

I

SUJET

ETUDE EXPERIMENTALE SUR

L'ECHANGEUR D'UN CHAUFFE-EAU SOLAIRE

Présenté par monsieur Lamine Diop
pour obtenir le grade d'ingénieur
en génie mécanique

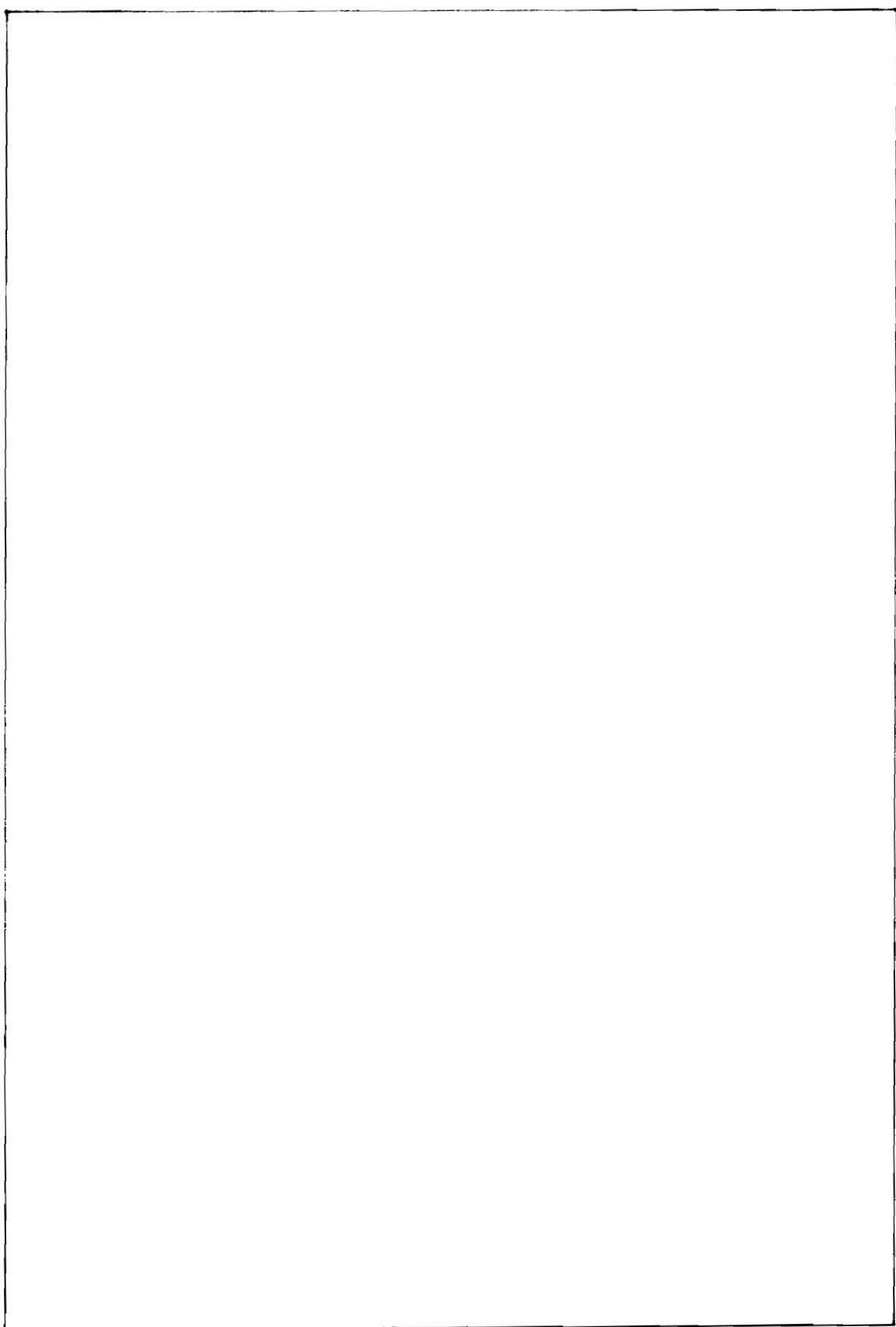
DIRECTEUR DU PROJET:

M. M. PETITEAU

Je dédie ce travail

à mes parents (que la terre leur soit légère)

à Adama Fall



Je remercie monsieur Michel Petiteau
pour les conseils et les indications qu'il m'a remis de
me donner pendant toute la durée du projet.
Que tous ceux qui ont participé moralement ou
techniquement à ce travail trouvent ici mes
remerciements les plus sincères.

Sommaire

Le but de ce projet est d'étudier les caractéristiques de l'échangeur d'un chauffe-eau solaire.

Le type d'échangeur étudié a une forme hélicoïdale et est en cuivre. Dans cette étude, l'échangeur baigne dans un réservoir dont la température est contrôlée. L'échangeur est alimenté en eau froide par un robinet. Entre le robinet et l'échangeur est placé un rotamètre qui permet de lire le débit à travers l'échangeur. Un thermomètre électronique couplé avec un selecteur donne respectivement les températures à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et la température du bain. Un chronomètre permet de suivre l'évolution des différents paramètres en fonction du temps.

De cette étude, nous avons obtenu :

- l'évolution des températures et des coefficients globaux de transfert théorique et expérimental
- l'évolution des pertes de charge en fonction du débit
- la possibilité de faire des interpolations pour des conditions de fonctionnement préétablies.

Table des Matières

<u>Introduction</u>	1
<u>Partie Théorique</u>	
descriptif	5
montage expérimental	7
formulation théorique des calculs.	9
Calcul du coefficient global de transfert théorique.	14
Calcul du coefficient global de transfert expérimental.	16
calcul des pertes de charge.	17
<u>Partie Expérimentale</u>	
valeurs expérimentales obtenues pendant les expériences pour différents débits.	19
Résultats obtenus après calcul pour les dif. frents débits.	25
Courbes donnant la température et le coefficient de transfert en fonction du temps.	28

<u>Analyse et discussions</u>	37
evolution des temperatures et des coefficients de transfert en fonction du temps	38
Comparaison de $Al_{\text{experimental}}$ et $Al_{\text{theorique}}$.	38
Evolution du coefficient de transfert et de la perte de charge en fonction du debit	39
 <u>Conclusion</u>	 44
 <u>Annexe</u>	 49
calcul de $Al_{\text{theorique}}$ pour un debit donne' . .	49
calcul de la perte de charge	51
tableau des constantes physiques de l'eau . . .	52

Introduction

Le rôle des échangeurs de chaleur est de transmettre de la chaleur d'un milieu à un autre. Il existe entre ces deux milieux une paroi de séparation. Le processus de transmission de chaleur se décompose en trois étapes :

a. la transmission de chaleur du premier milieu à la surface de la paroi en contact avec lui.

b. la transmission de la chaleur par conduction à travers la paroi

c. la transmission de la chaleur de la surface de la paroi baignée par le deuxième milieu.

Selon la loi de Newton la quantité de chaleur transmise par unité de temps d'un corps à un autre milieu est proportionnelle à la surface S et à la différence de température ΔT entre la température de la surface et celle du milieu environnant :

$$Q = h_v \cdot S \cdot \Delta T$$

h_v est le coefficient de transmission de chaleur qui dépend des grandeurs géométriques caractérisant l'enceinte dans laquelle se produit l'écoulement, de la nature de l'écoulement des constantes physiques du milieu et de la température.

2

La quantité de chaleur à transmettre est le plus souvent une donnée du problème. Il faudra tenir compte de la nature de l'écoulement de chaleur: si l'écoulement de chaleur est stationnaire, invariable avec le temps sur toute la surface considérée, la valeur du coefficient de transfert peut être considérée comme une constante. Sinon le calcul de la quantité de chaleur devrait être calculée progressivement.

Il y a trois modes de transmission
par rayonnement
par conduction
par convection forcée ou convection libre.

Dans le cadre du projet, on s'intéressera seulement à la conduction et à la convection.

Il faudra noter que cet échangeur est destiné aux chauffe-eau solaires, comme le montre la figure de la page suivante.

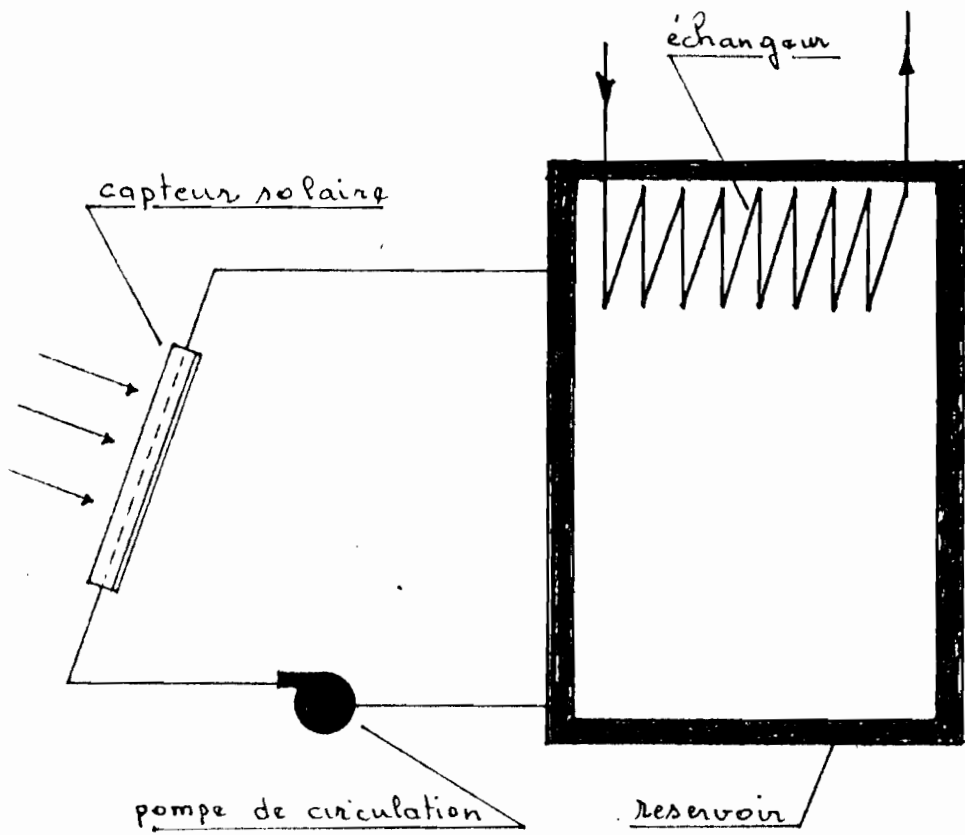


schéma d'un chauffe-eau solaire

PARTIE THEORIQUE

ETUDE THEORIQUE

A. descriptif

l'ensemble est constitué par :

