre les points A et B (Fig. 10)

$$h_2 = 1,2 \text{ m} \quad \Delta P_n^I = 11586,47 \text{ Kg/ms}^2$$

- entre les points C et D (Fig 10)

$$h_3 = 1,08 \text{ m} \quad \Delta P_n^{II} = 10427,82 \text{ Kg/ms}^2$$

$$\Delta P_{n_2} = 22014,29 \text{ Kg/ ms}^2$$

La perte de charge totale due à l'écoulement du fluide chaud est:

$$\Delta P_2 = 23794 \text{ Kg/ms}^2$$

Calcul de la hauteur piezométrique : H

L'application de l'équation de Bernoulli entre les points GK (fig 10) permet d'obtenir la hauteur H nécessaire pour assurer une vitesse d'écoulement u' dans la calandre.

$$\rho \frac{u_k^2}{2} + P_k + \rho g h_k = \rho \frac{u_c^2}{2} + P_c + \rho g h_c + \Delta P_1 \quad \text{Eq. 332}$$

$u'_K = 0$ niveau constant de la surface libre de l'eau
du trop plein.

$P_K = P_G =$ pression atmosphérique

$h_K - h_G = H$

$$\rho g H = \rho \frac{u'^2}{2} + \Delta P_1$$

$$H = \frac{\rho \frac{u'^2}{2} + \Delta P_1}{\rho g}$$

$$H = 11,8 \text{ m}$$

* Calcul de l'épaisseur du calorifuge :

Le calcul de l'épaisseur du calorifuge dans le cas d'un échangeur à faisceau et calandre se divise en deux parties, un premier calcul pour la calandre, et un deuxième calcul pour les boîtes de distribution.

* pour la calandre

La calandre est de forme cylindrique, le calcul de l'épaisseur de calorifuge se fait à partir de l'établissement des équations de flux

Le flux de chaleur par conduction pour un cylindre creux est donné par l'équation :

$$q = K \cdot A_{ml} \frac{t_p - t_f}{e} \quad \text{Eq. 83}$$

A_{ml} : moyenne logarithmique des aires en m^2

et conformément à l'équation (1) le flux de chaleur par convection est :

$$q = h A (t_p - t_f)$$

soient :

D_c : diamètre intérieur de la calandre en mm

D_{ce} : diamètre extérieur de la calandre en mm

D_g : diamètre extérieur du calorifuge en mm

t_g : température extérieur du calorifuge en $^{\circ}C$

t_a : température de l'air ambiant en $^{\circ}C$

h_f : coefficient de convection côté fluide froid en $Kcal/h m^2 ^{\circ}C$

h_a : coefficient de convection côté air en $Kcal/h m^2 ^{\circ}C$

K : conductivité thermique de la paroi en $Kcal/h m ^{\circ}C$

K_i : conductivité thermique de l'isolant en $Kcal / h m ^{\circ}C$

Donc pour la calandre nous avons :

* convection du fluide froid vers la paroi

$$q = h_f \pi D_c L (t_f - t_{pf1}) \Rightarrow t_f - t_{pf1} = \frac{q}{h_f \pi D_c L} \quad (1)$$

* Conduction à travers la paroi de la calandre :

$$q = \frac{2\pi LK}{\ln \frac{D_{ce}}{D_c}} (t_{pf1} - t_{pf2}) \Rightarrow t_{pf1} - t_{pf2} = \frac{q \ln \frac{D_{ce}}{D_c}}{2\pi LK} \quad (2)$$

* Conduction à travers le calorifuge :

$$q = \frac{2\pi LK_i}{\ln \frac{D_g}{D_{ce}}} (t_{pf2} - t_g) \Rightarrow t_{pf2} - t_g = \frac{q \ln \frac{D_g}{D_{ce}}}{2\pi LK_i} \quad (3)$$

* Convection de la paroi extérieur du calorifuge vers l'air ambiant :

$$q = h_a \pi D_g L (t_g - t_a) \Rightarrow t_g - t_a = \frac{q}{h_a \pi D_g L} \quad (4)$$

En faisant la somme des quatre equations on obtient :

$$t_f - t_a = q \left[\frac{1}{h_f \pi D_c L} + \frac{\ln \frac{D_{ce}}{D_c}}{2\pi LK} + \frac{\ln \frac{D_g}{D_{ce}}}{2\pi LK_i} + \frac{1}{h_a \pi D_g L} \right]$$

$$t_f - t_a = \frac{q}{\pi D_c L} \left[\frac{1}{h_f} + \frac{D_c \ln \frac{D_{ce}}{D_c}}{2K} + \frac{D_c \ln \frac{D_g}{D_{ce}}}{2K_i} + \frac{D_c}{h_a D_g} \right]$$

avec $D_2 = D_{ce} + 2e$

e : épaisseur du calorifuge en mm

$$A_i = \pi D_c L$$

$$t_f - t_a = \frac{q}{A_i} \left[\frac{1}{h_f} + \frac{D_c \ln \frac{D_{ce}}{D_c}}{2K} + \frac{D_c \ln \frac{D_g}{D_{ce}}}{2K_i} + \frac{D_c}{h_a D_g} \right]$$

$$q = \frac{A_i (t_f - t_a)}{\frac{1}{h_f} + \frac{D_c \ln \frac{D_{ce}}{D_c}}{2K} + \frac{D_c \ln \frac{D_{ce} + 2e}{D_{ce}}}{2K_i} + \frac{1}{h_a} \frac{D_c}{D_{ce} + 2e}} \quad \text{Eq. 84}$$

En comparant l'équation (84) et (22) On aura:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_f} + \frac{D_c \ln \frac{D_{ce}}{D_c}}{2K} + \frac{D_c \ln \frac{D_{ce} + 2e}{D_{ce}}}{2K_i} + \frac{1}{h_a} \frac{D_c}{D_{ce} + 2e}$$

D'une façon général $\frac{1}{U}$ passe par un extremum en fonction de l'épaisseur (e) d'isolant lorsque $-\frac{d}{de} \left(\frac{1}{U} \right) = 0$ donc :

$$\frac{d}{de} \left(\frac{1}{U} \right) = \frac{d}{de} \left(\frac{D_c \ln \frac{D_{ce} + 2e}{D_{ce}}}{2K} \right) + \frac{d}{de} \left(\frac{1}{h_a} \frac{1}{D_{ce} + 2e} \right)$$

$$\frac{d}{de} \left(\frac{1}{U} \right) = \frac{D_c}{K(D_{ce} + 2e)} - \frac{D_c}{h_a(D_{ce} + 2e)^2}$$

$$\frac{d}{de} \left(\frac{1}{U} \right) = 0$$

$$\rightarrow e_{c1} = \frac{K}{h_a} - \frac{D_{ce}}{2}$$

Eq. 85

e_c : épaisseur critique en mm

* Pour la boîte de distribution.

Vu leur forme bombée, on est obligé pour faire le calcul de l'épaisseur du calorifuge, de **diviser** les boîtes de distribution en deux parties.

Un petit cylindre :

soient :

D_{bi} : diamètre intérieur de la boîte de distribution en mm

D_{be} : diamètre extérieur de la boîte de distribution en mm

* Convection du fluide chaud vers la paroi

$$q = h_c \pi D_{bi} L (t_c - t_{pe1}) \Rightarrow t_c - t_{pe1} = \frac{q}{h_c \pi D_{bi} L} \quad (1')$$

* Conduction à travers la paroi de la boîte de distribution

$$q = \frac{2\pi L K}{\ln \frac{D_{be}}{D_{bi}}} (t_{pe1} - t_{pe2}) \Rightarrow t_{pe1} - t_{pe2} = \frac{q \ln \frac{D_{be}}{D_{bi}}}{2\pi L K} \quad (2')$$

* Conduction à travers le calorifuge

$$q = \frac{2\pi L K_i}{\ln \frac{D_g}{D_{be}}} (t_{pe2} - t_g) \Rightarrow t_{pe2} - t_g = \frac{q \ln \frac{D_g}{D_{be}}}{2\pi L K_i} \quad (3')$$

* Convection de la paroi extérieur du calorifuge vers l'air ambiant :

$$q = h_a \pi D_g L (t_g - t_a) \Rightarrow t_g - t_a = \frac{q}{h_a \pi D_g L} \quad (4')$$

En faisant la somme des quatres équations on obtient :

$$t_c - t_a = \frac{q}{\pi D_{bi} L} \left[\frac{1}{h_c} + \frac{D_{bi} \ln \frac{D_{be}}{D_{bi}}}{2K} + \frac{D_{bi} \ln \frac{D_g}{D_{bi}}}{2K_i} + \frac{1}{h_a} \frac{D_{bi}}{D_g} \right]$$

avec : $D_g = D_{be} + 2e$ et $A_i = \pi D_{bi} L$

$$q = \frac{A_c (t_c - t_a)}{\frac{1}{h_c} + \frac{D_{bi} \ln \frac{D_{be}}{D_{bi}}}{2K} + \frac{D_{bi} \ln \frac{D_{be} + 2e}{D_{be}}}{2K_i} + \frac{1}{h_a} \frac{D_{bi}}{D_{be} + 2e}} \quad \text{Eq. 86}$$

En comparant l'eq. (86) et (22) On aura :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{D_{bi} \ln \frac{D_{be}}{D_{bi}}}{2K} + \frac{D_{bi} \ln \frac{D_{be} + 2e}{D_{be}}}{2K_i} + \frac{D_{bi}}{h_a (D_{be} + 2e)}$$

En procédant au calcul de la même façon que précédemment, On obtient :

$$e_{c2} = \frac{K_i}{h_a} - \frac{D_{be}}{2} \quad \text{Eq. 87}$$

du faite que $D_{be} = D_{ce}$ donc $e_{c1} = e_{c2}$

Partie bombée de la boîte de distribution

* Pour le calcul de l'épaisseur, nous assimilons cette partie à une sphère.

* Pour une sphère le flux de chaleur est donné par l'équation :

$$q = K A_{mg} \frac{t_p - t_c}{e} \quad \text{Eq. 88}$$

* Convection vers la paroi interne :

$$q = h_c \pi D_{si}^2 (t_c - t_{pi}) \Rightarrow t_c - t_{pi} = \frac{q}{h_c \pi D_{si}^2} \quad (1)$$

* Conduction à travers la paroi de la boîte de distribution :

$$q = \frac{D_{si} D_{se} K 2 \pi (t_{pe1} - t_{pe2})}{D_{se} - D_{si}} \Rightarrow t_{pe1} - t_{pe2} = \frac{q (D_{se} - D_{si})}{2 \pi K D_{si} D_{se}} \quad (2)$$

* Conduction à travers le calorifuge :

$$q = \frac{D_{se} D_{si} K_i 2 \pi (t_{pe2} - t_g)}{D_g - D_{se}} \Rightarrow t_{pe2} - t_g = \frac{q (D_g - D_{se})}{2 \pi K_i D_{si} D_{se}} \quad (3)$$

* Convection de la paroi externe du calorifuge vers l'air ambiant :

$$q = h_a \pi D_g^2 (t_g - t_a) \Rightarrow t_g - t_a = \frac{q}{h_a \pi D_g^2} \quad (4)$$

En faisant la somme des quatre équations

On obtient :

$$t_c - t_a = \frac{q}{\pi D_{si}^2} \left[\frac{1}{h_c} + \frac{D_{si}^2 (D_{se} - D_{si})}{2 K D_{se} D_{si}} + \frac{D_{si}^2 (D_g - D_{se})}{2 K_i D_g D_{se}} + \frac{1}{h_a} \frac{D_{si}^2}{D_g^2} \right]$$

avec :

$$A_c' = \pi D_{si}^2$$

$$q = \frac{A_c' (t_c - t_a)}{\frac{1}{h_c} + \frac{D_{si}^2 (D_{se} - D_{si})}{2 K D_{si} D_{se}} + \frac{D_{si}^2 (D_g - D_{se})}{2 K_i D_g D_{se}} + \frac{1}{h_a} \frac{D_{si}^2}{D_g^2}}$$

Eq. 89

diamètre ...
 ... 70.
 se

* En comparant les deux équations (90) et (22) On aura :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{D_{si}^2(D_{se} - D_{si})}{2K_i D_{se} D_{si}} + \frac{D_{si}^2(P_g - D_{se})}{2K_i D_g D_{se}} + \frac{1}{h_a} \frac{D_{si}^2}{D_g^2}$$

ET: $D_g = D_{se} + 2e$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{D_{si}^2(D_{se} - D_{si})}{2K_i D_{se} D_{si}} + \frac{D_{si} e}{K_i D_{se}(D_{se} + 2e)} + \frac{D_{si}^2}{h_a(D_{se} + 2e)}$$

de la même façon que précédemment, on trouve que :

$$e_{cs} = \frac{2K_i}{h_a} \frac{D_{se}}{2} \quad \text{Eq. 90}$$

avec

- D_{si} : diamètre intérieur de la sphère en mm
- D_{se} : diamètre extérieur de la sphère en mm

Application numérique :

- Données :- Coefficient de convection de l'air : h_u a 20°C : $1\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$
- Conductivité thermique de la laine de verre : $K_i = 0,038\text{Kcal}/\text{hm } ^\circ\text{C}$
- diamètre extérieur de la calandre $D_{ce} = 310\text{mm} = D_{be}$
- diamètre extérieur de la partie sphérique : $D_{se} = 200\text{ mm}$

Conformément à l'équation 85 et 87

$$e_{c1} = e_{c2} = -117 \text{ mm} < 0$$

et à l'eq. (90)

$$e_{c3} = -24 \text{ mm} < 0$$

L'application numérique nous donne des épaisseurs critiques du calorifuge négatives ce qui veut dire que nous trouvons dans un domaine où l'épaisseur du calorifuge à mettre ne sera fixée qu'à partir de paramètres tels que l'encombrement ou coût du calorifuge..

