

UNIVERSITÉ D'ALGER

1/74

1er

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

ETUDE DE CERTAINS PARAMETRES INFLUANÇANT
LE TRANSFERT DE CHALEUR ENTRE DEUX LIQUIDES
IMMISCIBLES DANS UNE COLONNE A PULVERISATION

PROPOSE PAR :
M^r ROLF WALDE



ETUDIE PAR :
M. BOUDAUD
et
A. BOUCHOUAREB

Année 1973 - 74

Bibliographie

Que tous les professeurs qui ont contribué à notre formation
veuillent bien trouver dans ce rapport l'expression de toute
notre gratitude.

Notre reconnaissance à M.^r Walde et M.^r Yousfi pour toute l'aide,
les suggestions, les critiques et l'intérêt qu'ils ont porté
à notre travail.

Nos remerciements aux jurés.

M.^r Walde

M.^r Yousfi

M.^r Roset

M.^r Delbuyse

Boudaoud Mohamed

Bouchouareb abdellatif

S O M M A I R E

INTRODUCTION

I PARTIE THEORIQUE

- 1.1. Rappel sur l'analyse dimensionnelle
- 1.2. Analogie entre transfert de matière et transfert de chaleur
- 1.3. Hydrodynamique des dispersions
- 1.4. Transfert de chaleur d'une goutte spherique tombante dans un milieu continu stagnant

II INSTALLATION EXPERIMENTALE

- 2.1. Installation faites jusqu'à present pour l'etude d'un tel transfert
- 2.2. Intallation experimentale

III PARTIE EXPERIMENTALE

- 3.1. Expression des coefficients de transfert
- 3.2. Interpretation et discussion des resultats
- 3.3. Amélioration des mesures au niveau de l'installation

CONCLUSION

- INTRODUCTION -

Le transfert de chaleur par contact direct entre deux liquides immiscibles tend à devenir un procédé industriel à grande échelle. Il tire son intérêt des avantages qu'il offre sur les installations classiques tubulaires existantes dans plusieurs industries chimiques et particulièrement dans le dessalement de l'eau de mer.

Ainsi par ce procédé de contact direct, les parois métalliques séparant les deux fluides se trouvent supprimés et par la même occasion les problèmes de corrosion et de dépôt de tartre se trouvent entièrement résolus. Finalement le coût de l'installation devient très réduit et permet une extension justifiée d'un tel procédé de transfert de chaleur.

Notre projet d'étude s'inscrit dans ce mode de transfert de chaleur et a pour but de corréler certains paramètres susceptibles d'influencer d'une manière assez valable l'efficacité d'un échangeur travaillant à contre courant.

Vu le temps relativement restreint qui nous est impartie (3 mois) nous nous sommes proposés d'étudier seulement les influences des paramètres suivants :

- 1 - Rapport des débits calorifiques des 2 fluides
- 2 - Nombre de plateaux
- 3 - Surface libre
- 4 - Diamètre des orifices
- 5 - Ecart de température d'entrée des 2 liquides

Chapitre 1

ETUDE THEORIQUE

1.1 - RAPPAL SUR L'ANALYSE DIMENSIONNELLE

L'analyse dimensionnelle même à partir de bases logiques simples a des conclusions très générale sur la formulation des lois physiques. Elle suggère la conduite des expériences qui mènent cette formulation .

1.1.1. Grandeurs physiques et grandeurs fondamentales

Une grandeur physique est une entité qui possède un caractère dont on peut chiffrer l'intensité une fois choisi l'étalon de mesure. Certaines grandeurs telles que la longueur, la masse, le temps et la température jouent un rôle particulier et sont appelés grandeurs fondamentales.

L'intensité d'une grandeur physique est évidemment indépendante du choix des unités de mesure, par exemple si l'intensité d'une grandeur G est mesurée simultanément à l'aide des unités U_G et U'_G , les nombres mesurés sont X_G et X'_G et nous aurons :

$$X_G U_G = X'_G U'_G$$

1.1.2 - Homogénéité dimensionnelle des équations

Soit une relation physique $\varphi(G_1, G_2, G_3, \dots, G_n) = 0$

Il existe une relation analogue entre les nombres mesurés de ces grandeurs:

$$\varphi(X_{G1}, X_{G2}, X_{G3}, \dots, X_{Gn}) = 0$$

Dans un autre système d'unité nous aurons :