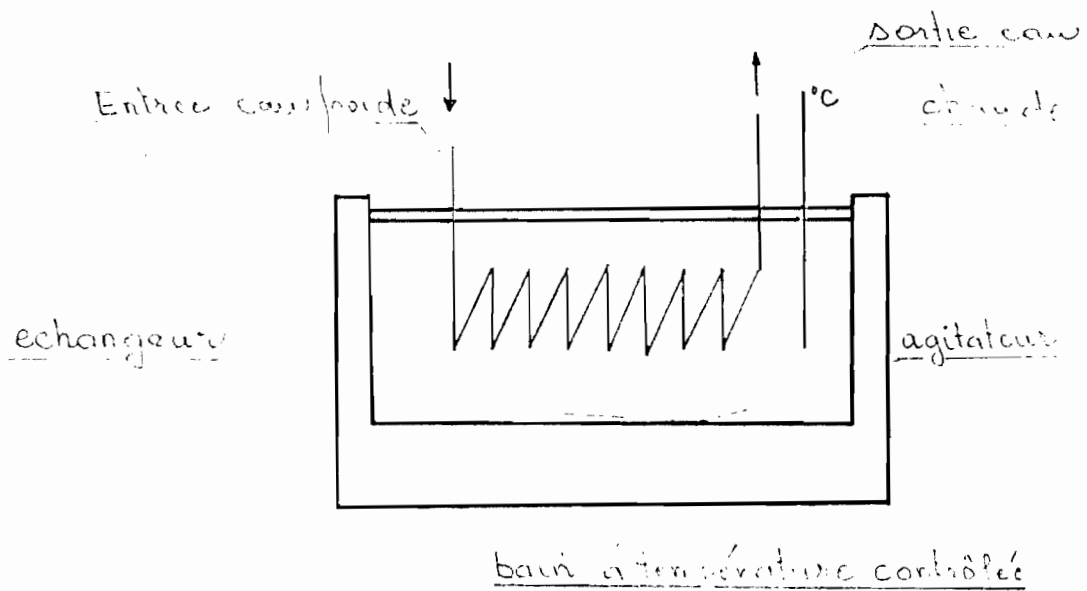
un bain à température contrôlée

un échangeur en cuivre

une source d'eau froide

un thermomètre électronique

un selecteur



Les dimensions de l'échangeur sont

diamètre extérieur 14.5 mm

diamètre intérieur 11 mm

longueur totale immergée environ 8.4 m

SCHEMA I ECHANGEUR

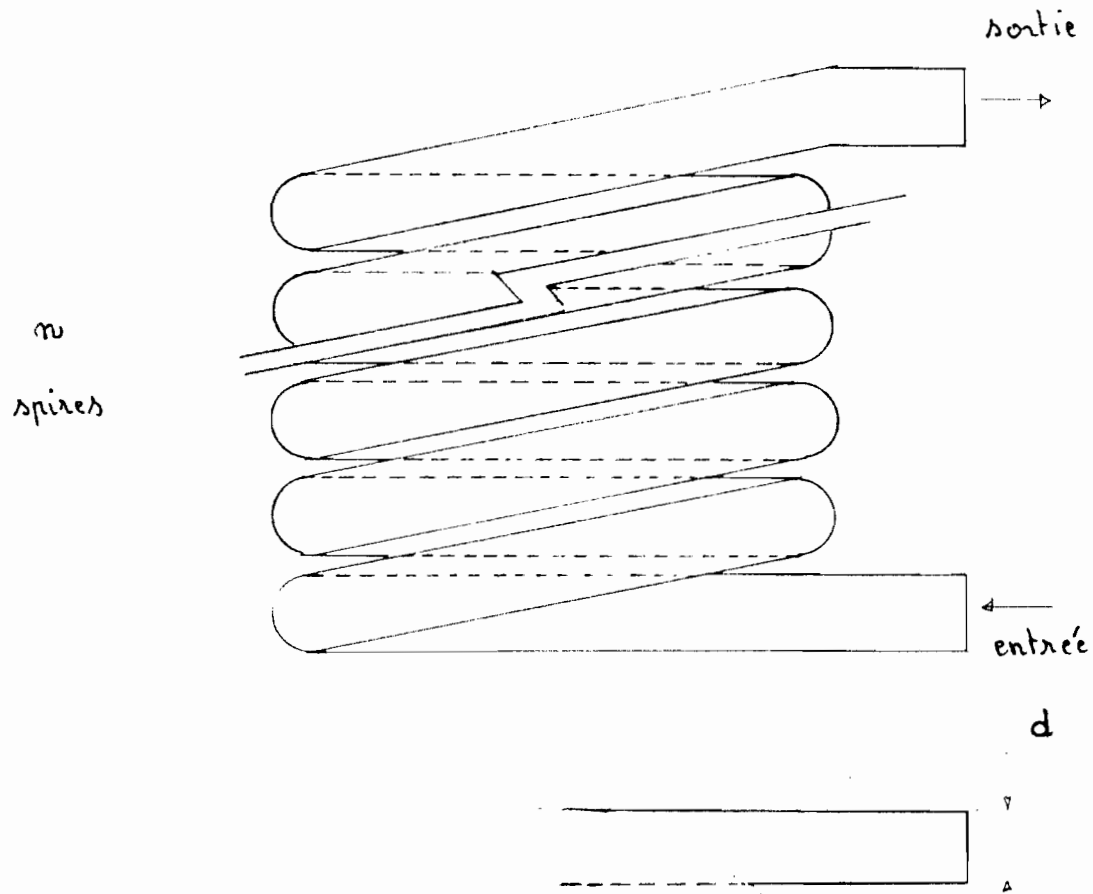


Schéma de l'échangeur de chaleur

B. montage expérimental

L'échangeur est placé à l'intérieur du bain. À l'aide du circuit d'eau froide d'un échangeur de chaleur du laboratoire de machines thermique, nous faisons circuler l'eau à l'intérieur de l'échangeur dont on étudie les caractéristiques.

Les débits sont réglés grâce à un rotamètre et un robinet placé sur l'échangeur du laboratoire.

Pour éviter des pertes de chaleur, le bain est muni d'un couvercle sur lequel est placé un isolant thermique.

Le schéma du montage est montré sur schéma II.

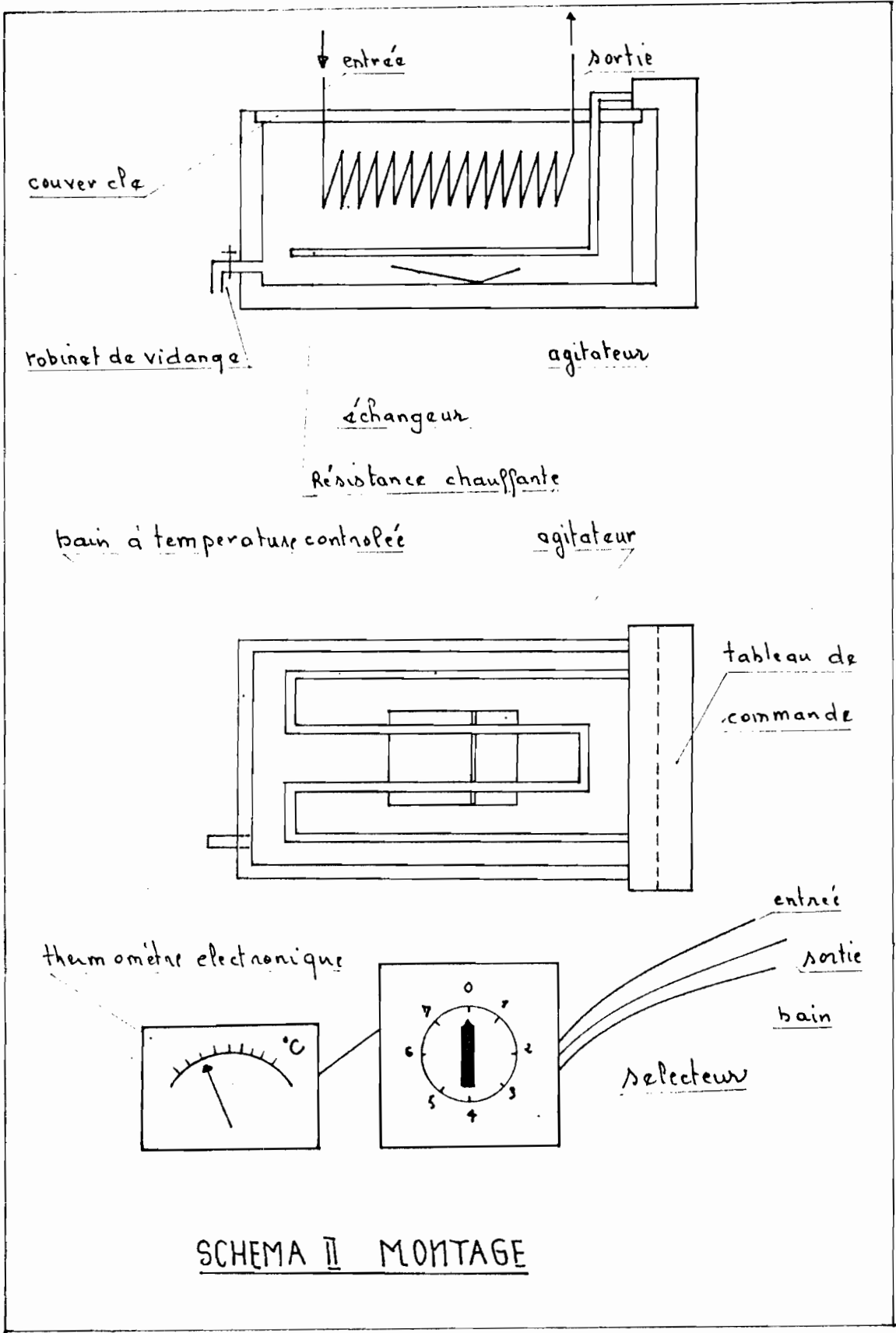
Système de mesure:

Les températures d'entrée, de sortie et du bain sont mesurées à l'aide d'un thermomètre électronique "COMARK".

un rotamètre mesure les débits d'eau froide.

La température du bain est réglée au niveau du tableau de commande.

Le temps est pris avec un chronomètre. Toutes les températures sont prises à toutes les 30 secondes.



SCHEMA II MONTAGE

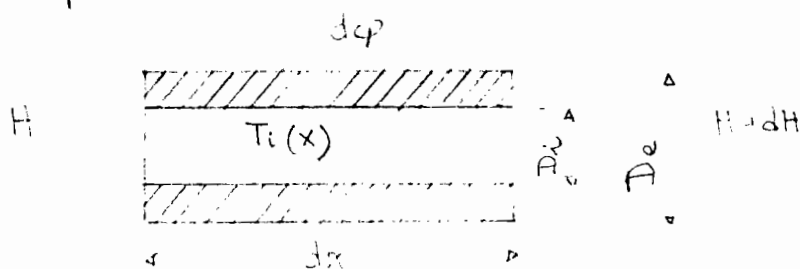
C. Formulation théorique des calculs

Dans un tube plongé dans un milieu à température constante T_c , on fait passer un fluide. Soient

T_e la température d'entrée

T_s la température de sortie

T_i la température du fluide à l'intérieur du tube en un point d'abscisse x



isolons par la pensée un élément de tube de longueur unité. Calculons les valeurs de la résistance thermique intercalée entre le fluide circulant à l'intérieur du tube et le fluide situé à l'extérieur.

Soient h_i et h_e les coefficients d'échange du fluide à l'intérieur et à l'extérieur du tube. La quantité de cha.

leur traversant le tube sur une longueur dx

$$\frac{d\varphi}{dx} = h_i (T_i - T_{pi}) \pi D_i = h_e (T_{pe} - T_c) \pi D_e$$

On peut définir une résistance thermique comme étant

l'inverse du coefficient global de transfert de chaleur.
 Pour l'élément du tube, on considère les 3 résistances
 thermiques en série

$$\frac{1}{D_e h_e} + \frac{\ln D_e/D_i}{2k} + \frac{1}{D_i h_i} = \frac{1}{D_e U_e}$$

en divisant les deux membres par $1/D_e$ on obtient $1/U_e$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e \ln D_e/D_i}{2k} + \frac{D_e}{D_i h_i}$$

On sait en principe calculer h_i et h_e : à l'intérieur
 du tube on a convection forcée, à l'extérieur du tube on
 a une convection libre.

h_i et h_e sont fonction de la température.