V Réalisation d'un échangeur de chaleur

Il a été procédé en premier lieu, à un recensement d'éléments nécessaires à la réalisation de notre échangeur. Une exploration au niveau du dépôt de notre département n'a pas répondu totalement à notre besoin d'où nécessité de prospecter auprès des revendeurs privés où le reste du matériel a été complété. Beaucoup de difficultés ont été rencontrées lors du choix de la pompe qui pouvait convenir à notre appareil, étant donné que les pompes existantes au niveau du département avaient toutes de faibles débits.

Il existe pour les échangeurs un grand nombre de type de construction différent. Pour la réalisation de cet échangeur, nous avons opté pour un modèle d'appareil facile au démontage, à l'entretien des tubes, des chicanes et éventuellement la possibilité du changement du faisceau de tubes en cas de détérioration.

Eléments de réalisation

Calandre

Elle est en acier doux de forme cylindrique ayant les diamètres intérieur et extérieur (300 - 310 mm) et de longueur de 420 mm.

Boîtes de distribution :

Elles sont du même matériau que la calandre. Elles présentent chacune un fond bombé de rayon de courbure égale à 100 mm.

Les brides :

Les quatre brides circulaires assurent l'assemblage de la calandre aux boîtes de distribution ont nécessité un travail préliminaire. Il s'agit d'un forgeage de quatre barres identiques en fer plat d'épaisseur 8 mm et de largeur 25 mm. Ces brides ont été soudées aux bords de la calandre et des boîtes de distribution, percées de trous de 11 mm de diamètre espacés entre eux de 100 mm.

Les joints :

Les joints utilisés sont en caoutchouc souple d'une épaisseur de 5 mm, pour supprimer toutes les fuites.

Faisceau de tubes :

Le faisceau comporte 33 tubes en cuivre 12/14, droits lisses, disposés en quinconce et soudés à leur extrémités à deux plaques tubulaires d'une épaisseur de 5 mm. L'une des plaques ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre de façon à ce que le faisceau puisse glisser et buté contre une bague soudée à l'intérieur de la calandre.

L'autre plaque à un diamètre égale à 360 mm, percée de trous qui concordent avec les trous des brides pour permettre sa fixation avec la calandre et la boîte de distribution. De même le faisceau comporte deux chicanes transversales en cuivre d'épaisseur 2 mm, insérées entre les tubes, la surface laissée libre par ces chicanes est de l'ordre de 25 % de la section de la calandre.

Tubulures :

A la calandre et aux boîtes de distribution sont soudés des tubes galvanisés (20/27, pour les entrées et les sorties d'eau chaude et froide.

Des coudes en acier raccordés à ces tubes sont percés pour pouvoir placer des thermomètres donnant les températures en amont et aval.

Description de l'installation (Fig.10,

Pour éviter le maximum d'encombrement, l'échangeur est installé au haut d'un support qui regroupe l'ensemble des éléments suivants :

- Un bac d'eau
- Des résistances chauffantes
- Une pompe centrifuge

-75-

- Une conduite en verre
- Deux vannes
- Deux rotamètres, et des thermomètres.

Bac d'eau :

C'est un bac de forme cylindrique en acier inoxydable calorifugé, ayant une capacité de 80 litres, une hauteur 620 mm, un diamètre intérieur de 410 mm, et une épaisseur de 30 mm.

Il est muni d'un bloc régulateur de chauffe relié à un thermocontact, d'un agitateur et de deux résistances chauffantes d'une puissance totale de 1,8 Kw.

Résistances chauffantes :

Pour travailler avec des températures assez élevées, des résistances chauffantes d'une puissance totale de 5 Kw ont été ajoutées dans le bac.

Pompe centrifuge :

L'installation est dotée d'une pompe centrifuge E.I.V.S type P4.25 qui a subi au préalable des réparations.

Ces caractéristiques techniques sont les suivants:
Construction (voir catalogue E.I.V.S)

- Corps : verre borrosilicaté
- Turbines ; de type fermé en P.T.F.E
- Sorties d'arbre : acier revêtu P.T.F.E
- Pièces mécaniques et socle : fonte revêtue Epoxy
- Moteur 1.5 CV - 3000 Tr/mn, triphasé 220/230V
- Isolation étanche.

Performances :

- Débit maximum $8\text{m}^3/\text{h}$
- Débit minimum $1\text{m}^3/\text{h}$
- Hauteur manométriques 11 m cL
- Pression maximale admissible 3 bars
- Température maximale admissible 150°C
- Choc thermique maximum admissible 100°C

Une conduite en verre

La conduite en verre E.I.V.S. est utilisé dans la partie aspiration et refoulement de l'eau chaude

- Tube côté aspiration : - diamètre intérieur : $d_i = 20\text{ mm}$
- diamètre extérieur : $d_e = 30\text{ mm}$
- Tube côté refoulement : - diamètre intérieur : $d_i = 40\text{ mm}$
- diamètre extérieur : $d_e = 50\text{ mm}$

Vannes :

Dans l'installation, il y a deux vannes V_1 et V_2 (Fig 10) servent à régler les débits d'eau chaude et froide. et un robinet au-dessus du réservoir à niveau constant.

Rotamètres :

Deux rotamètres évaluent les débits d'eau chaude et froide (R_1 et R_2) (Fig 10). Ils sont en verre borosilacté avec des flotteurs en métal et des butées en teflon.

Reservoir à niveau constant :

C'est un bac en cuivre traité de forme parallélepipedique situé à 9 m au dessous de l'installation. Il assure un débit d'eau de refroidissement constant durant l'expérience.

Sa capacité est de 990 litres

Longueur : 980 mm

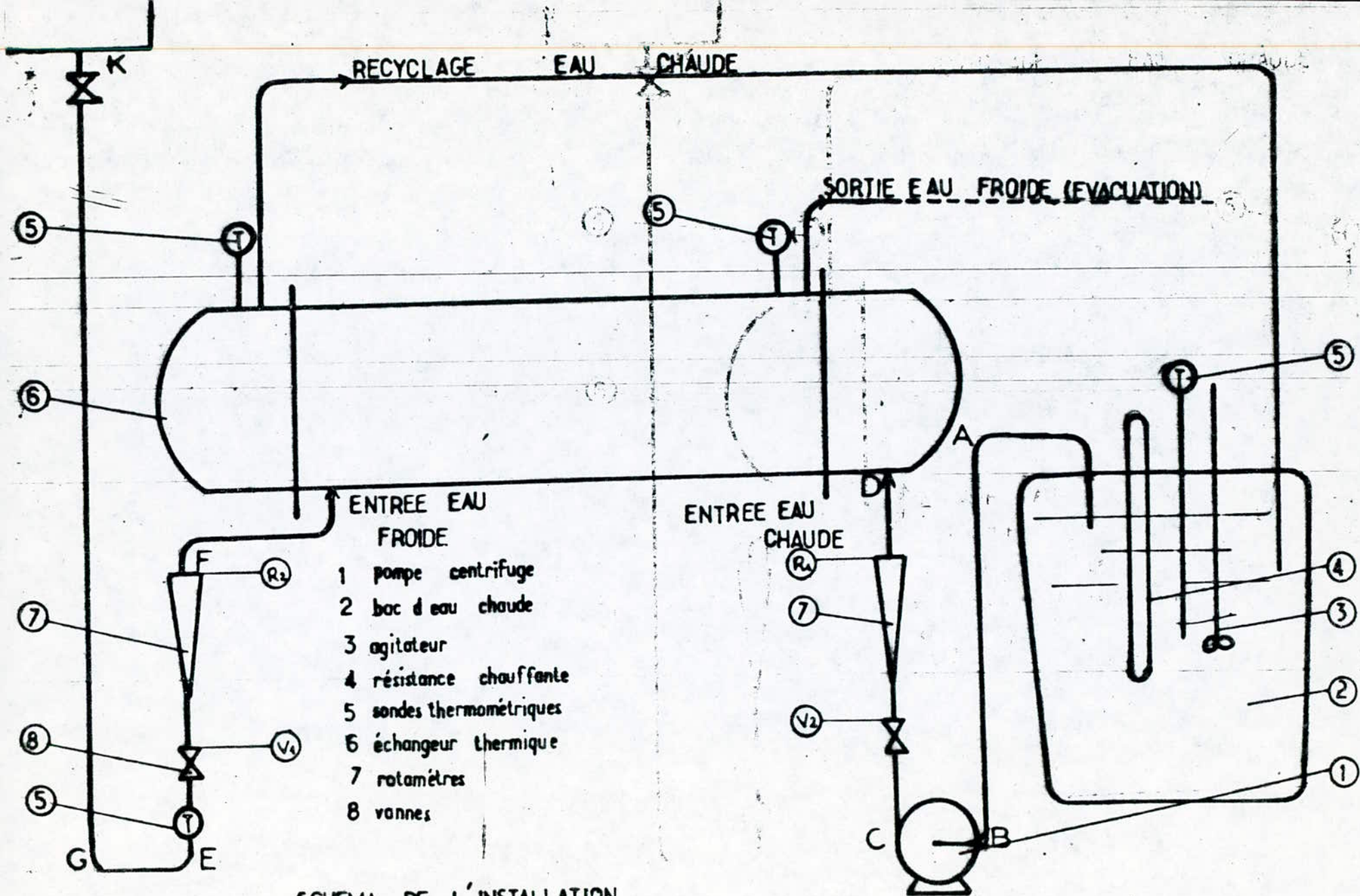
Largeur : 680 mm

et Hauteur : 1480 mm

Thermomètres :

Ils sont à lecture digitale et présentent à leurs extrémités des sondes en silicium V4A (de diamètre 3 mm et de longueur 120 mm. .

L'intervalle de mesure est (-35 à 180°C. . Ils sont enrobés dans des gaines en caoutchouc et disposés en quatre points de l'installation deux en amont et deux en aval.



SCHEMA DE L'INSTALLATION
 FIG 10

TROISIEME PARTIE

**DEMARCHE
DE
L'INSTALLATION
ET
EXPERIMENTATION**

PARTIE EXPERIMENTALE

1. MISE EN MARCHE

- Remplir d'eau le bac de chauffe jusqu'à ce que toutes les résistances plongent dans l'eau.
- Alimenter le réservoir à niveau constant en eau de ville
- Brancher les prises des résistances, du bloc régulateur, de la pompe et de l'agitateur au tableau électrique.
- Mettre en marche la pompe en appuyant sur l'interrupteur lui correspondant.
- Régler le débit d'eau chaude désiré à l'aide de la vanne E.I.V.S
- Allumer le chauffage (vérifier que le niveau d'eau dans le bac de chauffe n'a pas diminué et que les résistances plongent toujours dans l'eau.
- Fixer au moyen du thermocontact, la consigne de température désirée et enclencher la régulation automatique.
- Une fois la consigne atteinte, ouvrir le robinet situé en dessous du réservoir à niveau constant, et à l'aide de la vanne régler le débit d'eau froide désiré et attendre l'établissement du régime stationnaire.
- Lire les températures d'entrées et de sorties des deux fluides

Nous allons effectuer une série d'expérience (1, ... 6), pour chacune d'elles une série d'essais, à chaque expérience sont fixés les débits d'écoulement des deux fluides.

A chaque essai, correspond une valeur de la consigne de température, pour une expérience donnée et à chaque essai :

- On lit les températures extrêmes des deux fluides
- Pour l'essai suivant, on fixe un autre point de consigne et on attend que le régime permanent s'établisse à nouveau pour refaire les relevés.
- Après chaque série d'essai, on passe à l'expérience suivante en changeant un des débits.