$$\varphi(X'_{G1}, X'_{G2}, X'_{G3}, \dots, X'_{Gn}) = 0$$

On sait d'autre part que :

$$X'_G = \frac{U_G}{U'_G} \cdot X_G = k X_G$$

D'où

$$\begin{aligned} \varphi(X'_{G1}, X'_{G2}, X'_{G3}, \dots, X'_{Gn}) &= \varphi(k_1 X_{G1}, k_2 X_{G2}, k_3 X_{G3}, \dots, k_n X_{Gn}) \\ &= \varphi(X_{G1}, X_{G2}, X_{G3}, \dots, X_{Gn}) = 0 \end{aligned}$$

Donc par définition une équation est dimensionnelle homogène.

L'homogénéité est vérifiée lorsque tous les monômes de l'équation ont mêmes dimensions par rapport aux grandeurs fondamentales. Cette homogénéité dimensionnelle est une condition nécessaire et non pas suffisante pour qu'une relation ait un sens du point de vue physique.

La condition nécessaire et suffisante pour que n grandeurs physiques, forment un système de base et que ces grandeurs de base soient indépendantes dimensionnellement.

1-4

CONDUITE DES EXPERIENCES DANS LA RECHERCHE D'UNE LOI PHYSIQUE -

a/ - Théorème de Vasky-Buckingham.

Supposons qu'un phénomène particulier soit régi par n grandeurs physiques (G1, G2, G3, ..., Gn) et admettant connue la loi décrivant ce phénomène : $\psi(G1, G2, G3, \dots, Gn) = 0$

Supposons en outre que ces grandeurs sont entièrement décrites dans le système (LMTΘ)

$$[G_i] = [L^{\alpha_i} M^{\beta_i} T^{\gamma_i} \Theta^{\epsilon_i}]$$

Supposons également que parmi les n grandeurs actives, il existe 4 grandeurs dimensionnellement indépendantes :

G1, G2, G3, G4 par exemple. Il est alors possible de prendre ces quatres grandeurs pour des grandeurs de base d'un nouveau système d'unités. Les autres grandeurs auront pour nouvelles dimensions :

$$[G_5] = \left[\begin{matrix} \alpha_5 & \beta_5 & \gamma_5 & \epsilon_5 \\ G_1 & G_2 & G_3 & G_4 \end{matrix} \right]$$

$$[G_i] = \left[\begin{matrix} \alpha_i & \beta_i & \gamma_i & \epsilon_i \\ G_1 & G_2 & G_3 & G_4 \end{matrix} \right]$$

$$[G_n] = \left[\begin{matrix} \alpha_n & \beta_n & \gamma_n & \epsilon_n \\ G_1 & G_2 & G_3 & G_4 \end{matrix} \right]$$

Soient U1, U2, U3, U4, les unités choisies pour G1, G2, G3 et G4. Puisque les unités dérivées sont définies d'une façon cohérente la relation entre les nombres mesurés sera

$$(X_1, X_2, X_3, \dots, X_i, \dots, X_n) = 0$$

Ceci quel que soit le choix fait pour U1, U2, U3, et U4.

En prenant de nouvelles unités U'1, U'2, U'3 et U'4 qui sont telles que :

$$U'_1 = X_1 \cdot U_1, \quad U'_2 = X_2 \cdot U_2, \quad U'_3 = X_3 \cdot U_3, \quad U'_4 = X_4 \cdot U_4$$

et en tenant compte de

$$X'_i = \frac{U_i}{U'_i} X_i = X_i \left(\frac{U_1}{U'_1} \right)^{\alpha_i} \left(\frac{U_2}{U'_2} \right)^{\beta_i} \left(\frac{U_3}{U'_3} \right)^{\gamma_i} \left(\frac{U_4}{U'_4} \right)^{\epsilon_i}$$

On peut écrire une nouvelle relation :

$$\psi \left(1, 1, 1, 1, \frac{X_5}{X_1^{\alpha_5} X_2^{\beta_5} X_3^{\gamma_5} X_4^{\epsilon_5}}, \dots, \frac{X_i}{X_1^{\alpha_i} X_2^{\beta_i} X_3^{\gamma_i} X_4^{\epsilon_i}}, \dots, \frac{X_n}{X_1^{\alpha_n} X_2^{\beta_n} X_3^{\gamma_n} X_4^{\epsilon_n}} \right) = 0$$

Ainsi l'équation peut être mise sous forme d'une relation entre groupements adimensionnels.