En effectuant le bilan énergétique sur l'élément consi-
 déré plus haut : $dH = d\varphi$ (1)

$$dH = \rho \bar{v} \frac{\pi D^2}{4} C_p dT \quad d\varphi = h (\pi D dx) (T_s - T)$$

T_s température de surface du tuyau et T température
 du fluide

de l'égalité (1) on peut effectuer un regroupement
 de paramètres de façon à faire apparaître des nombres sans

dimension

$$\frac{hD}{k_f} = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} \times \frac{c_p \mu}{k} \times \frac{D}{L} \times \frac{dT/(T_s - T)}{d(x/L)} \quad (2)$$

On reconnaît le nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu}$ qui définit la nature de l'écoulement (laminaire, turbulent ou transitoire), le nombre de Nusselt $Nu = \frac{hD}{k}$, le nombre de Prandtl $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$.

Le coefficient de transfert de chaleur est évalué à partir de corrélation empiriques ou de graphiques.

TABLEAU NUMÉRIQUE DES VALEURS ASYMPTOTIQUES DU STANTON LOCAL (REPRÉSENTÉ PAR LA FIGURE 13.2-2)

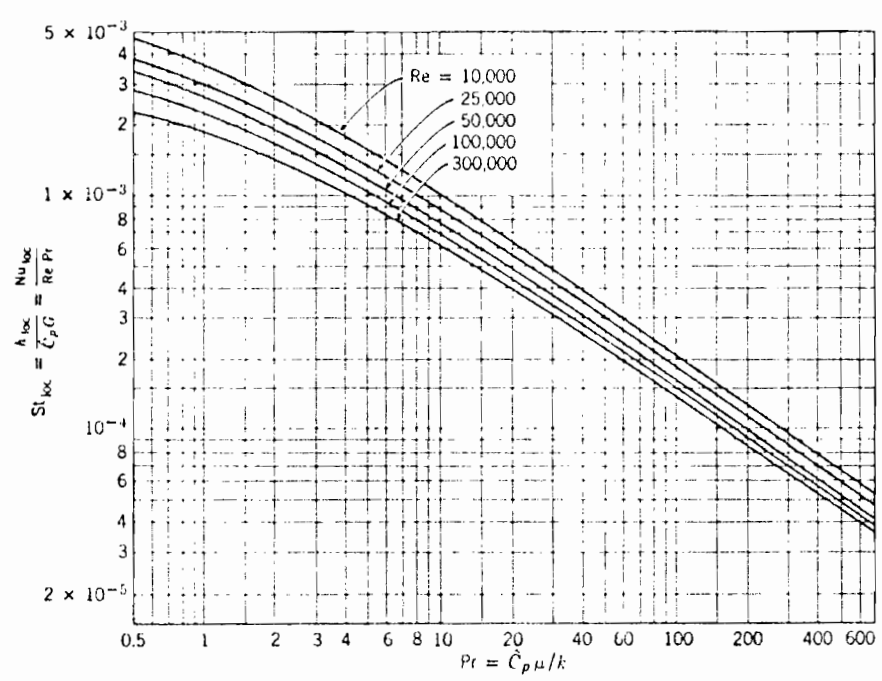


Fig. 13.2-2. Predicted asymptotic values of the local Stanton number for turbulent flow in smooth pipes with constant heat flux. [R. G. Deissler, NACA Report 1210 (1955).]

Dans le cas de la convection libre l'analyse dimensionnelle a conduit à une corrélation entre les nombres de Nusselt, de Prandtl et de Grashof (Gr)

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \quad (3)$$

L est une longueur caractéristique. $L = D$ dans le cas du tuyau. La figure ci. contre donne $\log Nu$ en fonction de $\log (Gr Pr)$.

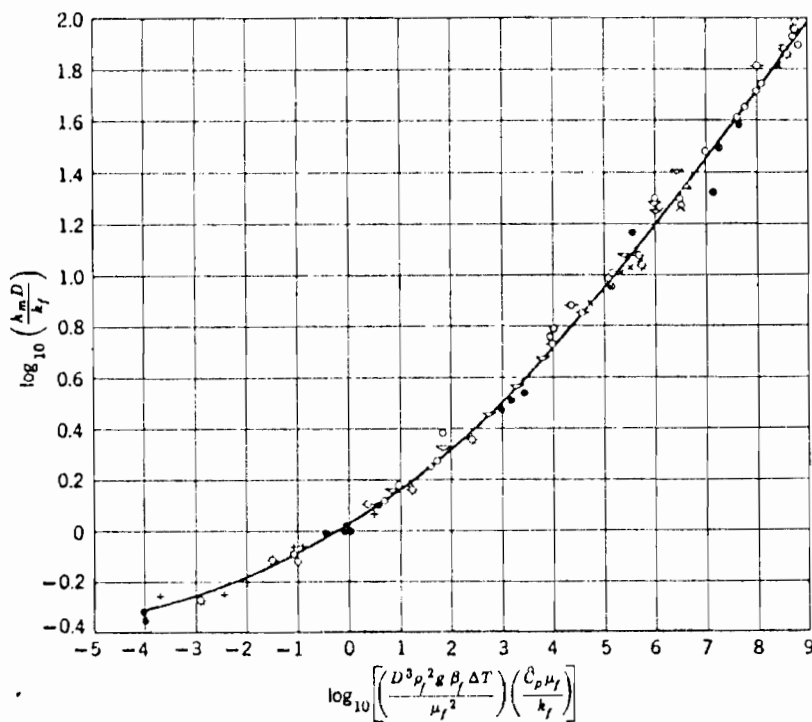


figure 13.5.1

Dans les formules (2) et (3) les variables sont données par le tableau 8 des constantes physiques de l'eau:

- ρ masse spécifique en Kg/m^3
- \bar{v} vitesse moyenne du fluide au d'intérieur du tube
- D diamètre du tube en m
- μ viscosité dynamique en $\text{Kg}/\text{h}\cdot\text{m}$
- C_p chaleur spécifique en $\text{Kcal}/\text{Kg}\cdot^\circ\text{C}$
- k coefficient de conductivité $\text{Kcal}/^\circ\text{C}\cdot\text{h}\cdot\text{m}$
- g accélération de la pesanteur m/h^2
- β Coefficient d'allongement thermique $1/^\circ\text{C}$
- h Coefficient de transfert de chaleur $\text{Kcal}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$

Calcul du Coefficient global de transfert de chaleur théorique

Pour le calcul du Coefficient global de transfert, nous procéderons en deux étapes et abords. Ces deux étapes sont:

- le calcul du coefficient de transfert h_i à l'intérieur du tube

- le calcul du coefficient de transfert h_e à l'extérieur du tube

Calcul de h_i :

Connaissant les dimensions de l'échangeur, nous calculons le nombre de Reynolds qui définit la nature de l'écoulement et nous cherchons le nombre de Prandtl à l'aide du Tableau de la page 51. À partir de ces deux nombres sans dimension, on détermine le nombre de Stanton grâce au diagramme de la figure 13.2.2. Le nombre de Stanton permet de calculer Nu qui nous donne finalement la valeur du coefficient h_i .

Calcul de h_e :

Pour le coefficient de transfert h_e , on définit le nombre sans dimension Gr connu sous le nom du nombre de

Grashof. à l'aide du diagramme de la figure 13.5.1 nous cherchons la valeur de $\log Nu$. Connaissant cette valeur nous pouvons déduire Nu et la valeur de h_e .

Maintenant que nous connaissons les valeurs de h_e et h_i et les dimensions de l'échangeur, on applique la formule donnant U_e .

Pour chaque débit, nous avons calculé les valeurs de h_i , h_e et U_e . Ces valeurs variant avec le temps, nous avons donné une représentation graphique de U_e en fonction du temps. Les courbes de U_e en fonction du temps sont représentées en pointillés.

Les résultats expérimentaux obtenus après les calculs sont notés dans les tableaux qui suivent.

Au débit donné, nous avons fait une représentation graphique de la variation des températures en fonction du temps et des coefficients globaux de transfert U en fonction du temps.

Calcul du coefficient global de transfert de chaleur expérimental

Le coefficient de transfert U est donné par la rela-

tion:
$$U = \frac{Q}{S \cdot \Delta T_m}$$

où Q est la quantité de chaleur transmise, S la surface de transmission et ΔT la différence moyenne de température.

S est considérée comme une constante et les valeurs de Q et ΔT doivent être mesurées.

On considère qu'il n'y a pas de changement d'état physique.

Q est déterminée en mesurant la quantité du liquide qui s'écoule et la différence de température ΔT entre son entrée dans l'échangeur et sa sortie de celui-ci. La chaleur spécifique étant connue on a:

$$Q = C_p G (T_2 - T_1) \quad \text{où}$$

C_p chaleur spécifique moyenne à pression constante et à la température $\frac{1}{2}(T_1 + T_2)$

G débit massique

T_1, T_2 températures d'entrée et de sortie de l'échangeur.

Perte de charge dans l'échangeur

Il s'agit d'un tube enroulé comme un serpent. Les pertes de charge seront celles d'une conduite cylindrique.

$$\Delta P_e = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{C^2}{2} + \sum \xi \rho \frac{C^2}{2}$$

où $\sum \xi \rho \frac{C^2}{2}$ représente les pertes de charges singulières

on sait que $Q = AV$ $A = \frac{\pi D^2}{4}$

la formule donnant ΔP_e devient :

$$\Delta P_e = 0.810 \rho \frac{Q^2}{D^4} \left[\lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right]$$

Si n est le nombre d'enroulement du serpent on a alors

$$\Delta P_e = 0.810 \rho \frac{Q^2}{D^4} \left[\lambda \frac{L}{D} + n \xi \right]$$

On suppose que la courbure du tube est soignée. Ce qui donne une valeur de $\xi = 0.2$

Dans la formule donnant ΔP_e , λ est le coefficient de frottement qui est donné pour un tube en cuivre par la formule de Blasius

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{1/4}}$$

Dans le cas de notre échangeur $n = 18$ spires

PARTIE

EXPERIMENTALE

Valeurs expérimentales obtenues pendant
l'expérience pour différents débits

$W = 200$ litres/heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	33.4	33.5	33	32.9	32.7	32.2	32	31.9	31.8	31.5
t_2	42.5	42	41.8	41.5	41	40.9	40.5	40.2	40.1	40
t_b	49	48.7	48.2	48	47.5	47.2	47	47	46.8	46.5

$W = 300$ litres/heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	32	31.8	31.8	32	32	32	32	31.8	31.5	31.2
t_2	40.2	39.8	39.5	38.3	38.1	39*	38.9	38.5	38.4	38.2
t_b	49.1	48.5	48	47.8	47.2	47	46.8	46.5	46.4	46

$w = 400$ litres/heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	31.5	31.5	31.3	31	31	31	31	31	31	31
t_2	38.2	37.9	37.5	37.1	37	36.8	36.6	36.5	36.4	36.2
t_b	48.5	48	47	46.8	46.2	46	45.8	45.5	45.2	45.1

W = 500 litres / heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t ₁	30.8	30	30.5	30.5	30.3	30.2	30.2	30.2	30.2	30.1
t ₂	37.	36.5	36	35.9	35.7	35.5	35.2	35.2	35	35
t _b	48.1	47.5	46.8	46.2	45.9	45.3	45.2	45	44.9	44.7

W = 600 litres / heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t ₁	32.	32.2	32.1	32.5	32.3	32	31.2	31	31	x
t ₂	37	36.8	36.5	36.4	36.2	35.8	35.1	35	34.9	x
t _b	48.9	48	47.1	46.8	46.3	46	45.7	45.3	45.1	

W = 700 litres / heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t ₁	31.2	31.2	31.2	31.2	31	31	31	30.9	30.8	x
t ₂	36	35.6	35.4	35.1	34.8	34.5	34.5	34.2	34.1	x
t _b	48.3	47.5	46.8	46.2	45.7	45.3	45.1	44.9	44.5	x

$$w = 800 \text{ litres / heure}$$

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	30.9	30.9	30.9	30.9	30.9	30.5	30.5	30.3	30.2	*
t_2	35.2	34.8	34.7	34.3	34	33.9	33.8	33.5	33.2	*
t_b	48.2	47.2	46.5	45.9	45.3	45	44.8	44.2	43.9	*

NB: Les températures sont prises toutes les 30 secondes. Nous aurons donc à chaque 30 secondes trois températures t_1, t_2, t_b

À partir des courbes température versus temps nous évaluons les températures t_1, t_2 et t_b à un temps donné.