RESULTS EXPERIMENTAUX

TABLEAU N° 1

Expérience 1° 1

- débit - volume eau chaude : $Q_c = 1 \text{ m}^3/\text{h}$

- débit - volume eau froide : $Q_f = 0,65 \text{ m}^3/\text{h}$

Essai N°	Temp. entrée eau chaude t_{ce} (°C)	Temp. sortie eau chaude t_{cs} (°C)	Temp. entrée eau froide t_{fe} (°C)	Temp. sortie eau froide t_{fs} (°C)
1.1	36	34,1	21	27,3
1.2	41	38,4	21	29,2
1.3	46	43,1	21	33,3
1.4	50	46,3	21	36,7
1.5	55	48,2	21	37,3
1.6	60	53,2	21	37,4

TABLEAU N° 2

Expérience 1.°2

$$Q_c = 1 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_f = 1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essai N°	t_{ce} (°C)	t_{cs} (°C)	t_{fc} (°C)	t_{fs} (°C)
2.1	36	34,1	21	25,4
2.2	41	37,6	21	27,4
2.3	46	42,4	21	30,4
2.4	50	43,1	21	32,7
2.5	55	47,4	21	33,4
2.6	61	50,3	21	34,9

TABLEAU N° 3

Expérience n° 3

$$Q_c = 1 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_f = 2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essai N°	t_{co} (°C)	t_{cs} (°C)	t_{fe} (°C)	t_{fs} (°C)
3.1	36	33,6	21	23,7
3.2	41	37,1	21	25,5
3.3	46	41,6	21	28,3
3.4	50	43,5	21	29,7
3.5	55	48,1	21	31,4
3.6	60	51,4	21	32,9

TABLEAU N° 4

Expérience n° 4

$$Q_c = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_f = 0,65 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essai N°	t_{ce} (°C)	t_{cs} (°C)	t_{fe} (°C)	t_{fs} (°C)
4.1	34,5	32,9	21	26,6
4.2	42	40,8	21	27,2
4.3	45,2	41,5	21	33,0
4.4	50	47,9	21	33,2
4.5	55	48,7	21	33,7
4.6	59,5	50,8	21	35,2

TABLEAU N° 5

Expérience n° 5

$$Q_c = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_f = 1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essai N°	t_{cc} (°C)	t_{cs} (°C)	t_{fe} (°C)	t_{fs} (°C)
5.1	34	32,9	21	25,5
5.2	41	39,6	21	27,6
5.3	45	41,0	21	28,2
5.4	50	45,9	21	31,0
5.5	55	48,9	21	33,2
5.6	61	50,9	21	34,6

85

TABLEAU N° 6

Experience 1.°6

$$Q_c = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_f = 2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essai N°	t_{se} (°C)	t_{cs} (°C)	t_{fe} (°C)	t_{fs} (°C)
6.1	34	33,2	21	24,7
6.2	41	38,1	21	27,2
6.3	45	40,8	21	29,4
6.4	50	44,6	21	30,9
6.5	55	49,7	21	31,4
6.6	61	51,6	21	32,2

4. EXPLOITATION. DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

* Calcul du flux de chaleur transférée q :

Ce flux a été calculé uniquement sur la base du fluide froid (à partir de t_{fe} , t_{fs} , c_{pf} , Q_f , ρ_1) en effet, quand on sait que les T° sont mesurés au degrés près, calculer q sur la base des données des deux fluides l'entacherait d'une erreur plus grande.

* Calcul du coefficient de transmission U_e

Le coefficient global de transmission U_e est calculé par rapport à l'aire extérieure des tubes.

$$A = 0,609 \text{ m}^2$$

$$\text{Longueur } L = 0,42 \text{ m}$$

De l'équation (29) on calcul U_e

$$U_e = \frac{q}{A \Delta T_{LM}} \quad \text{[Kcal/hm}^2 \text{ }^\circ\text{C]}$$

* Calcul de l'efficacité E :

De la même manière que q, l'efficacité E est calculée sur la base du fluide froid, celle ci en vertu de l'Eq (31).

s'écrit :

$$E = \frac{t_{fs} - t_{fe}}{t_{ce} - t_{fe}}$$

Calcul du nombre d'unités de transfert NUT_f
et de la hauteur d'unité de transfert HUT_f .

$$\text{L'Eq. (67) s'écrit } NUT_f = \frac{U_s A}{C_f}$$

$$\text{L'Eq. (60) s'écrit } HUT_f = \frac{L}{NUT_f} \text{ (m)}$$

Sur les graphes 1 à 6 nous avons représenté
les courbes d'efficacité E en fonction du nombre d'unités
de transfert NUT_f pour les expériences 1 à 6 respecti-
vement.

Expérience N° 1

Essai	TLM °C	q_i Kcal/h	h m ² °C	E %	NUF _f	HUT _f m
1.1	10,75	4085,38	624,01	42	0,586	0,716
1.2	14,41	5317,47	605,54	41	0,568	0,738
1.3	16,96	7963,58	770,64	49,2	0,724	0,579
1.4	18,66	10164,9	894,42	54,13	0,841	0,499
1.5	22,11	10552,6	784,67	47,9	0,737	0,569
1.6	27,11	10613,09	642,82	42,1	0,604	0,694

TABLEAU N° 8

Expérience n° 2

Essai	ΔT °C	q Kcal/h	U_e Kcal/ h m ² °C	E %	NUT_f	$NUT_{f,m}$
2.1	11,85	4369,75	610,55	29,3	0,372	1,126
2.2	15,05	6355,09	696,63	32	0,425	0,987
2.3	18,34	9372,46	838,80	37,6	0,512	0,819
2.4	19,60	11653,2	976,16	40,3	0,596	0,703
2.5	23,91	12351,3	847,80	36,4	0,518	0,810
2.6	27,66	13845,8	829,68	34,7	0,502	0,836

TABLEAU N° 9

Expérience n° 3

Essai	$\Delta T_{LM} \text{ } ^\circ\text{C}$	$Q \text{ Kcal/h}$	$U \text{ Kcal/h}$ $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$E \%$	MUT_f	$HUT_f \text{ m}$
3.1	12,44	5388,6	710,74	18	0,216	1,936
3.2	15,79	8979	963,26	22,5	0,284	1,474
3.3.	19,11	14557	1250,62	29,2	0,381	1,099
3.4	21,38	17349	1332,38	30	0,406	1,032
3.5	25,30	20536,5	1346,27	30,6	0,419	1,022
3.6.	28,71	23706	1355,43	30,5	0,414	1,013

TABLEAU N° 10

Experience N°4

Essai N°	ΔTLM , °C	q , Kcal/h	U_0 , Kcal/h m ² °C	E %	NUT_f	HUT_f , m
4.1	9,76	3631,52	610,73	41,4	0,573	0,732
4.2	17,17	4019,12	384,16	29,5	0,360	1,160
4.3	15,90	7770,36	802,07	49,5	0,754	0,556
4.4.	20,58	7899,07	630,09	42,6	0,592	0,708
4.5	24,36	8222,81	554,27	37,3	0,521	0,805
4.6	26,96	9191,16	559,83	36,8	0,522	0,797

TABLEAU N° 11

Expérience n° 5

Essai N°	ΔT_{LM} °C	q : Kcal/h	U_o : Kcal/ h m ² °C	E %	NUT_f	HUT_f m
5.1	10,10	4489,52	729,54	34,6	0,445	0,943
5.2	15,85	6582,18	681,55	33,0	0,416	1,00
5.3	18,35	7180,56	642,42	30,0	0,322	1,07
5.4	21,81	9969,00	750,3	34,4	0,458	0,916
5.5	24,72	1216,20	807,72	35,8	0,493	0,851
5.6.	28,11	13545,20	791,16	34,0	0,483	0,868

TABLEAU N° 12

Expérience n° 6

Essai N°	$\Delta TLM^{\circ}C$	q Kcal/h	U_0 Kcal/h m ² °C	E %	NUT_f	HUT_{f-m}
6.1	10,68	7385,2	1134,99	28,46	0,462	1,212
6.2	15,39	12372,7	1320,1	31,0	0,402	1,042
6.3	17,61	16750,8	1561,33	35,0	0,476	0,880
6.4	21,27	19738,6	1523,76	34,1	0,465	0,902
6.5	26,06	20735,5	1306,2	30,5	0,398	1,052
6.6	29,69	22330,6	1234,96	28,0	0,377	1,113

5. INTERPRETATION DES RESULTATS

On constate, d'après les résultats expérimentaux que : les valeurs du coefficient global de transmission (U_p) sont du même ordre de grandeur de celui estimé lors du calcul de la surface d'échange.

Par ailleurs en suivant les résultats des expériences (1, 2, 6) dans l'ordre croissant des débits d'eau froide Q_f ; (le débit d'eau chaude Q_c étant constant) on s'aperçoit que le coefficient global de transmission U_p augmente avec Q_f , résultats en accord avec les prédictions théoriques.

L'allure des courbes expérimentales d'efficacité, pour cet échangeur de chaleur, concorde avec l'allure exponentielle prévue par la théorie (graphe 1 à 6).

L'intervalle de variation de l'efficacité E , revient probablement à la méthode entreprise au cours de la manipulation, ainsi qu'aux limitations imposées aussi bien par la précision des mesures que par les méthodes de mesure elles - mêmes.

Par ailleurs, l'allure des courbes expérimentales des températures de sorties du fluide chaud en fonction des températures d'entrées du fluide chaud, graphe (7,3), (le débit d'eau chaude étant constant) montre qu'en augmentant le débit d'eau froide, nous avons un meilleur refroidissement.

6. SUGGESTIONS ET REMARQUES

Au cours de la manipulation, nombre de problèmes ont été rencontrés, dont nous mentionnons les plus importants :

* Puissance de chauffe

A cours des manipulations, il nous a été impossible de maintenir des régimes stationnaires d'échange de chaleur à de hauts niveau de température (70 à 90°C) avec seulement 5 KW de puissance.

Aussi pour palier cet inconvénient nous suggérons d'augmenter la puissance de chauffe en plongeant dans le bac des résistances supplémentaires.

* Réglage du débit d'eau chaude

Le rotamètre monté sur l'installation mesure des débits entre 0 et 2 m³/h, alors qu'avec la pompe P4.25, le débit peut atteindre 8 m³/h

Vu que, au cours des manipulations, nous avons travaillé avec des débits d'eau chaude supérieur à 2 m³/h une solution peu pratique consiste à mesurer régulièrement le débit par la méthode volumétrique, et à régler en l'occurrence l'ouverture de la vanne.

Nous suggérons de démonter le rotamètre, de remplacer le flotteur par un flotteur de poids supérieur au précédent et d'effectuer un réétalonnage du rotamètre.

D'autre part, il est déconseiller de travailler avec un débit d'eau chaude inférieur à $1 \text{ m}^3/\text{h}$ afin d'éviter toute fuite au niveau de la pompe.

* Eau de réfrigération

A cours de nos essais, une grande perte d'eau de réfrigération a été remarquée. Pour remédier à cet inconvénient épineux de nos jours, nous envisageons le branchement du montage à la tour de refroidissement du Hall.

7. ETUDE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU ET A CALANDRE

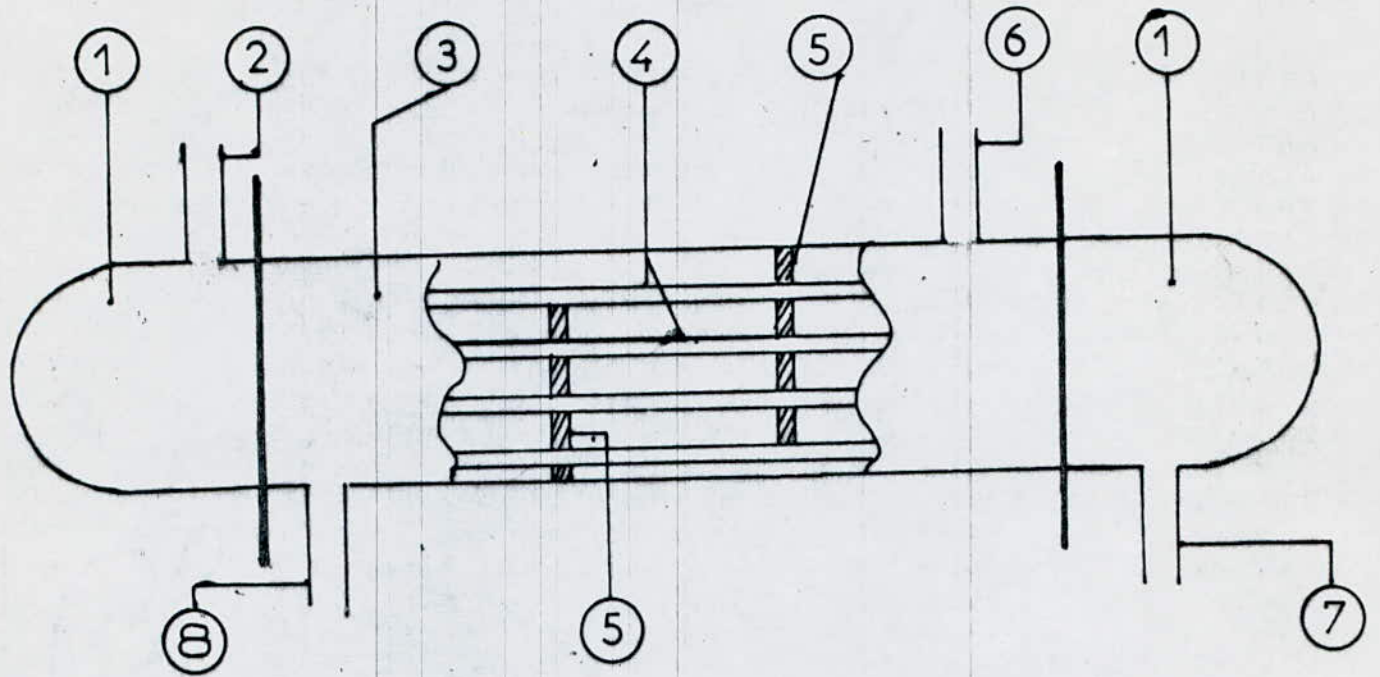
But :

Le but de cette manipulation est de déterminer les caractéristiques essentielles d'un échangeur de chaleur (à faisceau et à calandre à savoir, la ΔT_{LM} , coefficient global de transmission U, l'efficacité, NUT et HUT.