.../...

$$\varphi(1, 1, 1, 1 \dots) \frac{G_5}{G_1^{\alpha_5} G_2^{\beta_5} G_3^{\gamma_5} G_4^{\epsilon_5}} \dots \frac{G_i}{G_1^{\alpha_i} G_2^{\beta_i} G_3^{\gamma_i} G_4^{\epsilon_i}} \dots \frac{G_n}{G_1^{\alpha_n} G_2^{\beta_n} G_3^{\gamma_n} G_4^{\epsilon_n}} = 0$$

D'une façon générale une équation entre n grandeurs peut être mise sous la forme d'une équation entre n-p groupements sans dimensions. (p étant le nombre maximum des grandeurs dimensionnellement indépendantes qui interviennent dans l'équation considérée).

b/ - Détermination pratique des groupements sans dimensions .

Soit un nombre adimensionnel

$$\Pi_i = \frac{G_i}{G_1^{\alpha_i} G_2^{\beta_i} G_3^{\gamma_i} G_4^{\epsilon_i}}$$

comme $\Pi_2 = [L^0 M^0 T^0 \Theta^0]$ et comme $[G_i] = [L^{a_i} M^{b_i} T^{c_i} \Theta^{d_i}]$

$$\Pi_i = \frac{L^{a_i} M^{b_i} T^{c_i} \Theta^{d_i}}{(L^{a_1} M^{b_1} T^{c_1} \Theta^{d_1})^{\alpha_i} (L^{a_2} M^{b_2} T^{c_2} \Theta^{d_2})^{\beta_i} (L^{a_3} M^{b_3} T^{c_3} \Theta^{d_3})^{\gamma_i} (L^{a_4} M^{b_4} T^{c_4} \Theta^{d_4})^{\epsilon_i}} = [L^0 M^0 T^0 \Theta^0]$$

par identification

$$\begin{aligned} \alpha_1 a_i + \alpha_2 b_i + \alpha_3 c_i + \alpha_4 d_i - a_i &= 0 \\ \beta_1 a_i + \beta_2 b_i + \beta_3 c_i + \beta_4 d_i - b_i &= 0 \\ \gamma_1 a_i + \gamma_2 b_i + \gamma_3 c_i + \gamma_4 d_i - c_i &= 0 \\ \epsilon_1 a_i + \epsilon_2 b_i + \epsilon_3 c_i + \epsilon_4 d_i - d_i &= 0 \end{aligned}$$

comme $\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \\ b_1 & b_2 & b_3 & b_4 \\ c_1 & c_2 & c_3 & c_4 \\ d_1 & d_2 & d_3 & d_4 \end{vmatrix} \neq 0$

du moment que le système (G1, G2, G3, G4) est supposé cohérent. La solution en $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ et ϵ_i détermine chaque groupement Π_i attaché à la grandeur G_i .

c/ - Conduite des expériences et formulation de la loi.

Une fois toutes les grandeurs physiques susceptibles d'intervenir dénombrées et tous les groupements adimensionnels Π_i attachés aux grandeurs G_i calculés la loi étudiée peut s'écrire :

$$\Pi_5 = (\Pi_6; \Pi_7, \dots, \Pi_i, \dots, \Pi_n)$$

Où Π_5 est un nombre dont l'intervention est certaine.

On fera varier un groupement Π_i du second membre en rendant seulement la grandeur G_i variable au cours de l'expérience. Si Π_5 ne varie pas c'est que G_i n'est pas une grandeur active et par conséquent n'intervenant pas dans le phénomène étudiée. Si au contraire Π_5 varie alors G_i est une grandeur active. Ainsi grâce à l'analyse dimensionnelle, on pourra trancher entre variables actives et variables étrangères,

.../...

au phénomène physique étudié. De plus on pourra mettre sous forme simple la loi régissant le phénomène en s'appuyant sur le principe de la loi limite énoncée par Esnault Pelletier selon lequel la nature offre des lois qui peuvent toujours en première approximation se mettre sous la forme monôme.