Nous obtenons alors les valeurs suivantes:

$$w = 300 \text{ litres / heure}$$

temps	90	180	270	360	450	540	630	720	810
t_1	33.4	33.2	33	32.8	32.5	32.3	32	31.8	31.6
t_2	42.2	42	41.7	41.4	41.2	40.8	40.6	40.3	40.1
t_b	49	48.7	48.2	48	47.5	47.2	47	47	46.8

$w = 300 \text{ litres/heure}$

Temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	32	31.9	31.8	31.8	31.8	31.8	31.8	31.7	31.7	.
t_2	40	39.8	39.6	39.4	39.2	38.9	38.7	38.5	38.2	.
t_b	49.1	48.5	48	47.8	47.2	47	46.8	46.5	46.4	.

$w = 400 \text{ litres/heure}$

Temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	31.4	31.2	31	31	31	31	31	31	31	.
t_2	38	37.6	37.3	37	36.8	36.7	36.6	36.4	36.2	.
t_b	48.5	48	47	46.8	46.2	46	45.8	45.5	45.2	.

$w = 500 \text{ litres/heure}$

Temps	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
t_1	30.6	30.6	30.5	30.4	30.4	30.3	30.3	30.2	30.2	.
t_2	37	36.6	36.2	35.8	35.6	35.5	35.3	35.1	35	.
t_b	48.1	47.5	46.8	46.2	45.9	45.3	45	44.9	44.7	.

$\omega = 600$ litres / heure

temps (s)	90	180	270	360	450	540	630	720	810
t_1	32	31.8	31.7	31.6	31.4	31.3	31.2	31.1	31
t_2	36.9	36.6	36.4	36.1	35.8	35.6	35.2	35	34.7
t_b	48.9	48	47.1	46.8	46.3	46	45.7	45.3	45.1

$\omega = 700$ litres / heure

temps	90	180	270	360	450	540	630	720	810
t_1	31.2	31.2	31.1	31	31	31	31	31	31
t_2	35.8	35.5	35.3	35.1	34.9	34.7	34.4	34.2	34
t_b	48.3	47.5	46.8	46.2	45.7	45.3	45.1	44.9	44.5

$\omega = 800$ litres / heure

temps	90	180	270	360	450	540	630	720	810
t_1	30.9	30.8	30.7	30.6	30.5	30.4	30.4	30.3	30.2
t_2	35	34.8	34.5	34.2	34.1	33.9	33.6	33.4	33.2
t_b	48.2	47.2	46.5	45.9	45.3	45	44.8	44.2	43.9

Les tableaux qui suivent, contiennent les valeurs de h_i , h_e et U à toutes les 90 secondes.

À la suite de ces tableaux, nous avons les graphes des variations des températures et des coefficients globaux de transfert en fonction du temps: figures 1 à 7. Pour chaque débit, on calcule la valeur moyenne du coefficient global de transfert U_{thio} . Cette moyenne est calculée à partir du temps où la courbe $U = f(t)$, commence à tendre vers une valeur asymptotique.

Après les figures 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, les valeurs expérimentales de U sont présentées sous forme de tableaux. Dans ce cas nous avons considéré pour chaque débit l'intervalle de temps où les valeurs théoriques sont plus ou moins constantes; et à partir de là on établit les tableaux donnant $U_{expérimental}$.

Résultats obtenus après calcul pour les différents

débits : valeurs théoriques de U.

$w = 200 \text{ litres/heure}$			
temps	R_i	R_e	U
90	3577.5	621.3	525.6
180	3620.3	620.1	525.7
270	3408.1	620.2	520.2
360	3316.4	608.7	510.5
450	3583.7	619	524
540	3546.8	591	503.12
630	3546.8	591	503.12
720	3557.9	617.9	522.7
810	3568.3	617.9	453.3

$w = 300 \text{ litres/heure}$			
temps	R_i	R_e	U
90	5118.3	744.2	643.8
180	5007.3	619.0	547.9
270	5080.6	662.1	582.4
360	5058.6	662.1	582.1
450	4743.7	590.05	521.9
540	5076.5	587.6	524.2
630	5043.7	588.9	524.6
720	5100.4	588.96	524.3
810	5112.2	588.9	525.4

$w = 400 \text{ litres/heure}$			
temps	R_i	R_e	U
90	6280.1	691.97	620.2
180	6304.6	616.71	559.2
270	6317.8	616.14	558.9

$w = 500 \text{ litres/heure}$			
temps	R_i	R_e	U
90	7439.2	660.08	603.8
180	7452.6	660.21	603.96
270	8038.4	644.58	594.4

360	6317.8	616.14	558.9
450	6330.5	615.57	558.5
540	6400.1	615.57	559.1
630	6770.8	615.7	561.9
720	6912.2	615	562.4
810	6856.7	615	562.02

360	8095.5	615	569.5
450	7982.6	615.02	568.9
540	7926.1	615.57	569.1
630	7979.5	615.7	569.4
720	8420.7	613.85	570.1
810	7950.6	613.28	567.3

$w = 600 \text{ litres/heure}$

temps	h_i	h_e	U
90	8862.8	691.97	639.4
180	8926.5	691.97	639.8
270	8943.1	645.18	599.6
360	8870.1	645.18	599.3
450	8252.7	615.57	570.8
540	8245.1	614.99	570.2
630	8267.7	615	570.4
720	8227.4	614.42	569.9
810	8195.1	614.42	569.5

$w = 700 \text{ litres/heure}$

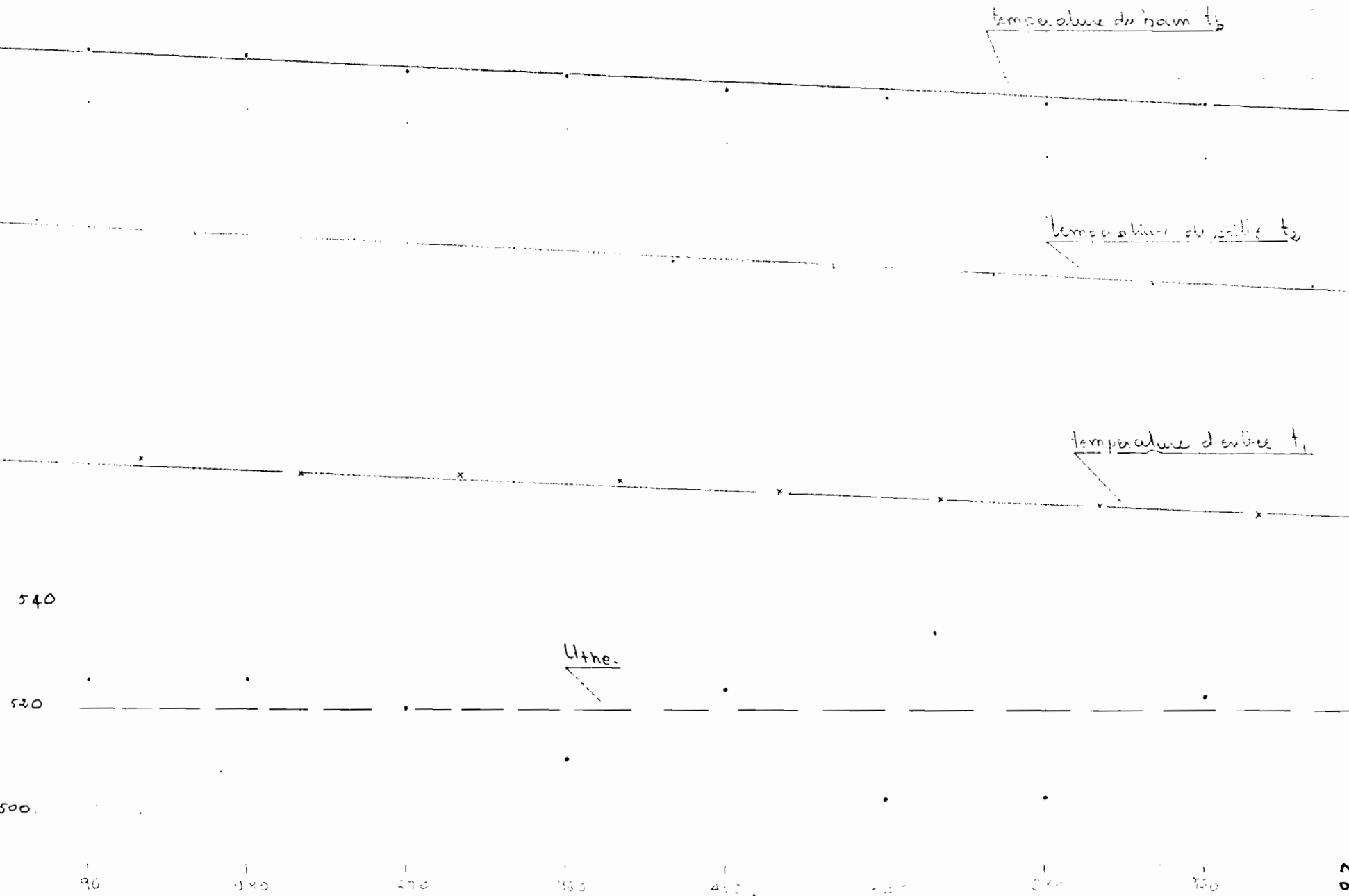
temps	h_i	h_e	U
90	10319	691.32	645.7
180	10348	691.32	645.9
270	10359	629.32	591.5
360	10388	615	578.9
450	9967.9	614.42	576.9
540	9928.2	614.42	576.8
630	9985.8	613.85	576.5
720	9985.8	613.85	576.5
810	11053	613.85	576.8