Description de l'appareillage

L'appareillage se compose essentiellement :

- * Un échangeur: à faisceau et à calandre (voir Schéma)
- * Un bac d'eau chaude
- * Des résistances chauffantes de différentes puissances, certaines fonctionnent en continue d'autres sont commandées par le bloc régulateur
- * Un bloc régulateur associé à un thermocontact, plongeant dans le bac d'eau chaude.
- * Un agitateur
- * Une pompe centrifuge à débit réglable qui aspire l'eau du bac d'eau chaude et la fait circuler dans l'échangeur
- * Deux débitmètres
- * Un réservoir à niveau constant d'eau froide, se trouvant à 9 m au dessus de l'installation.



schéma

- 1 - boîtes de distribution
- 2 - sortie eau chaude
- 3 - calandre
- 4 - tubes
- 5 - chicanes
- 6 - sortie eau froide
- 7 - entrée eau chaude
- 8 - entrée eau froide

Mode opératoire

- Remplir d'eau le bac de chauffe jusqu'à ce que toutes les résistances plongent dans l'eau.
- Alimenter le réservoir à niveau constant en eau de ville
- Brancher les prises des résistances ; du bloc régulateur , de la pompe et de l'agitateur au tableau électrique,
- Mettre en marche la pompe en appuyant sur l'interrupteur lui correspondant.
- Régler le débit d'eau chaude désiré ($1\text{ m}^3/\text{h}$ $3\text{ m}^3/\text{h}$, $5\text{ m}^3/\text{h}$) à l'aide de la vanne E.I.V.S
- Allumer le chauffage (vérifier que le niveau d'eau dans la bac de chauffe n'a pas diminué et que les résistances plongent toujours dans l'eau),
- Fixer au moyen du thermocontact ; la consigne de température à 35°C , et enclencher la régulation automatique
- Une fois la consigne atteinte, ouvrir le robinet situé au dessous du réservoir à niveau constant, à l'aide de la vanne, régler de débit d'eau froide désiré et attendre l'établissement du régime stationnaire.
- Lire les températures d'entrées et de sorties des deux fluides,
- Recommencer toute la série de manipulation pour des températures de consigne de 40°C , 45°C , 50°C , 55°C ,
- Après chaque serie d'essai, passer à l'expérience suivante en changeant un des débits.

EXPLOITATION DES RESULTATS

1. Calculer le flux de chaleur évacué dans l'échangeur pour chaque débit d'eau chaude et d'eau froide.

2. Calculer le coefficient global de transmission U_e , l'efficacité ϵ , NUT, HUT, et représenter les variations de l'efficacité en fonction de NUT, et les variations des températures de sorties en fonction des températures de sorties du fluide chaud pour chaque débit d'eau chaude.

3. Calculer le nombre de Reynolds relatif à l'écoulement de l'eau chaude dans les tubes cuivre pour chaque débit d'eau chaude, comparer les différents régime d'écoulement.

Que concluez vous quant aux performances d'une telle installation et qu'elle modifications pouvez vous suggérer pour une meilleur efficacité de l'appareil?

CONCLUSION

Dans la première partie, nous avons conçu et réalisé au moindre coût et dans une optique de récupération, un échangeur de chaleur à faisceau et calandre à l'échelle laboratoire.

Cette réalisation nous a permis de nous confronter à des problèmes pratiques. De point de vue moyens et disponibilités, nous avons été amené à fixer certains paramètres lors de la conception.

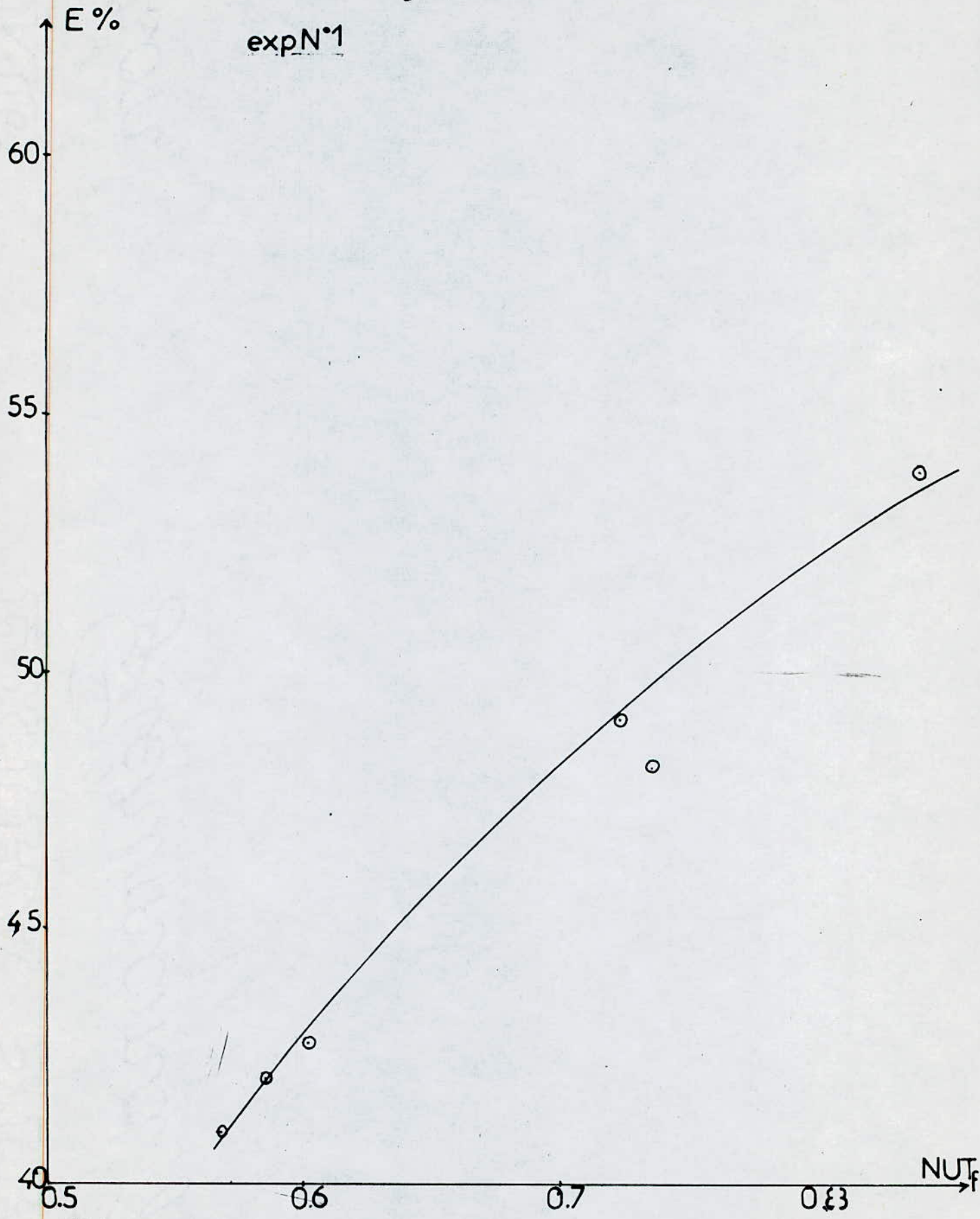
Nous avons établi un ensemble de résultats permettant de connaître les caractéristiques essentielles de cet échangeur.

Nous avons eu le souci constant de faire du "solide" et de laisser le matériel en bon état, de préparer une expérimentation claire pour nos camarades étudiants.

Puissions nous avoir réussi même modestement dans cette direction.

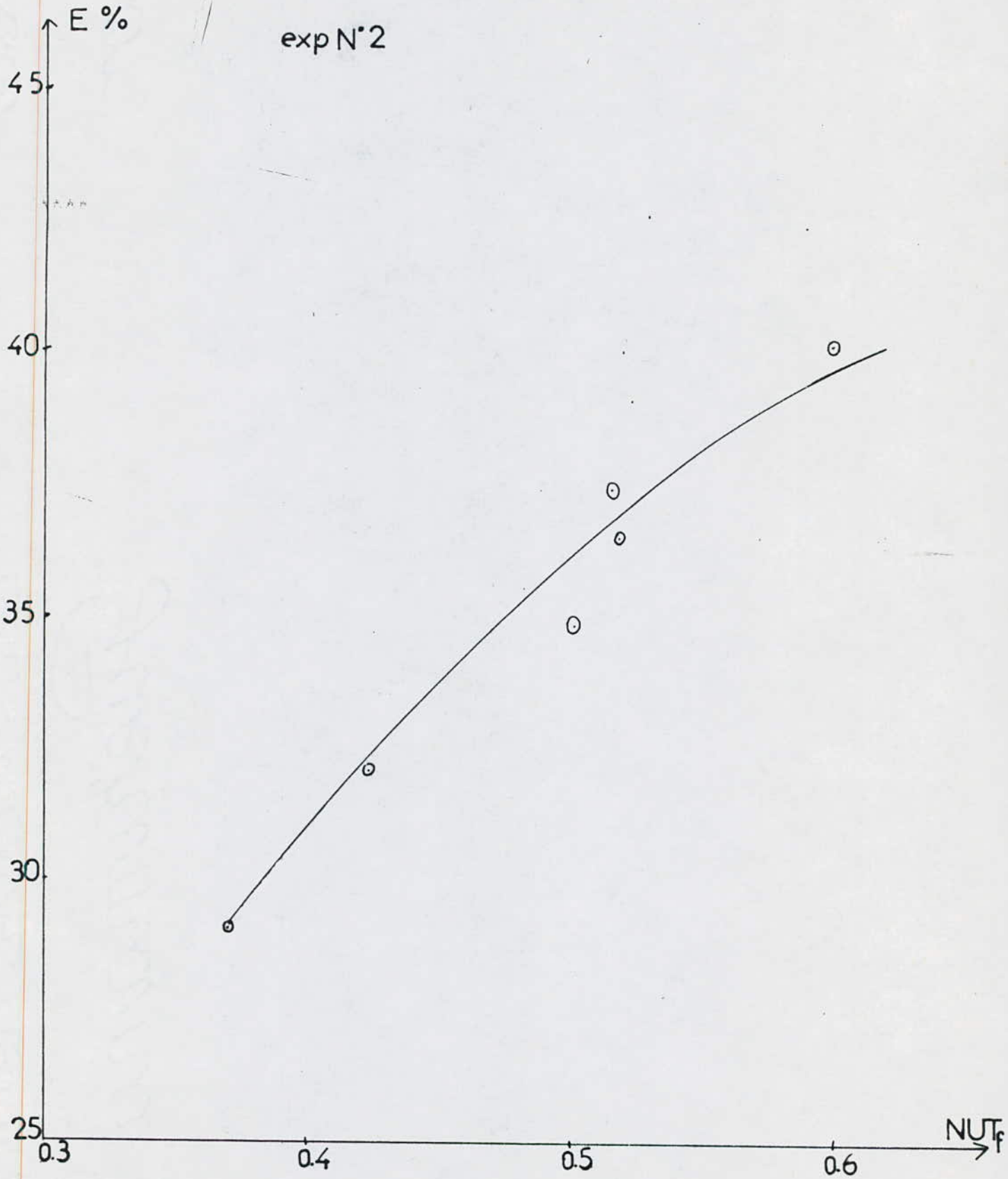
graphe .1

exp N°1



graphe.2.