$$\pi_1^m \cdot \pi_2^n \pi_3^p \dots \pi_k^r = A$$

TABLEAU DE DIMENSIONS DE QUELQUES GRANDEURS PHYSIQUES

grandeurs physiques	L	M	T	O
vitesse	1	0	-1	0
débit volumique	3	0	-1	0
diamètre	1	0	0	0
fréquence	0	0	-1	0
tension superficielle	0	1	-2	0
capacité calorifique	2	0	-2	-1
densité	-3	1	0	0
viscosité	-1	1	-1	0
conductivité thermique	1	1	-3	-1
coefficient de transfert	0	1	-3	-1

DEFINITIONS DE QUELQUES NOMBRES ADIMENSIONNELS -

Nombres adimensionnels	Définition	équations
Nombre de Reynolds	$\frac{\text{forces d'Inertie}}{\text{forces de frottement}}$	$\frac{\rho U d}{\eta}$
Nombre de Fraude	$\frac{\text{énergie cinétique}}{\text{forces de pesanteur}}$	$\frac{U^2}{g d}$
Nombre de Weber	$\frac{\text{forces d'Inertie}}{\text{forces de tension superficielle}}$	$\frac{\rho U^2 d}{\sigma}$
Nombre d'Eotvos	$\frac{\text{forces de pesanteur}}{\text{forces de tension superficielle}}$	$\frac{g \Delta \rho d^2}{\sigma}$
Nombre de Nusselt	$\frac{\text{courant de chaleur de transfert}}{\text{courant de chaleur de conduction}}$	$\frac{h d}{\lambda}$
Nombre de Prandtl	$\frac{\text{diffusivité de quantité de mouvement}}{\text{diffusivité de chaleur}}$	$\frac{\nu}{\alpha} = \frac{\rho C_p}{\lambda} = \frac{Pr}{Re}$
Nombre de Stanton	$\frac{\text{courant de chaleur de transfert}}{\text{courant de chaleur de convection}}$	$\frac{h}{\rho C_p U} = \frac{Nu}{Re Pr}$
Nombre de Peclet	$\frac{\text{courant de chaleur de convection}}{\text{courant de chaleur de conduction}}$	$\frac{\rho C_p U d}{\lambda}$

1 - 2 - ANALOGIE ENTRE TRANSFERT DE MATIERE ET TRANSFERT DE CHALEUR -

C'est Reynolds qui le premier a pensé qu'il existe une analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de quantité de mouvement. Il n'a pas abordé la question du transfert de matière, mais aujourd'hui il est bien connu qu'il existe une relation entre ces trois modes de transfert, permettant d'obtenir des données quantitatives pour les 2 autres dans le cas où une de

même façon.

flux d'extensité = conductivité x gradient de potentiel

Loi de Fick $\vec{j}_A = - D_{AB} \text{grad } f_A$

Loi de Fourier $\vec{\varphi} = - \lambda \text{grad } \theta$

Si les conductivités ont des dimensions différentes, dans ce cas

$$[\lambda] = [MLT^{-1} e^{-1}] \text{ et } [D_{AB}] = [L^2 T^{-1}]$$

dans le cas des systèmes à densité et capacité calorifiques constantes l'analogie devient plus frappante

$$\vec{j}_A = - D_{AB} (\text{grad } f_A)$$

$$\vec{\varphi} = - \frac{\lambda}{\rho c_p} (\text{grad } f_{c_p} \theta)$$

Si au transfert moléculaire on associe le transfert turbulent, ces deux lois s'écrivent :

$$\vec{j} = - (D_{AB} + D'_{AB}) (\text{grad } C)$$

$$\vec{\varphi} = - (\lambda + \lambda') (\text{grad } \theta)$$

Où D'_{AB} et λ' sont les conductivités de transfert turbulent et sont fonction du point considéré

Comme il est impossible de connaître ces conductivités supplémentaires dues à la turbulence, on a cherché des relations empiriques globales, c'est-à-dire des relations linéaires exprimant la proportionnalité du flux spécifique d'extensité à une certaine différence de potentiel finie. Ainsi par exemple si on veut exprimer le transfert entre un fluide et la paroi de la conduite dans laquelle circule ce fluide, on choisira la différence entre le potentiel à la paroi et la valeur moyenne du potentiel dans le fluide en écoulement.

$$\overline{\varphi_M} = k (C_m - C_s)$$

$$\overline{\varphi_\theta} = h (\theta_m - \theta_s)$$

Où $\overline{\varphi_M}$ et $\overline{\varphi_\theta}$ sont les valeurs moyennes des flux spécifiques d'extensités, rapportées à la surface de transfert et h et k, les valeurs moyennes sur la surface s des conductances apparentes de transfert.