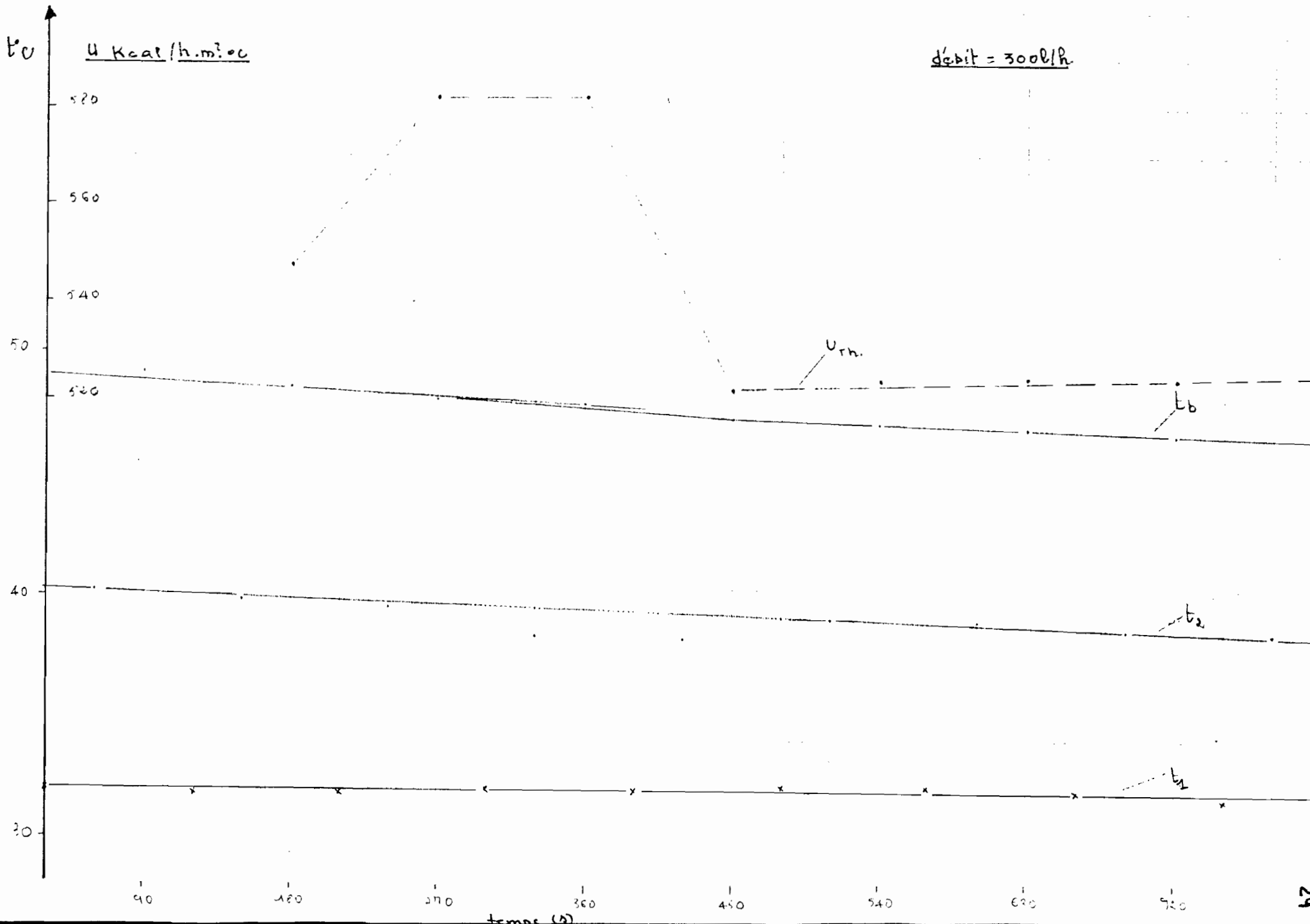
w = 800 litres / heure			
temps	R_x	R_e	U
90	11817	690.68	650.6
180	11839	643.98	609.03
270	11921	629.32	596.1
360	11836	615.57	589.6
450	11872.83	613.28	581.6
540	11903.27	613.28	581.7
630	11809.27	613.28	581.9
720	11841.4	599.32	568.9
810	11830.33	598.76	568.4

$t^{\circ}C$ $\frac{kcal}{h.m^2.^{\circ}C}$

débit = 200 l/h

50
40
30
20
10





$t^{\circ}C$

$U \text{ Kcal/h. m}^2 \cdot ^{\circ}C$

débit : 400 l/hv

600

580

560

50

540

40

30

$U_{theo.}$

t_b

t_w

T_1

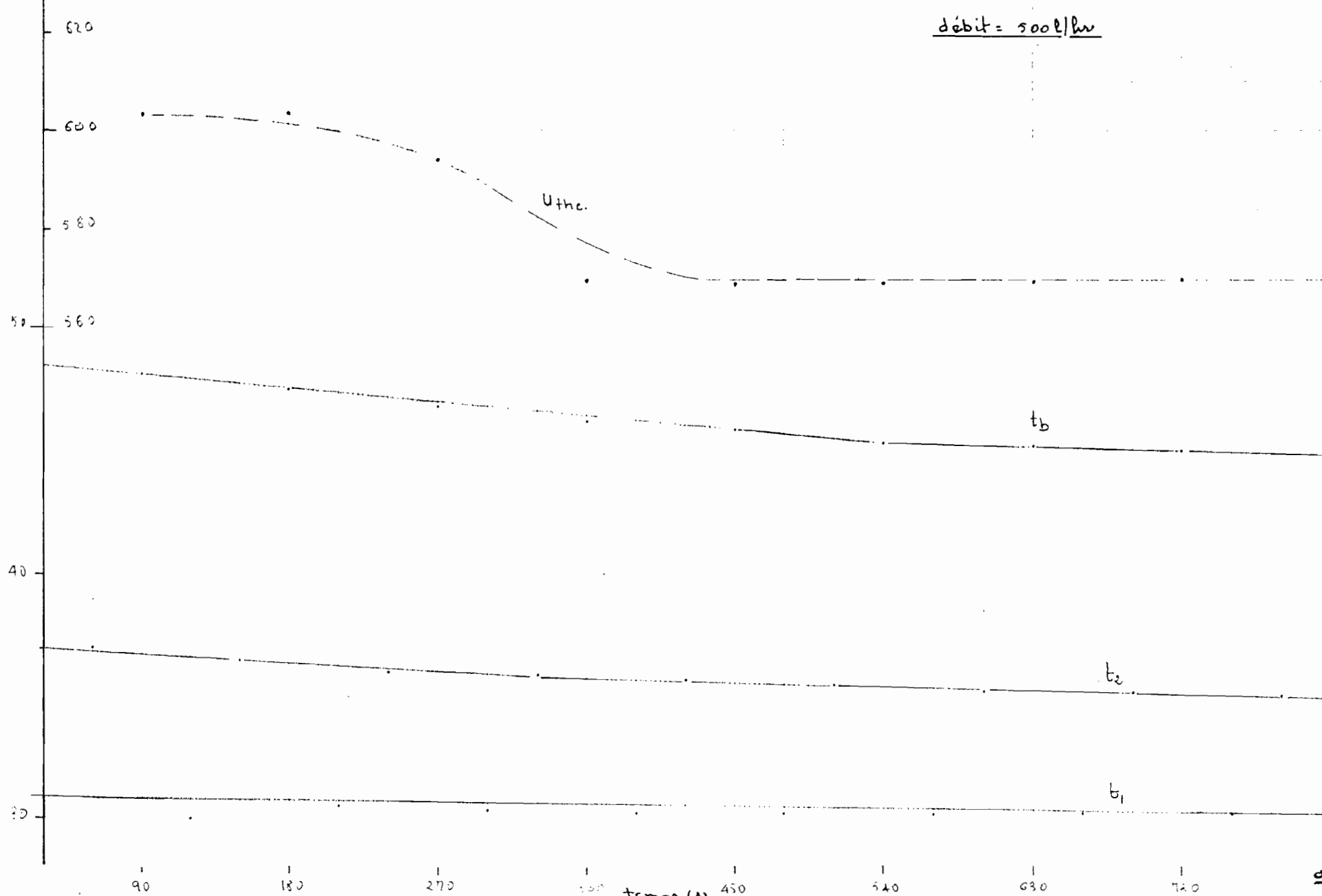
90 120 150 180 210 240 270 300 330 360 390 420 450 480 510 540 570 600 630 660 690 720 750 780 810 840 870 900 930 960 990

temp (°C)