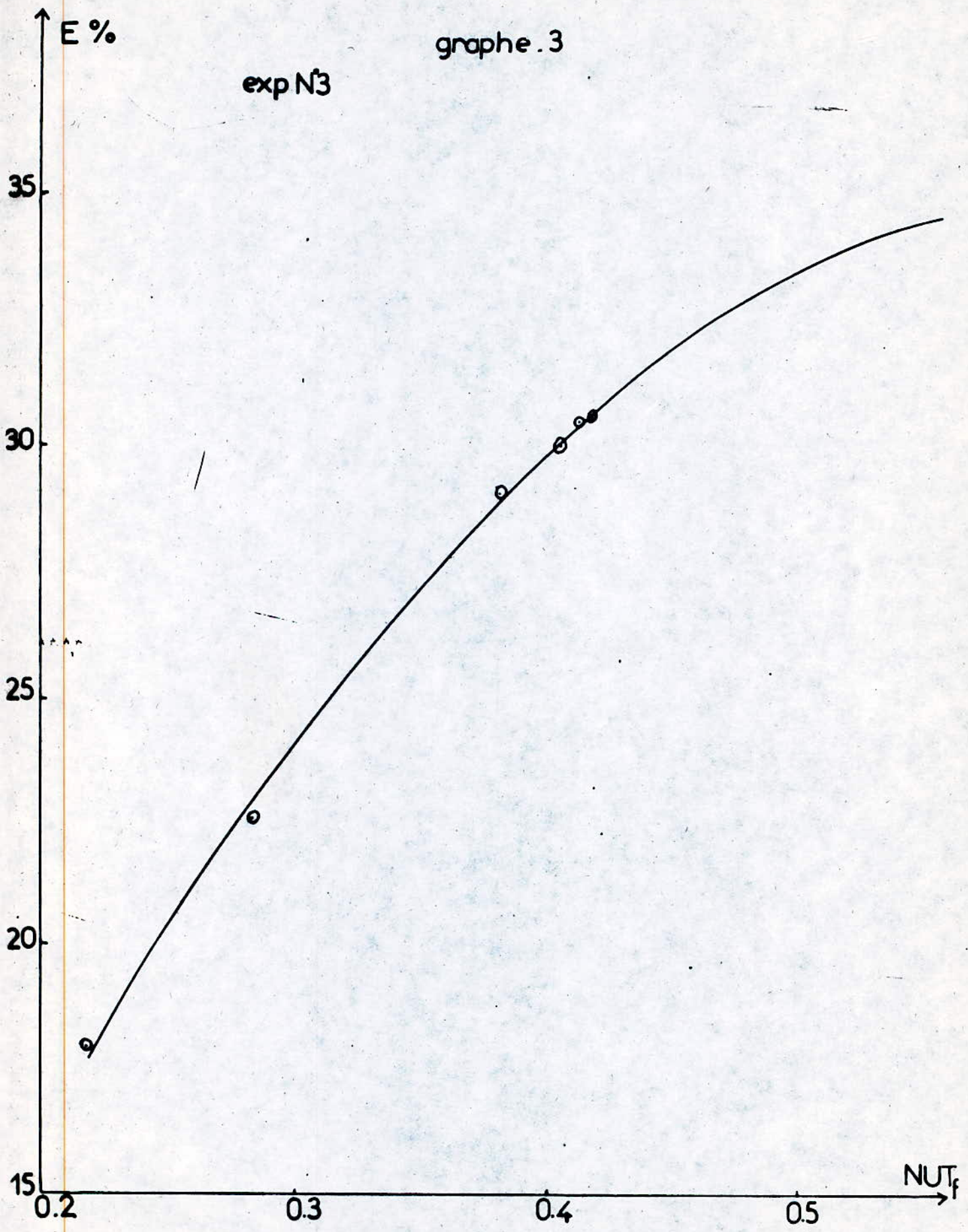
exp N°2



E %

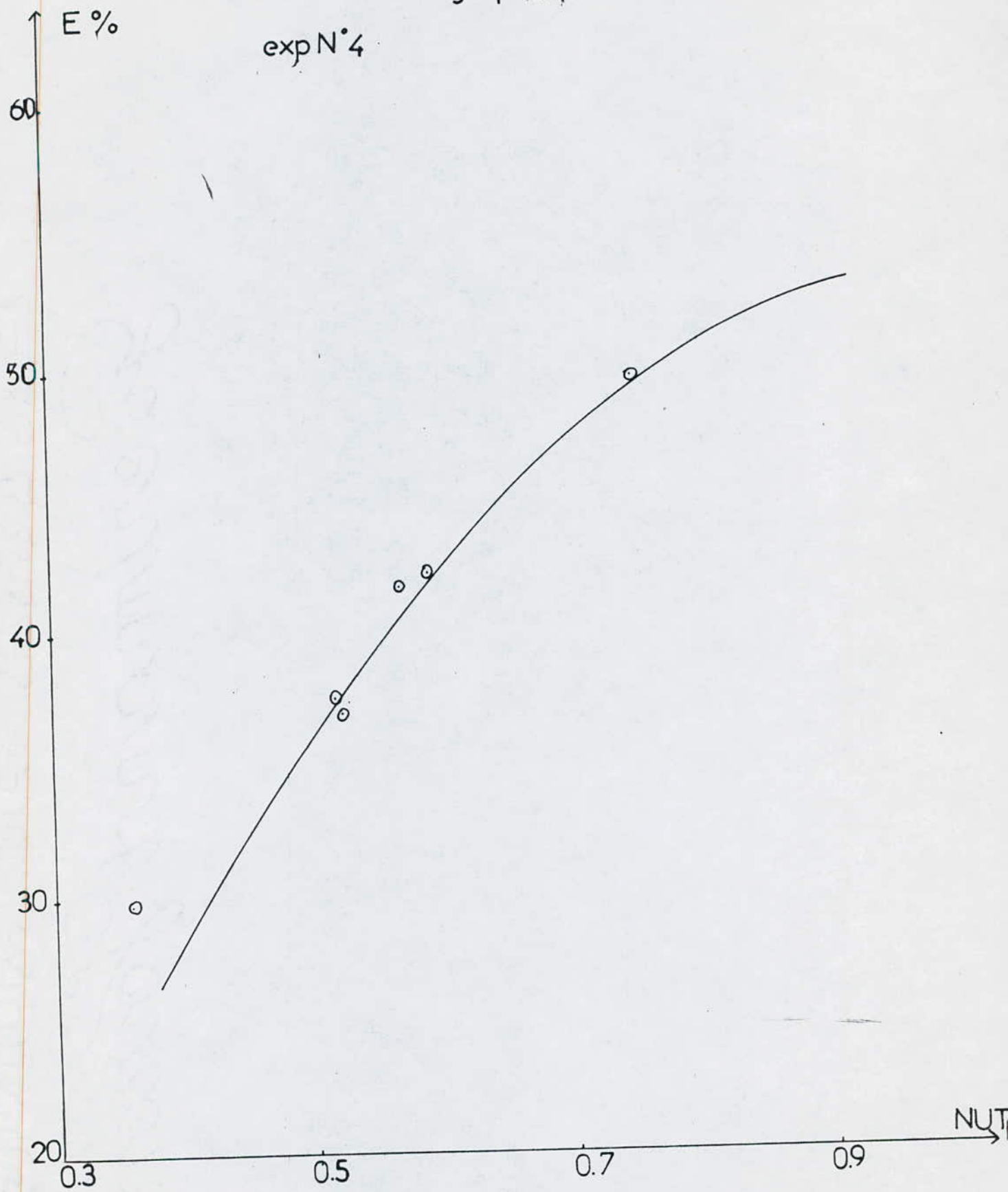
graphe .3

exp N°3



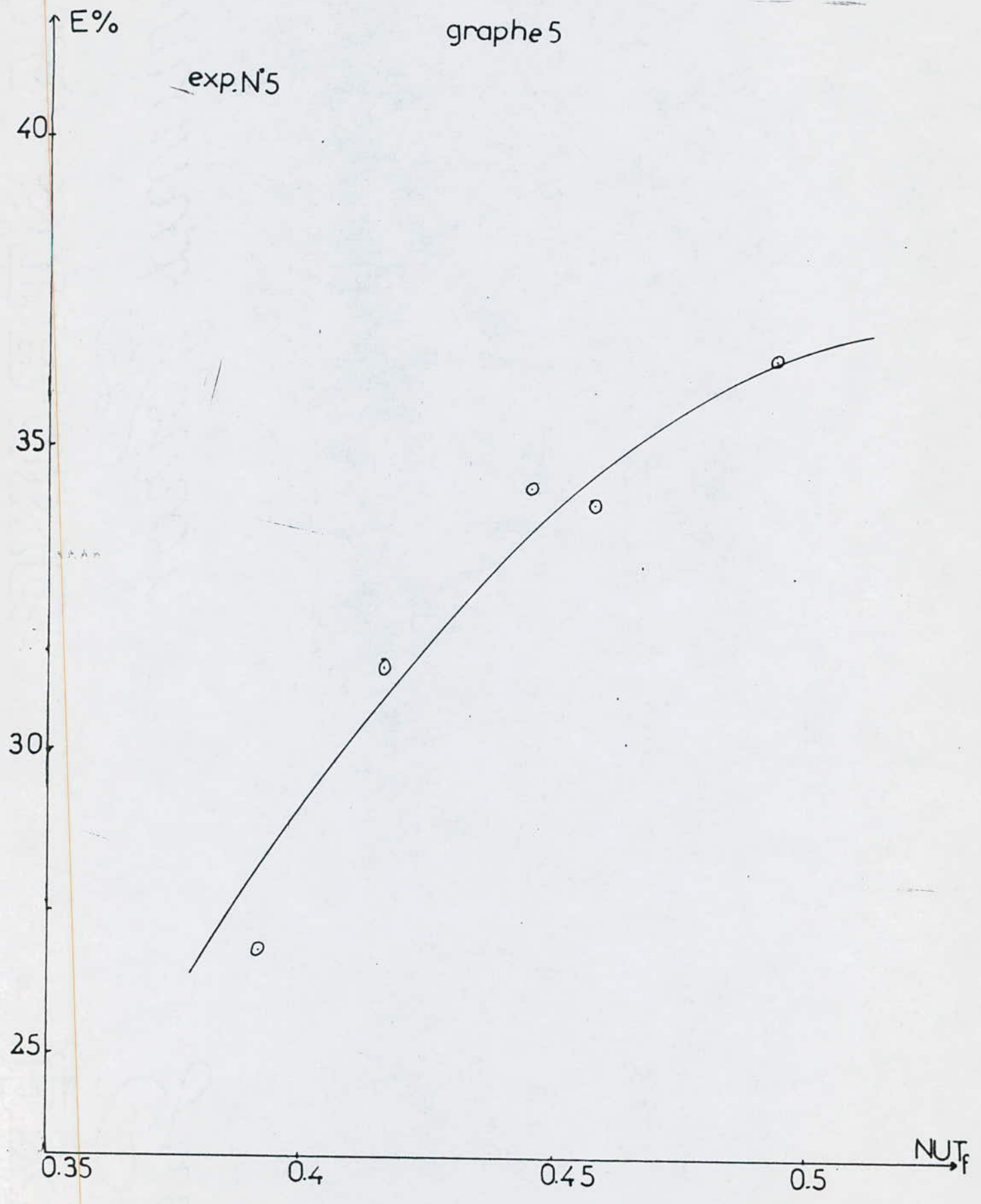
graphe.4-

exp N°4



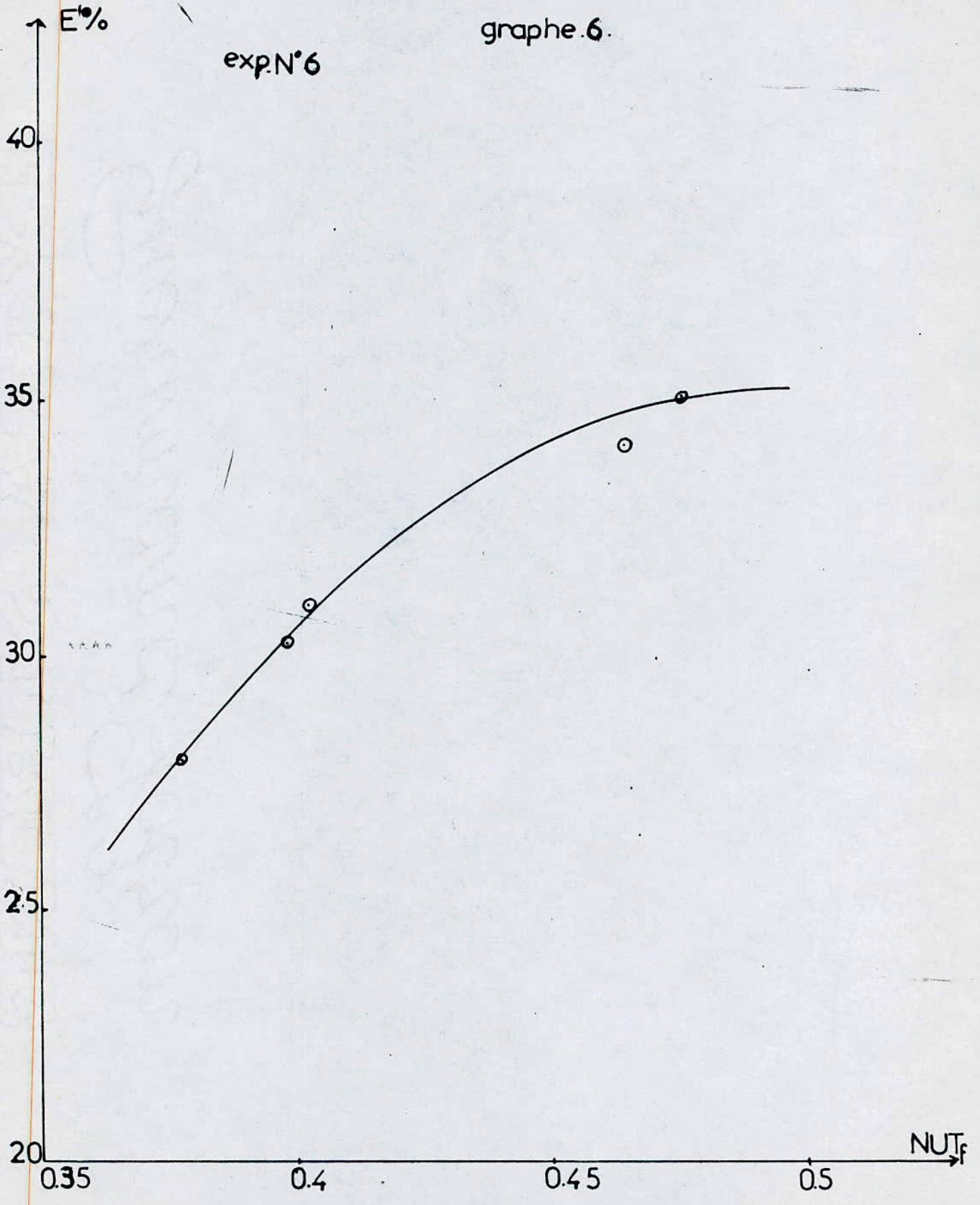
graphe 5

exp. N°5

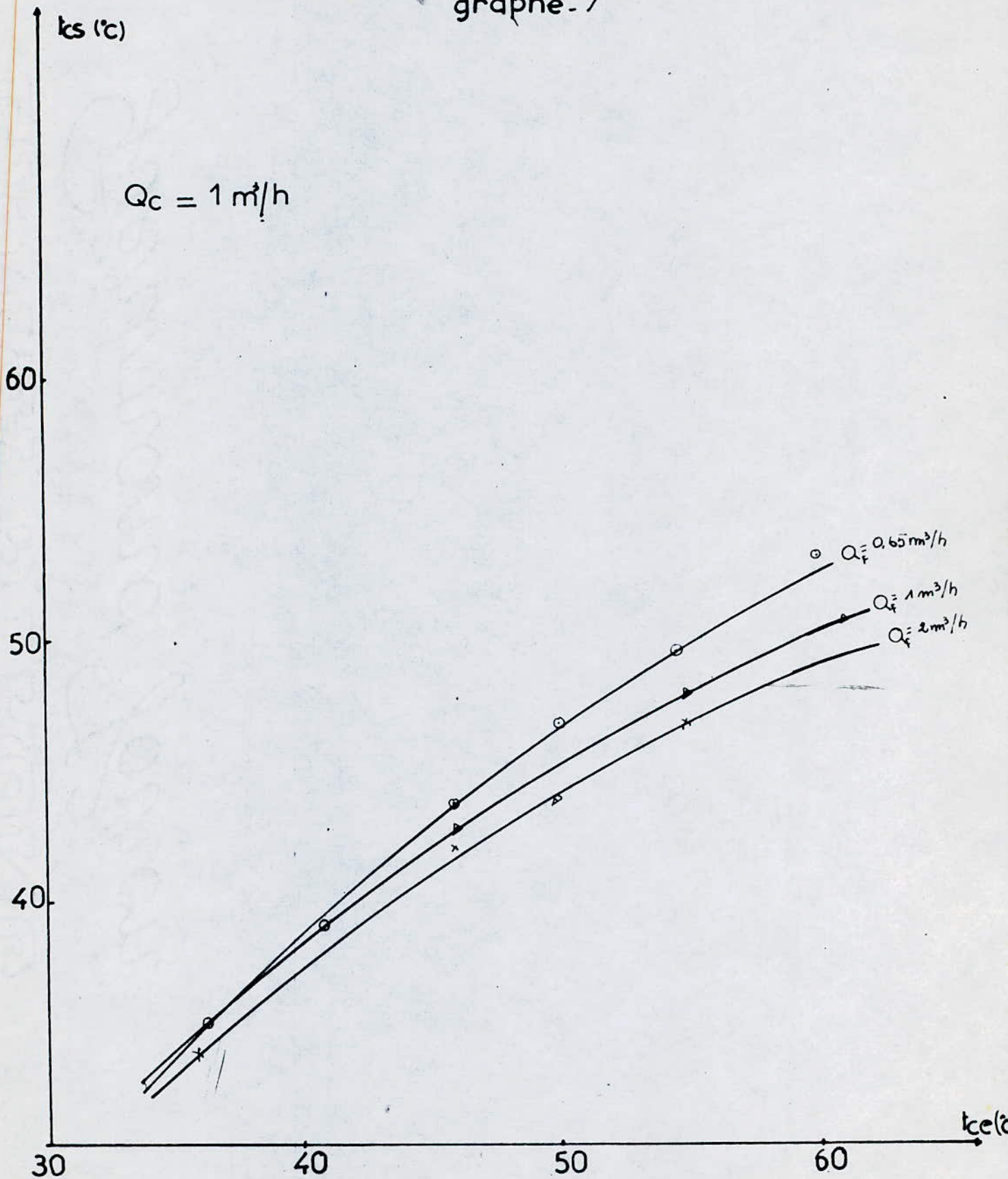


graphe .6.