0

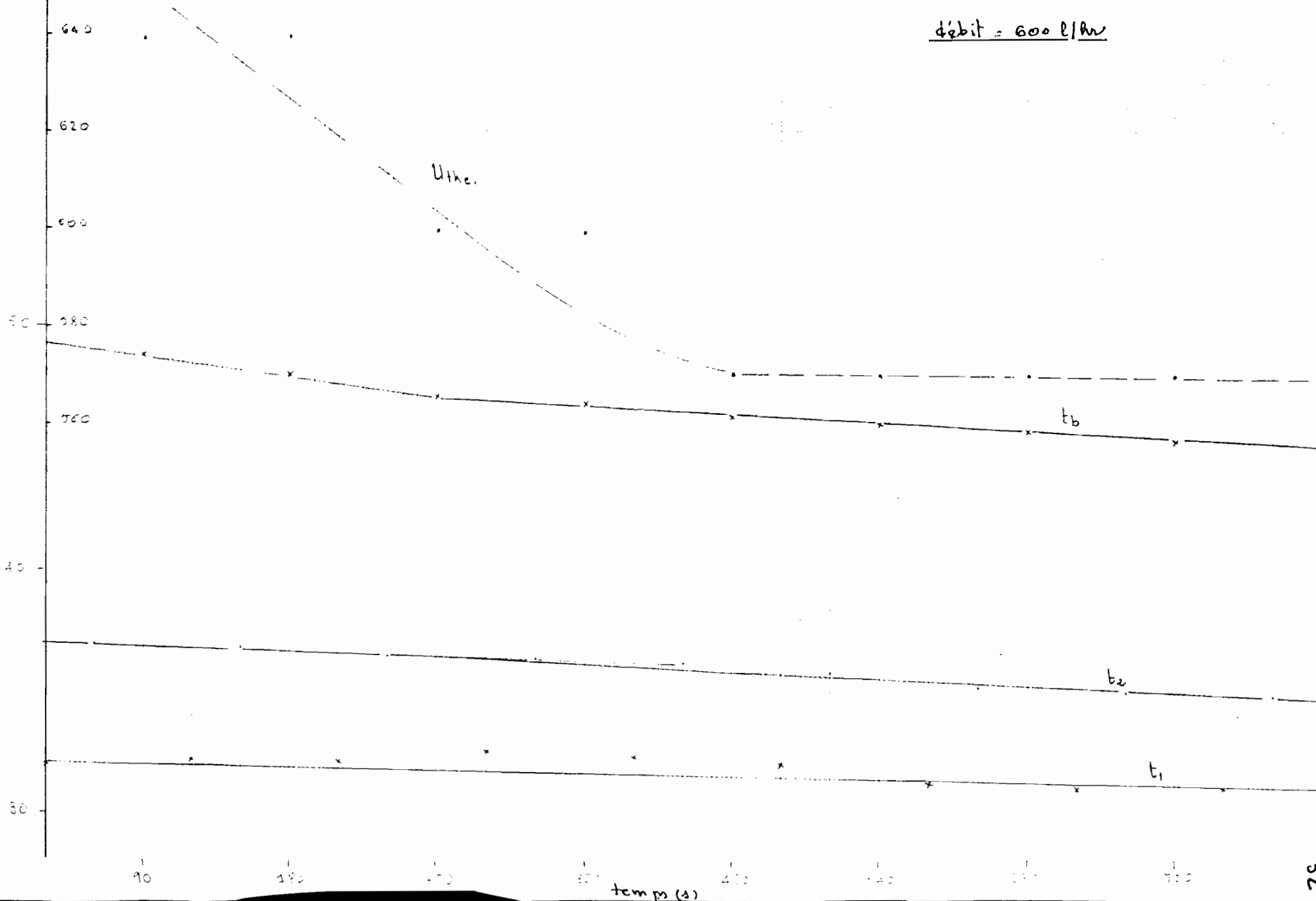
U kcal/h.m².°C

débit = 500 l/h



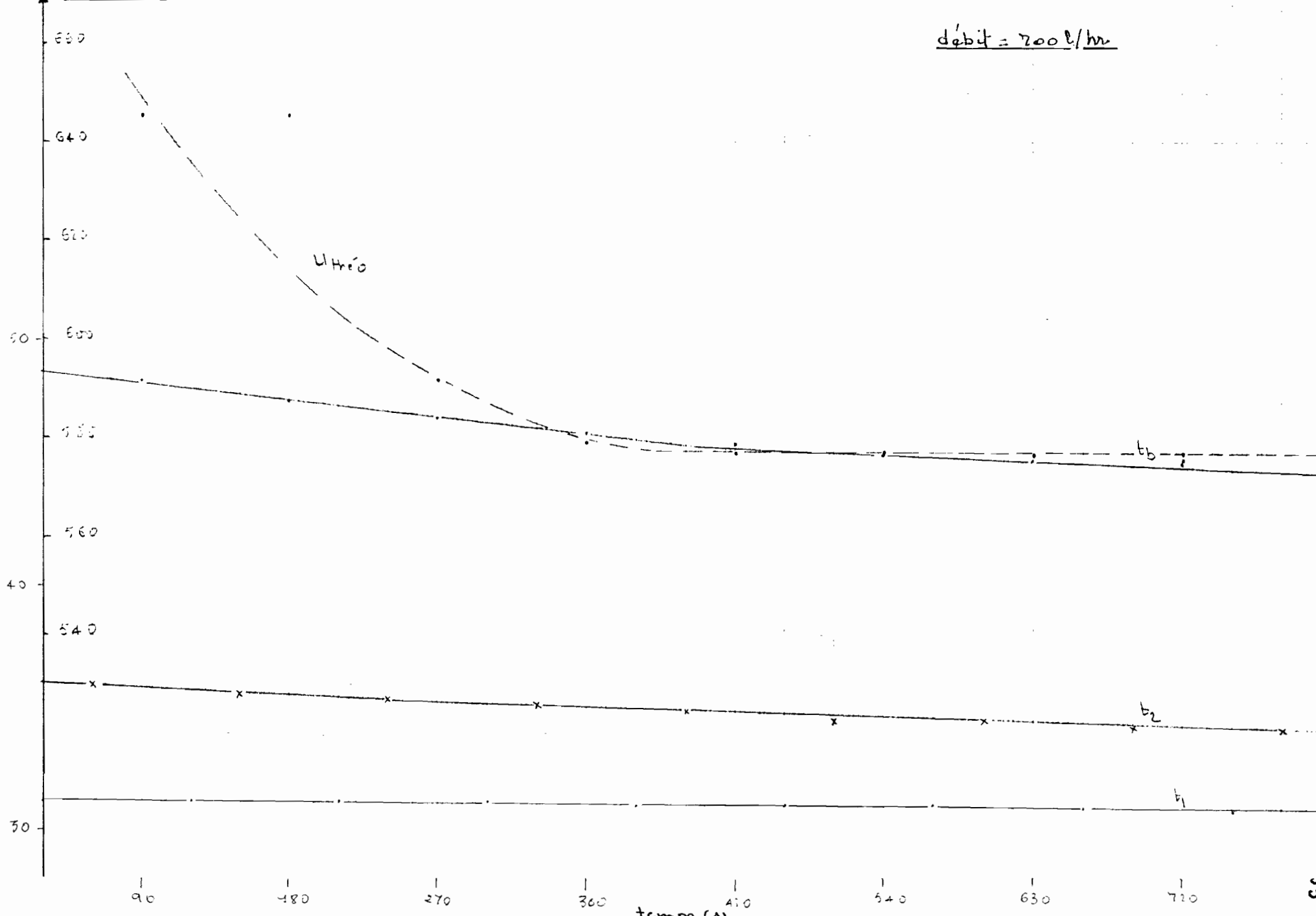
U kcal/m²°C

débit = 600 l/hr



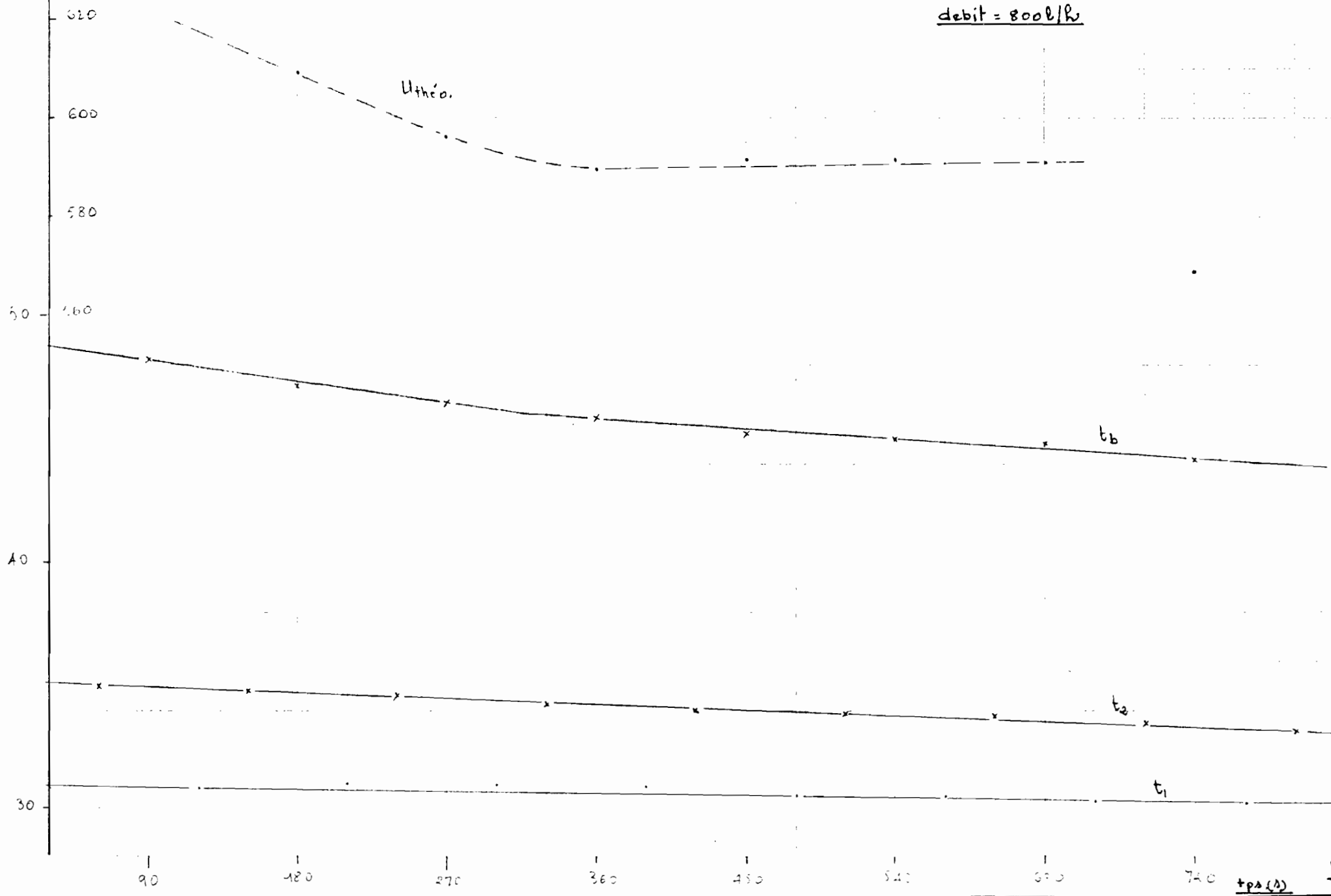
U kcal/h m² °C

débit = 700 l/hr



U kcal/h.m².°C

debit = 800 l/h



Résultats obtenus après calcul ρ_{ow}

les différents débits : valeurs expérimentales de U

$w = 300$ litres/heure

<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{in}</u>	<u>AU</u>
90	8.8	10.60	164.7
180	8.8	10.49	166.37
270	8.7	10.56	163
360	8.6	10.31	165.53
450	8.7	10.03	172.13
540	8.5	10.06	167.7
630	8.6	10.10	169.06
720	8.5	10.38	162.6
810	8.5	10.38	162.6

$w = 400$ litres/heure

<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{in}</u>	<u>AU</u>
270	6.3	12.59	198.76
360	6.0	12.56	189.70
450	5.8	12.07	190.91
540	5.7	11.92	189.96
630	5.6	11.78	188.86
720	5.4	11.59	185.08
810	5.2	11.40	181.18

$w = 500$ litres/heure

<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{in}</u>	<u>AU</u>
450	5.2	12.72	202.99
540	5.2	12.22	253.7
630	5.0	12.03	206.51
720	4.9	12.08	201.42
810	4.8	11.94	199.1

$w = 300$ litres/heures

<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{in}</u>	<u>AU</u>
450	7.4	11.30	195
540	7.1	11.28	187.43
630	6.9	11.20	188.51
720	6.8	11.05	183.21
810	6.5	11.36	173.85

<u>$w = 600 \text{ litres/heure}$</u>			
<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{ln}</u>	<u>AU</u>
450	4.4	12.57	208.6
540	4.3	12.02	213.1
630	4.0	12.40	192.37
720	3.9	12.15	191.39
810	3.7	12.16	181.43

<u>$w = 700 \text{ litres/heure}$</u>			
<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{ln}</u>	<u>AU</u>
360	4.1	13.04	218.6
450	3.9	12.65	214.4
540	3.7	12.36	208.2
630	3.4	12.32	191.88
720	3.2	12.23	181.97
810	3.0	10	208.7

<u>$w = 800 \text{ litres/heure}$</u>			
<u>temps</u>	<u>ΔT</u>	<u>ΔT_{ln}</u>	<u>AU</u>
360	3.6	13.42	213.2
450	3.6	12.92	221.5
540	3.5	12.77	217.86
630	3.2	12.73	199.8

Pour chaque débit nous prenons la valeur moyenne du coefficient global de transfert. A partir de ces valeurs nous traçons les courbes de $U_{\text{expérimental}}$ et $U_{\text{théorique}}$ en fonction des différents débits (Fig: 8).

ANALYSES ET DISCUSSIONS

1 Evolution des temperatures et du coefficient global de transfert en fonction du temps.

Aussi bien dans les tableaux donnant les valeurs expérimentales de UA que sur les figures 4 à 7, on note que l'écart de température ΔT est presque invariant. Il en est de même pour la moyenne logarithmique. Au début l'écart n'est pas visible car le flux de chaleur à travers les parois de l'échangeur ne s'est pas encore stabilisé.

A partir des graphes des figures 4 à 7, nous remarquons que le coefficient global de transfert devient à peu près invariant cinq minutes après l'ouverture du robinet d'eau froide alimentant l'échangeur. Cette invariance est maintenue pendant tout le reste du temps que dure l'expérience.

2. Comparaison de $AU_{\text{experimental}}$ et $AU_{\text{théorique}}$

Les deux courbes de la figure 8 nous montre l'allure des coefficients globaux de transfert expérimental et théorique. A mesure que le débit varie, les deux coefficients varient tout en conservant un certain parallélisme. On note une différence entre AU_{exp} et AU_{theo} qui gravite autour de $20 \text{ kcal/h} \cdot \text{cm}^2$. Ceci nous permet de dire que l'expérience a donné dans l'ensemble des valeurs satisfaisantes. Nous pouvons dire que les valeurs de AU_{exp} et AU_{theo} sont dans le même ordre.

Notons aussi que nous n'avons pas tenu compte de l'encrenement qui peut avoir un effet sur les coefficients de transfert. Nous n'avons pas pris en considération les pertes thermiques du réservoir.

3. Evolution du coefficient global de transfert et des pertes de charge de l'échangeur en fonction du débit.

Pour un débit donné, U prend au début des valeurs faibles. A mesure que le débit augmente, la courbe tend asymptotiquement vers une valeur constante. A partir des courbes U versus w (débit), on peut faire des interpolations jusqu'à une certaine limite pour déterminer un coefficient global de transfert de l'échangeur à un débit donné.

Jusqu'à un débit de 500 l/h la pente de la courbe des pertes de charge est faible. Au delà de cette valeur la perte de charge varie proportionnellement au débit. A partir de 500 l/h on peut établir la relation suivante pour la perte de charge:

$$\Delta P = 1.186 \cdot 10^3 w - 0.3705 \quad (\text{atmosphère})$$

où w sera en litres/heure.

Cette équation n'est valable qu'à certaines limites.

Toutes ces analyses et discussions se rapportent au type d'échangeur étudié au laboratoire.

Tableau donnant les valeurs expérimentales de AU

<u>w l/h</u>	200	300	400	500	600	700	800
<u>AU_{exp.}</u>	166	185	189	213	198	204	210

Tableau donnant les valeurs théoriques de AU

<u>w l/h</u>	200	300	400	500	600	700	800
<u>AU_{th.}</u>	150	157.5	160	171	171	174	174

A partir de ces deux tableaux de AU_{th.} et AU_{exp.} nous avons tracé les courbes de AU_{exp.} et AU_{th.} en fonction des débits.

Ces deux courbes, sont données à la figure 8.

Une analyse de ces deux courbes sera faite au chapitre des disques.

Siom.

Fig 8

$A = 0.3m^2$

Altitudines (Altitudes) au fond tiers des débits

$K_{exp}/h \cdot v$

2.20

2.00

1.80

1.60

1.40

100

200

300

400

500

600

700

800

900

1000

K_{theor}/h

AU exp.

AU theo.

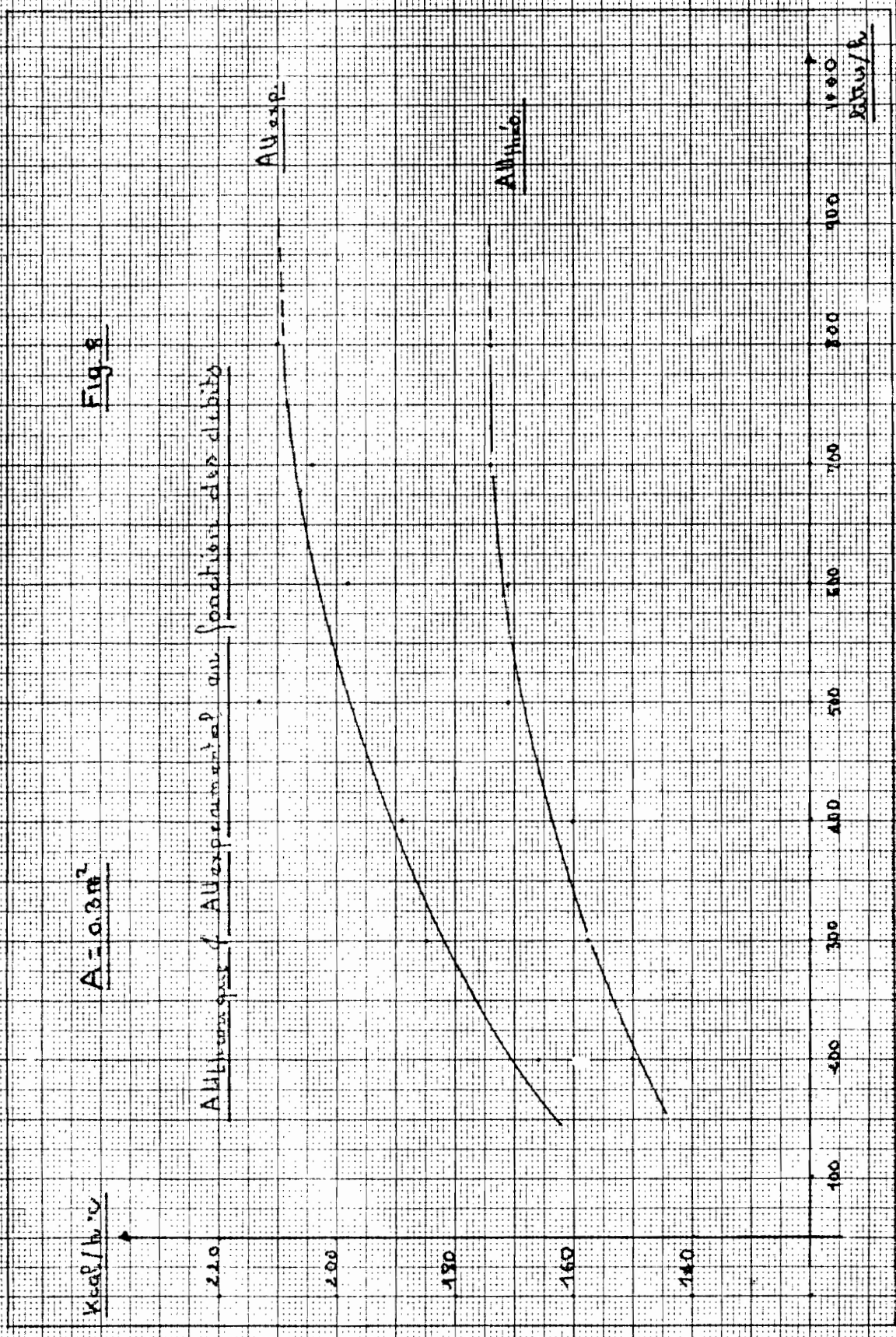


Tableau des pertes de charge

Puisque le nombre de Reynolds varie à peine avec le temps, nous avons considéré pour chaque valeur de débit une valeur de λ constante.

<u>w l/h</u>	<u>λ</u>	<u>ΔP_e (N/m²)</u>	<u>ΔP_e (at)</u>
200	0.0316	4738.48	0.0483
300	0.0286	9780.79	0.0997
400	0.0270	16553	0.1687
500	0.0254	24559.16	0.2503
600	0.0242	33955.92	0.3461
700	0.0235	45098.95	0.4597
800	0.0227	57234.48	0.5834

La courbe de la figure 9 donne la représentation graphique de la perte de charge de l'échangeur en fonction du débit à l'intérieur de l'échangeur.

Perte de charges (atmosphère)

Pertes de charges en fonction des débits

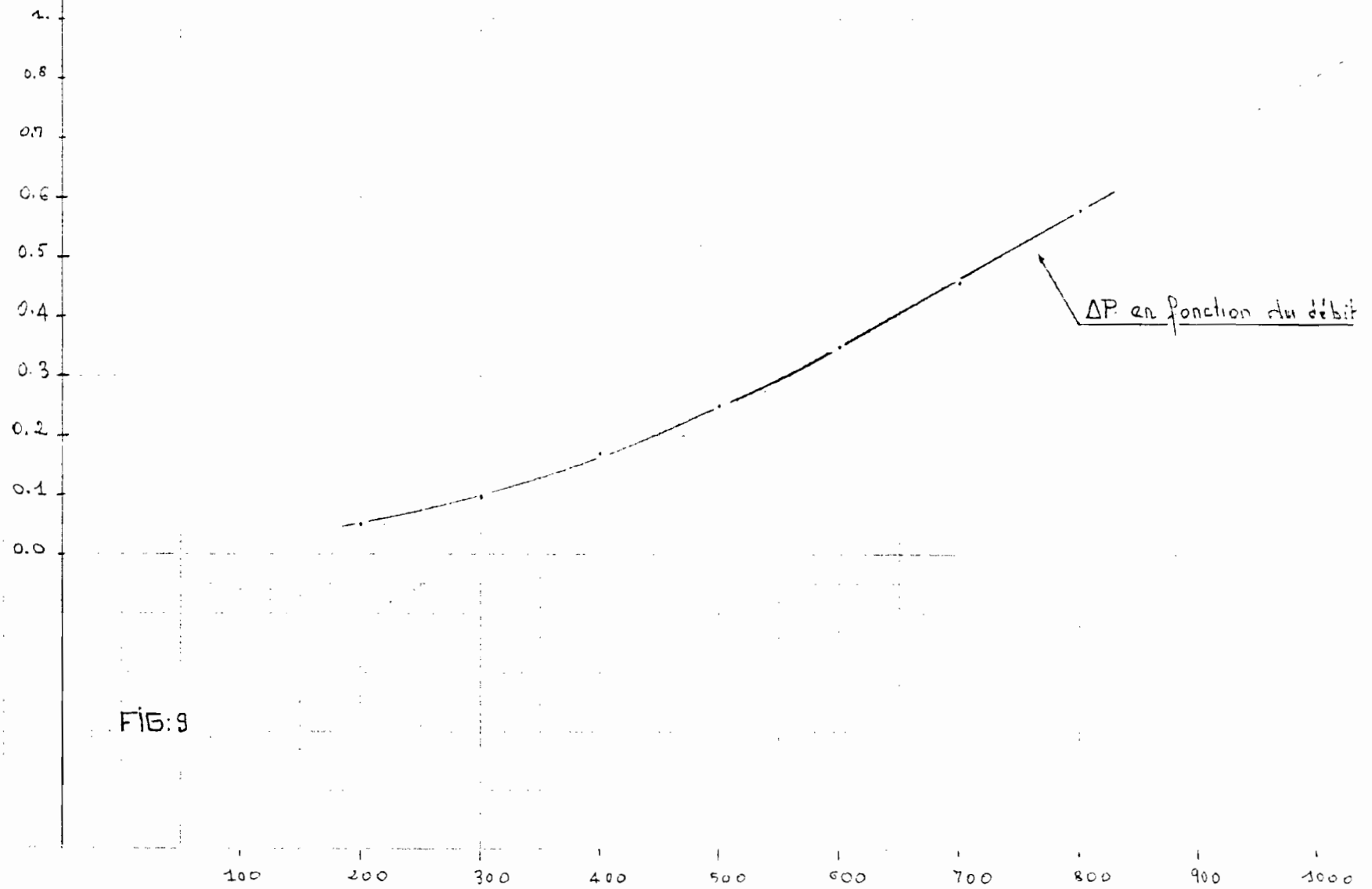


FIG: 9

debit
l/s

Conclusions

Conclusion

Le projet consiste en l'étude expérimentale d'un seul type d'échangeur en cuivre. On pourrait faire une étude analogue pour un autre type. Nous avons la possibilité de faire varier les dimensions de l'échangeur en utilisant différentes formes géométriques: par exemple pour un tube de cuivre de diamètre donné, on peut fabriquer deux échangeurs dont l'un sera fait avec le tube simple et l'autre avec ailettes. Dans tous les cas l'étude expérimentale sera analogue et devrait conduire à des résultats similaires. Ces résultats permettront de faire des prévisions sur le comportement futur de l'échangeur dans des conditions prérequises.

Souvent pour faire le dimensionnement d'un échangeur, on fixe au préalable les conditions dans lesquelles on veut qu'il fonctionne. La tâche de dimensionner économiquement un échangeur se divise en deux parties. Tout d'abord il faut déterminer le type le plus favorable d'échangeur. Une fois le type choisi et ses dimensions déterminées (diamètre du tube, disposition), il convient, dans une deuxième étape de définir les conditions de fonctionnement dans lesquelles l'échangeur travaille le plus économiquement. Ces deux étapes sont très complexes dans le cas des

échangeurs utilisés dans les industries.

Pour notre cas, nous nous sommes limités seulement à une utilisation domestique de l'échangeur (production d'eau chaude pour une maison). Durant le projet, les expériences ont été faites en respectant quelques restrictions: - nous n'avons pas tenu compte des dépôts dans le tube qui peuvent avoir un effet sur la transmission de chaleur entre les deux milieux, nous avons aussi négligé les pertes thermiques du bain à température contrôlée.