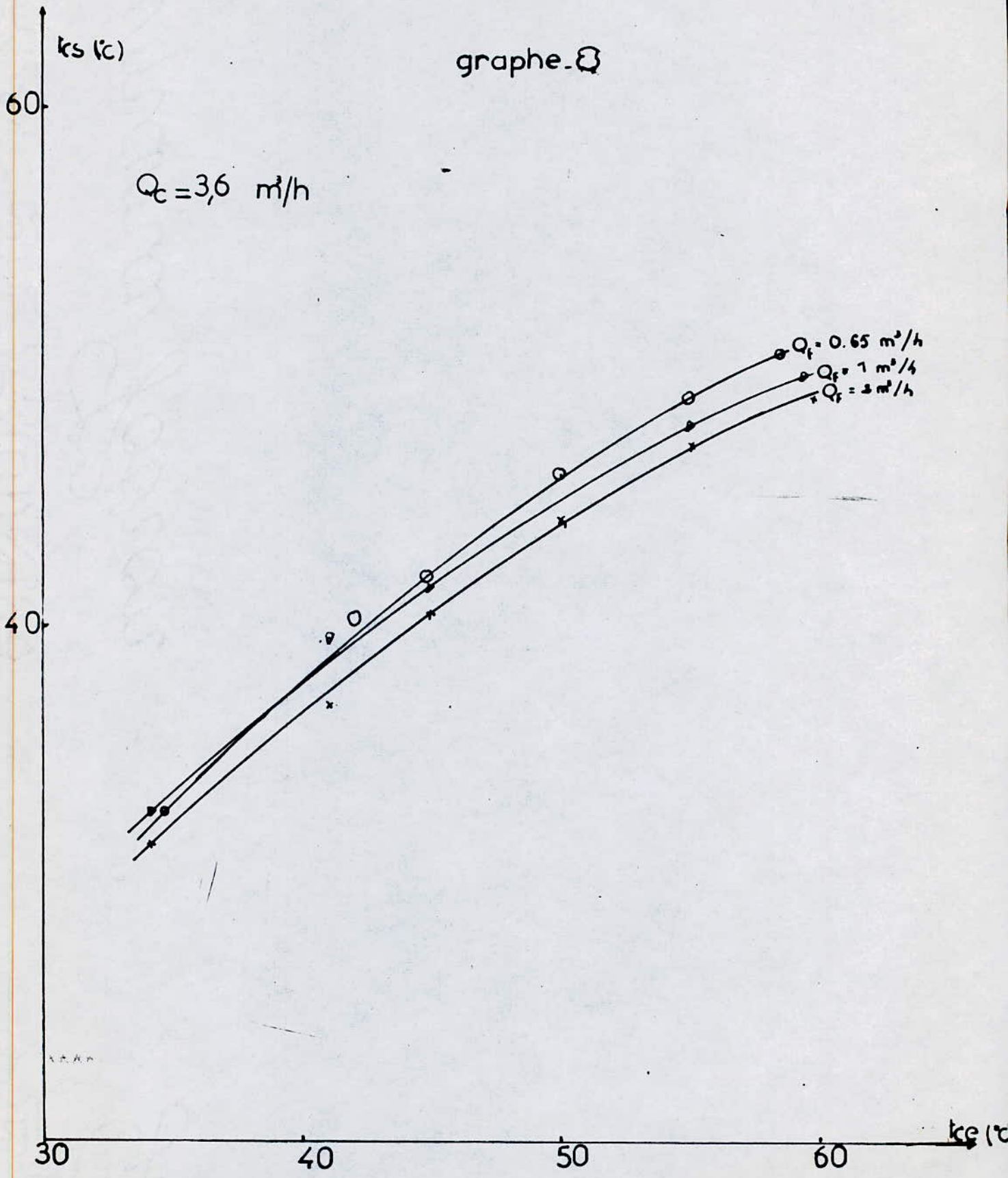
exp.N°6



1
graphe. 7



graphe-Q



ANNEX

Q_f (m²/h)

Courbe D'etalonnage

3

2

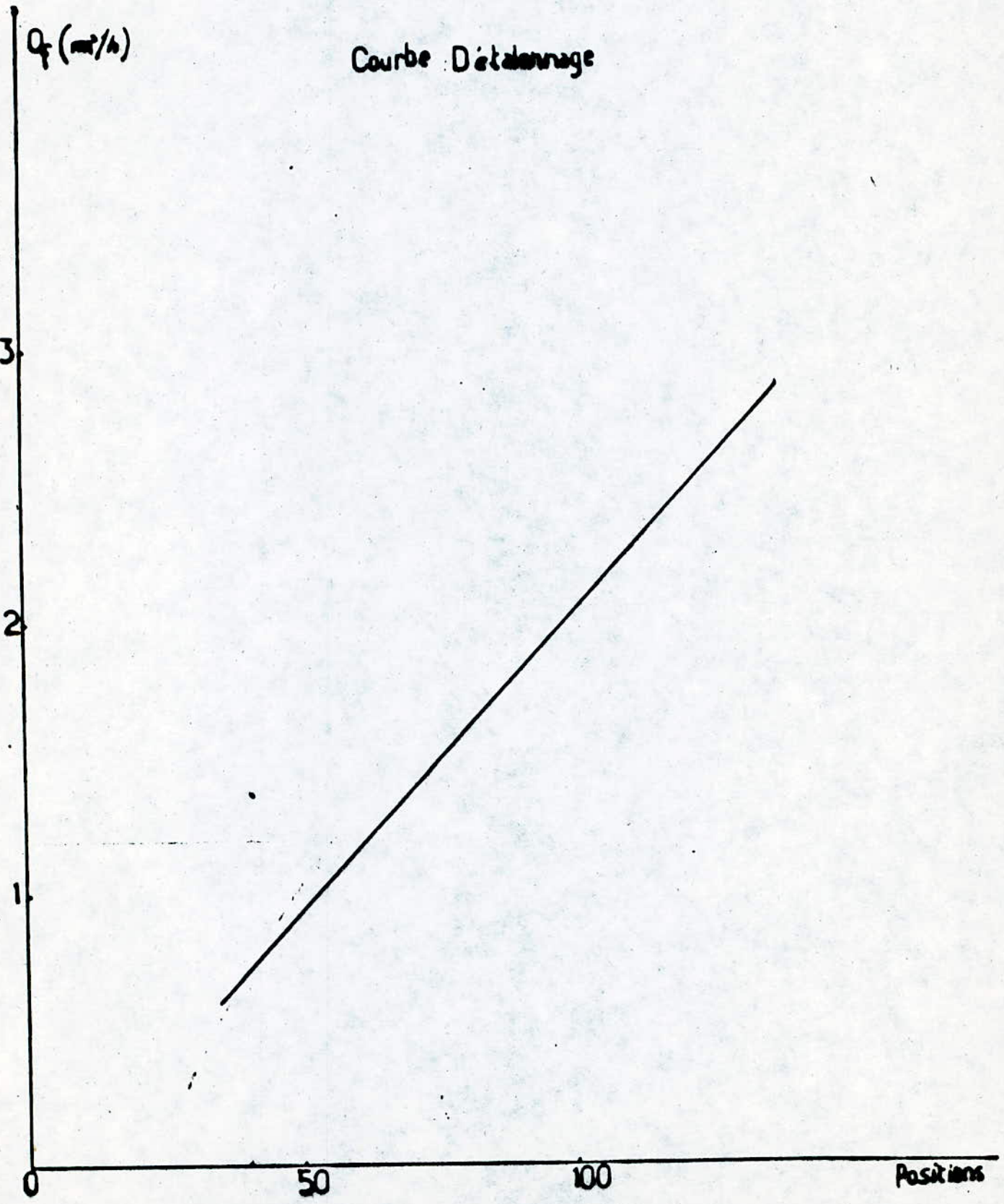
1

0

50

100

Positions



-Masse spécifique, viscosité cinématique et chaleur spécifique de l'eau en fonction de la température à la pression

(d'après norme NF x 10-10) [14]

Température °C	Masse Volumique Kg/m ³	Viscosité ciné- matique cSt	Chaleur spé- cifique Kcal/ Kg °C
0	999,87	1,79	1,00762
5	999,99	1,52	1,00391
10	999,73	1,31	1,00153
15	999,13	1,14	1
20	998,23	1,01	0,99907
25	997,07	0,896	0,99852
30	995,67	0,804	0,99825
35	994,06	0,727	0,99818
40	992,24	0,661	0,99828
45	990,24	0,608	0,99849

50	988,07	0,556	0,99878
55	985,73	0,516	0,99919
60	983,24	0,477	0,88866
65	980,59	0,446	1,00024
70	977,81	0,415	1,00091
75	974,89	0,391	1,00167
80	971,83	0,367	1,00253
85	968,65	0,347	1,00351
90	965,34	0,328	1,00461
95	961,92	0,312	1,00585
100	958,38	0,296	1,00719

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. F. KREITH
Transmission de la chaleur et thermodynamique
Ed. MASSON et cie editeurs. Paris 1967.
2. R. GIBLIN ; A. MISSENARD
Cours superieur de chauffage, ventilation et conditionnement d'air;
Ed. EYROLLES - Paris 1969
3. R. OUZIAUX ; J. PERRIER
Mécaniques des fluides Appliquée
3ème edition DUNOD - Paris 1978
4. RICHARDSON and COULSON, BACKHURST and HARKER
Chemical Engineering
Volume One, third edition - PERGAMON PRESS.
5. Cours de transfert de chaleur de Mme MEZIANI
6. W. Mc CABE, J. SMITH
Unit operations of chemical Engineering
Third edition 1976 ED. Mc GRAW HILL
7. WHITIER
Raffinage et Genie chimique tome II
Ed. TECHNIP - Paris 1972

8. F. LARACHI

Etude d'un échangeur de chaleur liquide-liquide

Projet de fin d'étude - U.S.T.H.B. Juin 1987

9. J.P. HOLMAN

Heat transfer

Fourth edition 1976 Ed. Mc GRAW HILL

10. R. GREGORIG

Echangeur de chaleur

Paris - 1965

11. Technique de l'ingénieur

B.100 et J. 2310 échangeur de chaleur

12. I.E IDEL'CIK

Memento de perte de charge

Ed. EYROLLES Paris 1969

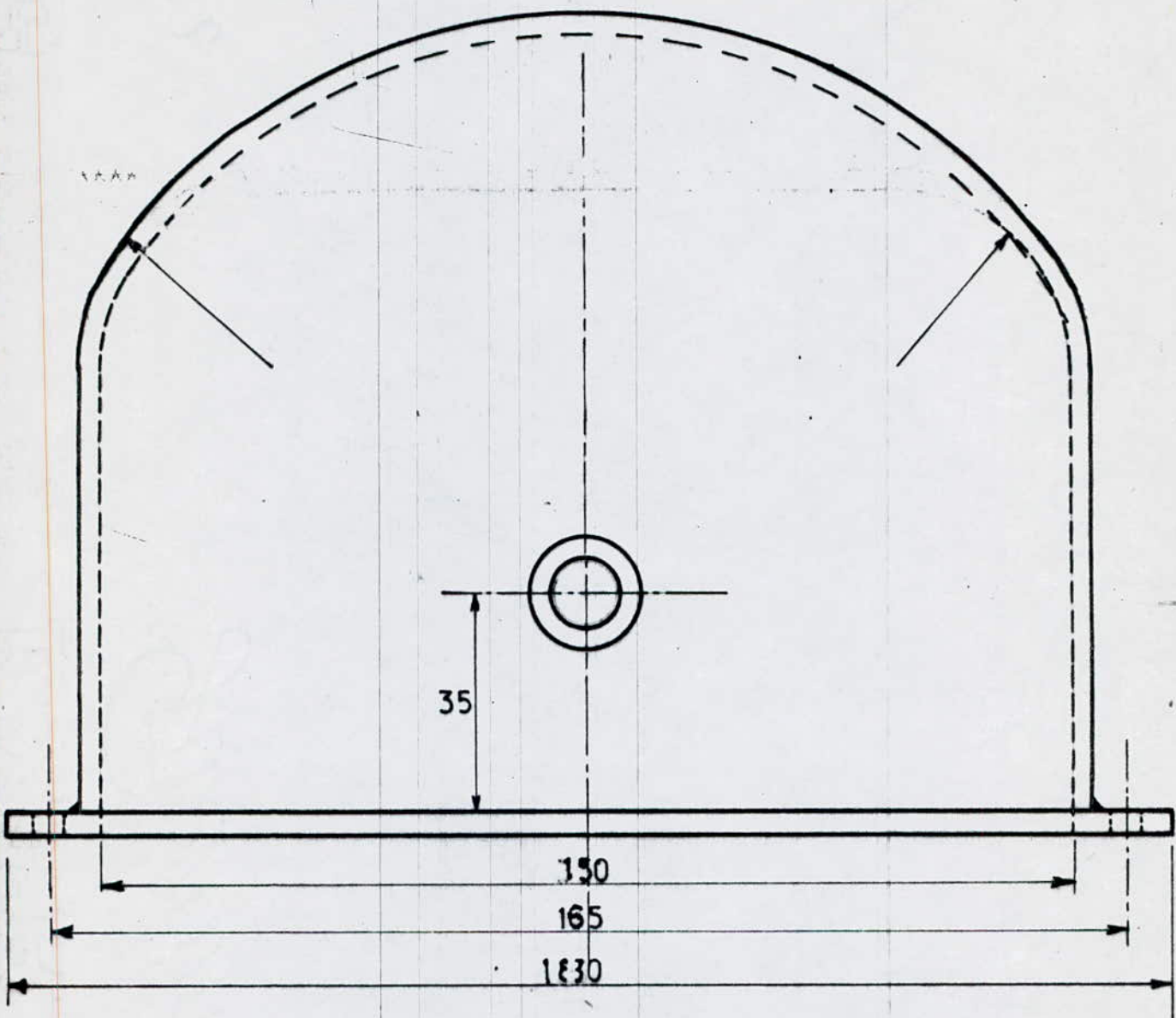
13. MICHEL HUG

Mécaniques des fluides appliquée et introduction
au calcul des échangeurs continus

Ed EYROLLES - Paris 1975.