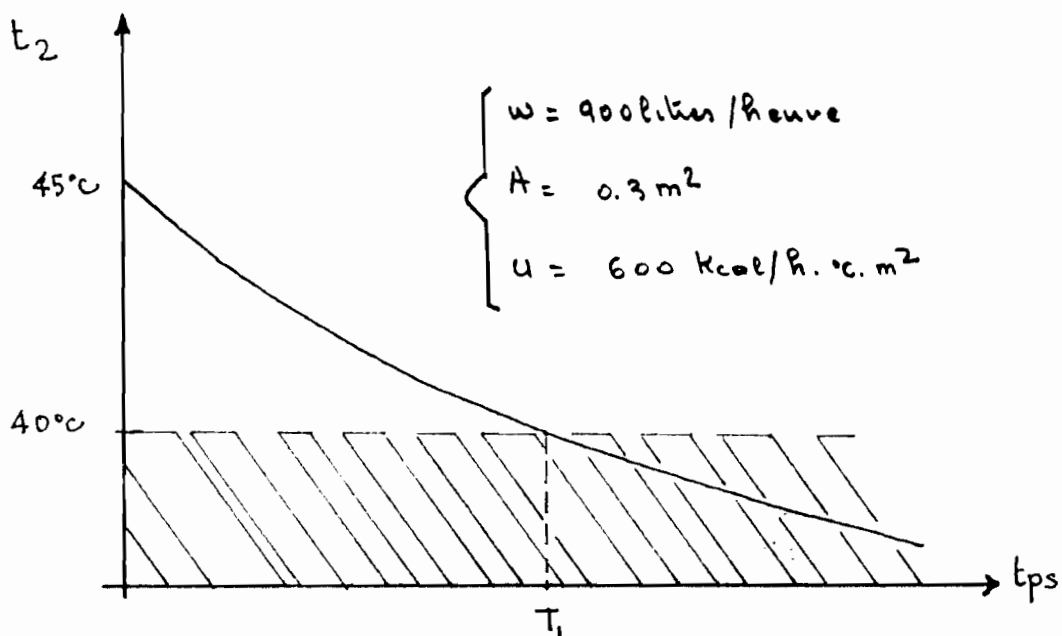
Les résultats obtenus dans cette étude permettent de statuer sur la quantité de chaleur qu'on peut retirer à différents débits. Nous pouvons connaître le comportement de l'échangeur pendant un intervalle de temps requis. Ceci nous permet de contrôler si la quantité de chaleur fournie à notre eau froide pendant un temps donné est suffisante pour répondre aux besoins de son utilisation. Par exemple, on a besoin de réchauffer une eau froide de 30°C à 45°C pendant cinq minutes à un débit de 15 litres/minute. En utilisant les diagrammes obtenus dans cette étude nous pouvons connaître la température qu'il faut au bain pour produire cet écart de température. Pendant ces cinq minutes de production d'eau chaude on peut tolérer que l'eau chaude varie entre 40°C et 45°C .

En interpolant pour un débit de 900 litres/heure, on a les données suivantes

$$A = 0.3 \text{ m}^2$$

$$U = 600 \text{ Kcal/h.}^\circ\text{C.m}^2$$

L'évolution de la température de sortie t_2 de l'échangeur nous donne la figure suivante que nous allons analyser.



La température du réservoir étant à une valeur $t_r = t_b$, on fait passer de l'eau froide à l'intérieur de l'échangeur à un débit de 900 litres/heure (15 l/min). On obtient l'évolution de t_2 en fonction du temps comme montré sur la figure ci-dessus.

Nous remarquons que jusqu'au temps T_1 , l'eau de la sortie de l'échangeur est une température acceptable.

Pour celui qui voudrait utiliser cette eau, il a une durée T_1 pour se procurer de l'eau chaude entre 45°C et 40°C .

Donc pour toute utilisation, la durée pour avoir de l'eau chaude est limitée. Au delà de cette valeur limite l'eau à la sortie de l'échangeur commence à devenir moins chaude.

Annexe

Exemple de calcul de Utteo. pour un débit donné

débit à l'intérieur de l'échangeur $w = 500$ litres/heure

dimension de l'échangeur

$$d_{int} = 11 \text{ mm}$$

$$\text{Surface d'échange} \approx 0.3 \text{ m}^2$$

$$d_{ext} = 11.5 \text{ mm}$$

Calcul de h_i

- température moyenne du fluide $T_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30.6 + 37}{2} = 34^\circ\text{C}$
- caractéristique du liquide
 $\rho = 993.95 \text{ Kg/m}^3$ $Pr = 5.4$
 $\eta = 2.61 \text{ Kg/h.m}$ $k = 0.53 \text{ Kcal/h.}^\circ\text{C.m}$
 $\nu = 5261.32 \text{ m}^2/\text{h}$

● Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D}{\eta} = \frac{993.95 \times 5261.32 \times 0.011}{2.61} = 22000$$

● la figure 13.2.3 donne pour le nombre de Stanton

$$St = 1.4 \cdot 10^{-3}$$

● $Nu = St \cdot Re \cdot Pr = 160$

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = 160 \quad \text{ce qui donne } h_i = 8000$$

Calcul de h_e

● température du film $T_f = \frac{T_m + T_b}{2} = \frac{33.8 + 48.1}{2} = 38.5^\circ\text{C}$

- Caractéristique du liquide a cette temperature.

$$\rho = 992.85 \text{ Kg/m}^3$$

$$\beta = 0.375 \cdot 10^{-3} / ^\circ\text{C}$$

$$\eta = 2.38 \text{ kg/h.m}$$

$$k = .538 \text{ Kcal/h.}^\circ\text{C.m}$$

$$Pr = 4.5$$

$$D = 11.5 \text{ mm}$$

- Le nombre de Grashoff est donné par $Gr = \frac{D^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\eta^2}$

- différence de temperature $\Delta T = 14^\circ\text{C}$

- Gr calculé donne $1.8025 \cdot 10^5$ ce qui donne $\log Gr.Pr$ égal a 5.91

- En nous référant a la figure 13.5.1 on obtient pour

$$\log Nu = 1.15 \quad \text{ce qui entraîne que } Nu = 14.13$$

$$\frac{hD}{k} = 14.13 \quad \text{on déduit } h_e = 660 \text{ Kcal/h.} \frac{\text{m}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Calcul de U_e

Connaissant les valeurs de h_e et h_i nous calculons

U_e en utilisant la formule suivante:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{D_e \ln D_o/D_i}{2k} + \frac{D_e}{D_i h_i}$$

$h_i = 324 \text{ Kcal/h.m}^\circ\text{C}$. En appliquant numériquement on

ou $U_e = 600 \text{ Kcal/h.m}^\circ\text{C}$

Exemple de calcul de la perte de charge.

La formule donnant la perte de charge est la suivante

$$\Delta P_e = 0.810 \rho \frac{Q^2}{D^4} \left[\lambda \frac{L}{D} + m \xi \right]$$

L'échangeur est composé de 18 spires avec une longueur totale de 8 m

λ le coefficient de frottement est donné par la formule de Blasius qui dit que

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{1/4}}$$

$$Q = 0.5 \text{ m}^3/\text{h} \quad D = 0.011 \text{ m} \quad \rho = 992.85 \text{ kg/m}^3 \quad Re = 22000$$

En portant ces valeurs dans l'équation donnant ΔP_e on a:

$$\Delta P_e = 25000 \text{ N/m}^2 = 0.25 \text{ atmosphère}$$

$\xi = 0.2$ en supposant que les courbes sont bien faites.

Tableau 8.— Constantes physiques de l'eau à 1 kp/cm²; ou à la pression de saturation [1]

θ Température en °C	η Viscosité dynamique en kg · h ⁻¹ · m ⁻¹
p Pression en kgf/cm ²	η' Viscosité dynamique en kgf · s · m ⁻²
ρ Masse spécifique en kg/m ³	ν Viscosité cinématique en m ² /h
c Chaleur spécifique en kcal/kg °C	ν' Viscosité cinématique en m ² /s
r Chaleur de vaporisation en kcal/kg	a Coefficient de conductibilité en m ² /h
λ Coefficient de conductivité kcal · °C ⁻¹ · h ⁻¹ · m ⁻¹	Pr ν/a chiffre de Prandtl
β Coefficient d'allongement thermique en 1/°C	σ Tension superficielle en dyn/cm

θ	p	ρ	c	r	λ	β	η	$10^6 \eta'$	$10^3 \nu$	$10^6 \nu'$	$10^3 a$	Pr	σ
0	1	999,8	1,0074	597,3	0,475	-0,07	6,450	182,7	6,451	1,792	0,472	13,67	75,2
10	1	999,7	1,0013	591,7	0,497	+0,088	4,704	133,3	4,705	1,307	0,497	9,47	74,1
20	1	998,2	0,9988	586,0	0,514	0,206	3,607	102,2	3,614	1,004	0,515	7,01	72,6
30	1	995,7	0,9980	580,4	0,528	0,303	2,870	81,3	2,883	0,801	0,531	5,43	71,0
40	1	992,2	0,9980	574,7	0,540	0,385	2,351	66,6	2,372	0,658	0,545	4,35	69,4
50	1	988,0	0,9985	569,0	0,551	0,457	1,973	55,9	1,994	0,554	0,559	3,57	67,8
60	1	983,2	0,9994	563,2	0,560	0,523	1,681	47,6	1,710	0,475	0,570	3,00	66,0
70	1	977,8	1,0007	557,3	0,568	0,585	1,454	41,2	1,487	0,413	0,580	2,56	64,3
80	1	971,8	1,0023	551,3	0,575	0,643	1,278	36,2	1,313	0,365	0,590	2,23	62,5
90	1	965,3	1,0044	545,2	0,581	0,698	1,133	32,1	1,173	0,326	0,599	1,96	60,7
100	1,0332	958,4	1,0070	539,0	0,586	0,752	1,017	28,8	1,062	0,295	0,607	1,75	58,8
120	2,0245	943,1	1,014	526,1	0,589	0,860	0,844	23,9	0,895	0,2485	0,616	1,45	54,8
140	3,6848	926,1	1,024	512,3	0,588	0,975	0,717	20,3	0,774	0,215	0,620	1,25	50,6
160	6,3023	907,4	1,037	497,4	0,586	1,098	0,618	17,5	0,680	0,1890	0,623	1,09	46,4
180	10,225	886,9	1,053	481,3	0,581	1,233	0,542	15,35	0,611	0,1697	0,622	0,98	42,2
200	15,857	864,7	1,074	463,5	0,572	1,392	0,491	13,92	0,568	0,1579	0,616	0,92	37,8
220	23,659	840,3	1,101	443,7	0,561	1,597	0,450	12,75	0,536	0,1488	0,606	0,88	33,3
240	34,140	813,6	1,137	421,7	0,546	1,862	0,416	11,78	0,511	0,1420	0,590	0,87	28,7
260	47,866	784,0	1,189	396,8	0,526	2,21	0,385	10,91	0,491	0,1365	0,564	0,87	24,0
280	65,457	750,7	1,268	368,5	0,499	2,70	0,358	10,15	0,477	0,1325	0,524	0,91	19,3
300	87,611	712,5	1,40	335,4	0,465	3,46	0,333	9,43	0,467	0,1298	0,466	1,00	14,6
320	115,12	667,0	1,58	295,6	0,422	4,60	0,308	8,72	0,462	0,1282	0,400	1,15	9,9
340	148,96	609,5	2,0	245,3	0,370	8,25	0,279	7,90	0,458	0,1272	0,304	1,5	5,4
360	190,42	524,5	3,2	171,9	0,300		0,246	6,98	0,470	0,1306	0,180	2,6	1,5
374,2	225,6	326	∞	0	0,180	∞	0,182	5,16	0,558	0,155	0	∞	0

[1] Chiffres rassemblés par le Physikalisch-Technischen Bundesanstalt, Braunschweig (W. FRITZ) et tirés de GRÖBLER, ERK, GRIGULL, *Grundgesetze der Wärmeübertragung*, Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1955.

$$\lambda \equiv k$$

BIBLIOGRAPHIE

- Notes du cours chal:311

- Eléments des échanges thermiques

Louis WEIL

Gauthier-Villars Paris 1965

- Transmission de la chaleur et

Thermodynamique F. KREITH

Mason et Cie Editeurs

Paris VI^e 1967

- Transmission de la chaleur

W. A. Mc ADAMS

2^e édition

Edition DUNOD Paris 1964

- Transport Phenomena

Bird, Stewart and Lightfoot

-Echangeurs de chaleur

Gregorig

Librairie Polytechnique Béranger