14. Catalogue Formulaire

SERSEG N° 73 - 1973



E.N.P

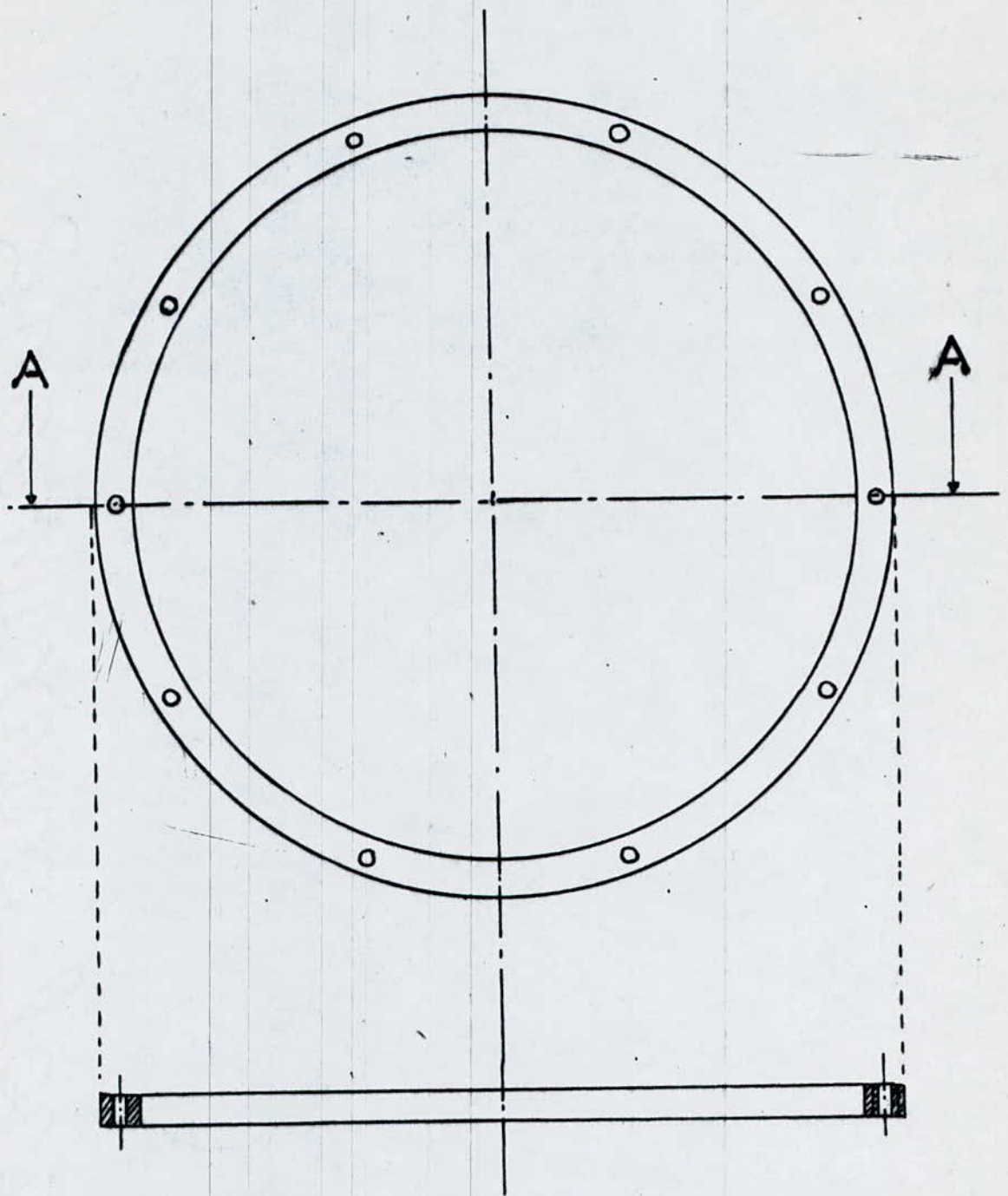
ECHELLE 1/2

BOÎTE DE DISTRIBUTION

KACED

TEBBAL

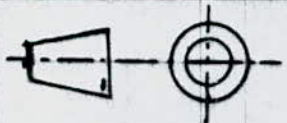
JUIN 88



ECHELLE 1/6

E.N.P

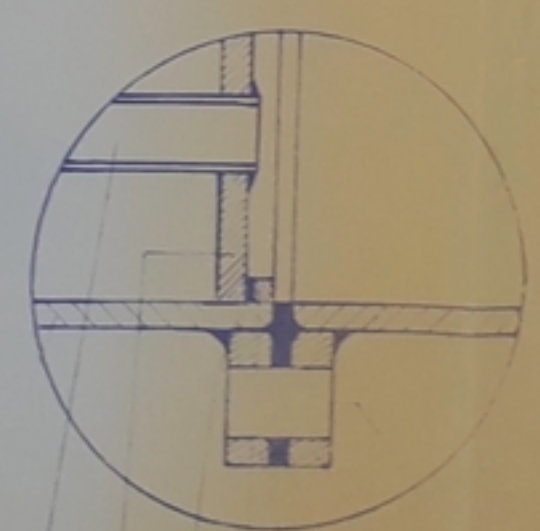
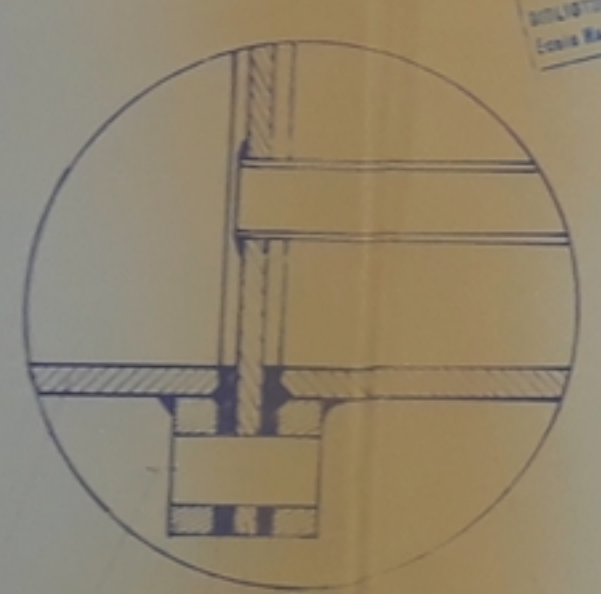
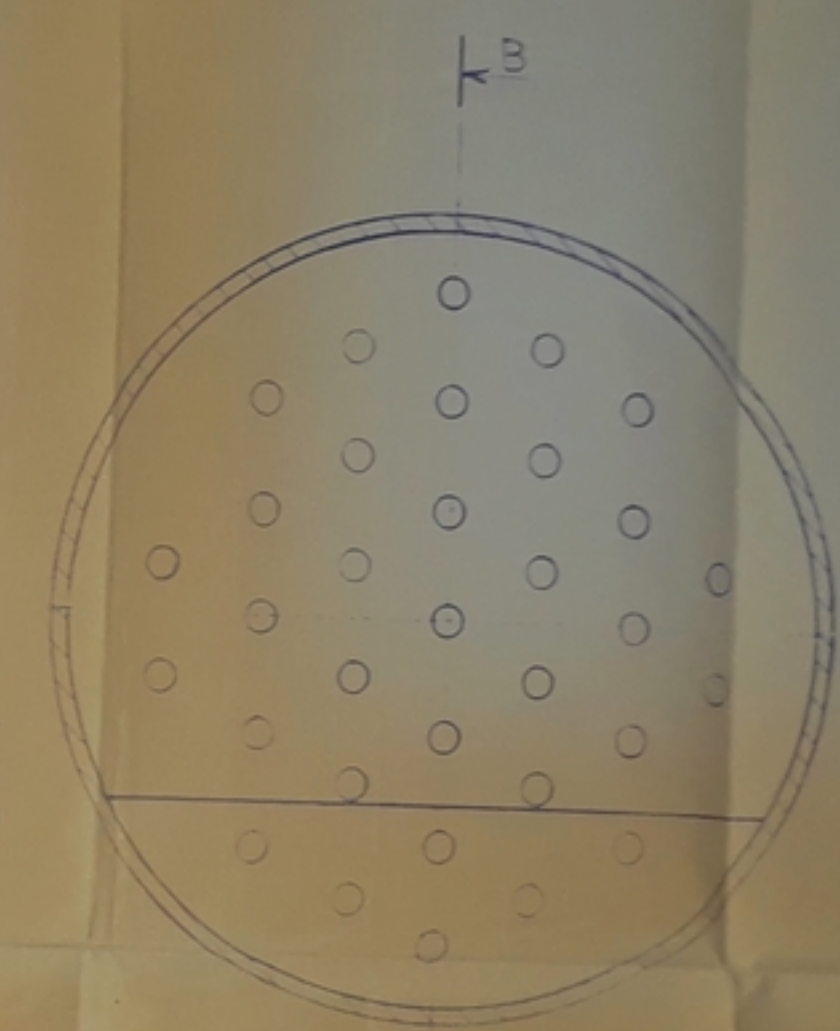
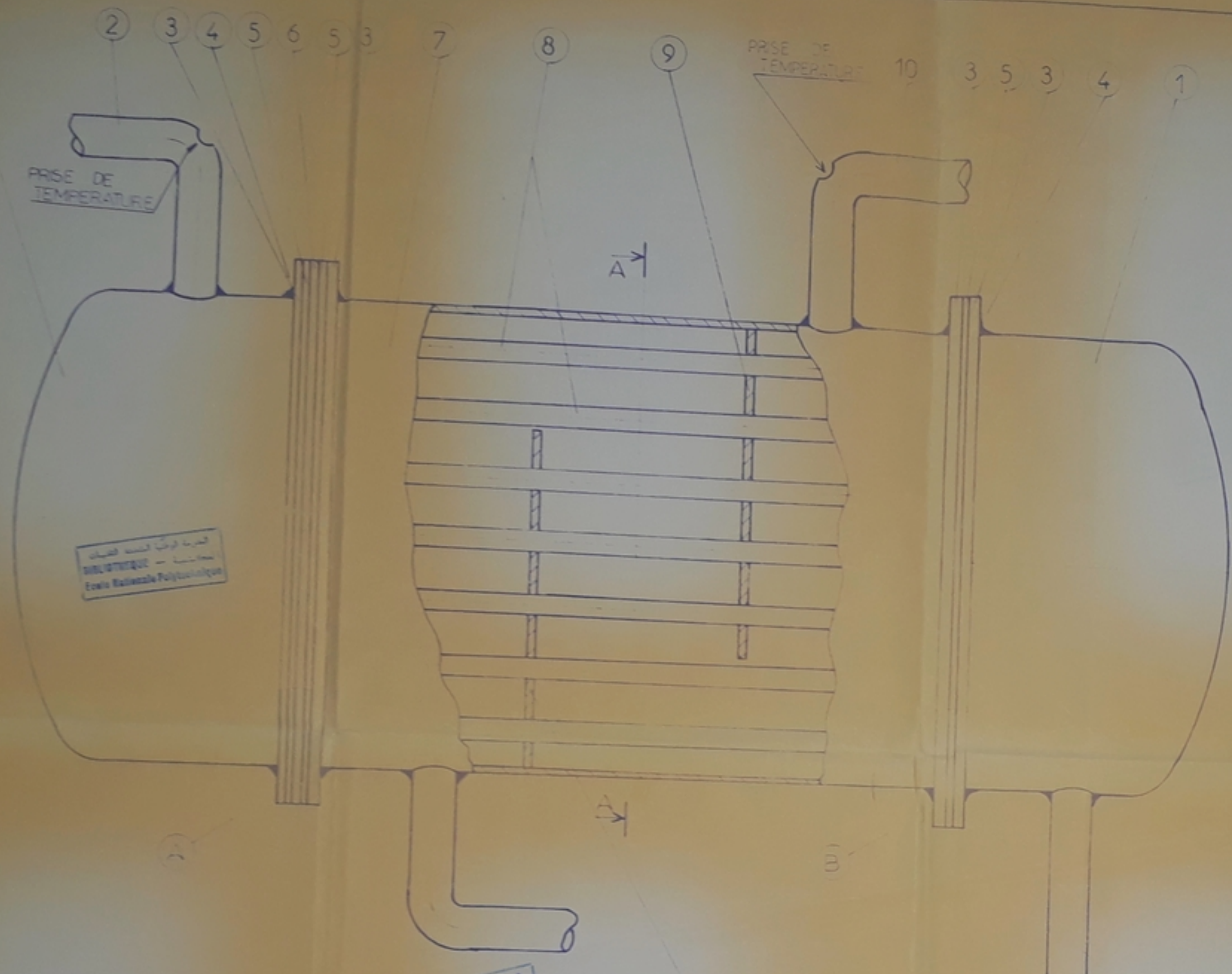
JUIN 1938



BRIDE

KACED

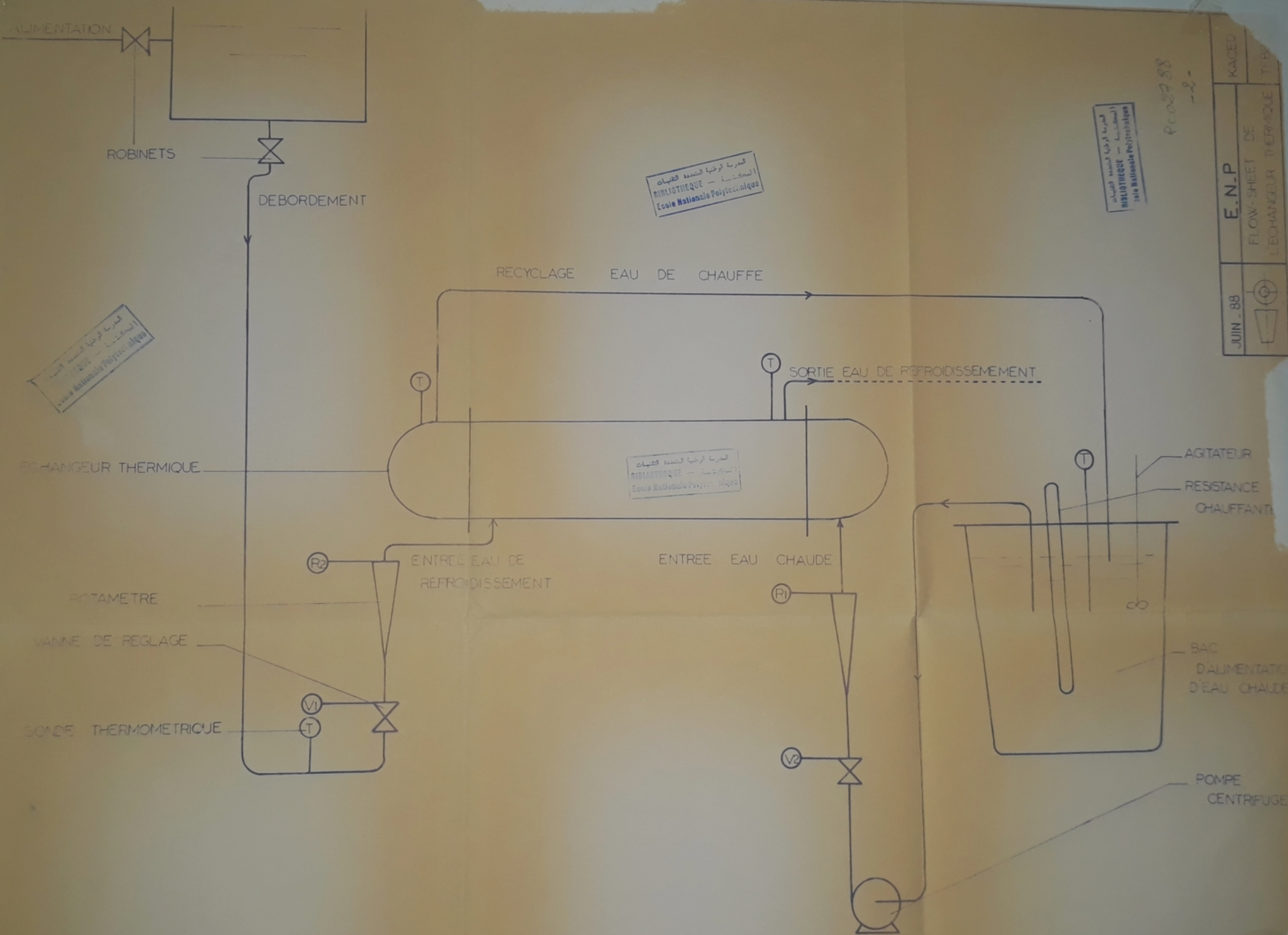
TEIBLAL



PC0285
-1-

13	BUTEEQ 26x26	1		
12	TUBULURE D'ENTREE EAU FROIDE	1		Ø 200
11	TUBULURE D'ENTREE EAU CHAUDE	1		Ø 200
10	TUBULURE DE SORTIE EAU FROIDE	1		Ø 200
9	CHAUDE	2		Ø 16
8	TUBE Ø 12x1	33		CUIVRE LONG 400
7	CALANDRE Ø 300x10	1		
6	PLAQUE TUBULAIRE	2		CUIVRE
5	JOINT CADOUTCHES 60	4		
4	BOLON - ECROU	20		
3	BLOQS 30x30	4		
2	TUBULURE DE SORTIE EAU CHAUDE	1		Ø 200
1	ROTE DE 26x26	2		

Designation:
 Ecole Nationale Polytechnique
 Ingénieur
 de
 CHAUFFAGE
 DE
 CHAUFFAGE
 JUN 68



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PC02988
-2-