! - 2 ANALOGIE ENTRE LES NOMBRES D'UNITES DE TRANSFERT-

En considérant une tranche d'épaisseur sur un échangeur de section et en faisant un bilan local d'extensité, on obtient

.../...

$$\int U_m dC_m = k (C_m - C_s) ds$$

$$\int U_m C_p d\theta_m = h (\theta_m - \theta_s) ds$$

Ces équations peuvent aussi s'écrire :

$$\frac{dC_m}{C_m - C_s} = \frac{k ds}{U_m}$$

$$\frac{d\theta_m}{\theta_m - \theta_s} = \frac{h ds}{C_p U_m}$$

En supposant h, k, f, C_p et U_m constants le long de l'échangeur, les équations s'intègrent aisément entre les sections d'entrée et de sortie de l'échangeur.

$$\int_0^1 \frac{dC_m}{C_m - C_s} = \frac{ks}{U_m} = NUT_M = \frac{S}{\Omega} M_{SM}$$

$$\int_0^1 \frac{d\theta_m}{\theta_m - \theta_s} = \frac{hs}{f C_p U_m \Omega} = NUT_\theta = \frac{S}{\Omega} ST$$

2 - 3 ANALOGIE DE REYNOLD ET DE CHILTON - COLBURN -

Reynolds a énoncé le postulat que les mécanismes de transfert de quantité de mouvement et de la chaleur étaient identiques, que l'écoulement soit laminaire ou turbulent.

En étendant ce postulat au transfert de matière, nous avons, en considérant l'écoulement d'un fluide dans un tube circulaire avec échange simultané de chaleur entre la paroi et le fluide, les égalités suivantes :

$$\frac{\tau_0}{\rho U_m} = \frac{\gamma_\theta}{\rho C_p \Delta\theta} = \frac{\gamma_M}{(C_m - C_i)}$$

$$\frac{\tau_0}{\rho U_m} = \frac{h \Delta\theta}{\rho C_p \Delta\theta} = \frac{k(C_m - C_i)}{(C_m - C_i)} \Rightarrow \frac{\tau_0}{\rho U_m} = \frac{h}{\rho C_p} = k$$

$$\text{d'où } \frac{h}{\rho C_p U_m} = f/2 = \frac{h}{C_p Q}$$

On a vérifié expérimentalement cette relation dans le cas où les nombres de Prandtl et de Schmidt étaient égaux à l'unité.

Plusieurs auteurs dont Karman, Prandtl et Taylor ont proposé des modifications à l'analogie de Reynolds mais elles ne pouvaient se vérifier

.../...

experimentalement que dans des cas particuliers.
Finalement CHILTON et COLBURN ont trouvé empiriquement
que la relation suivante était satisfaisante.

$$J_H = \frac{h}{\rho C_p U_m} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{2/3} = \frac{f}{2} = \frac{0,023}{Re^{0,2}}$$

$$J_D = \frac{k_g \bar{P}}{G_M} \left(\frac{D}{\rho D_{AB}} \right)^{2/3} = \frac{f}{2} = \frac{0,023}{Re^{0,2}}$$

$$\text{ou } k_g = \frac{k_c}{RT} ; G_M = \frac{\rho U_M}{M}$$

Cette analogie entre le transfert de matière et le transfert de chaleur nous permettra de transposer en transfert de chaleur, des solutions déjà obtenues pour des équations décrivant le transfert de matière par un simple changement de symboles.

I.3 HYDRODYNAMIQUE DE DES DISPERSIONS -

I.3. Mouvement d'une particule sphérique rigide dans un fluide immobile.

Une particule de masse volumique tombant librement dans un fluide immobile de masse volumique est soumise à l'action de la pesanteur et à la poussée d'ARCHIMEDE.

Force motrice = pesanteur - poussée d'ARCHIMEDE

$$F_m = \frac{\pi d^3}{6} g (\rho_D - \rho_c)$$

Si on appelle U la vitesse de la particule la force que lui oppose le fluide est égale à:

$$F_T = \frac{N_e \pi d^2 \rho_c U^2}{8}$$

L'équation du mouvement de la particule sera:

$$F_m - F_T = m \gamma = \frac{\pi d^3}{6} \rho_D \frac{du}{dt} = \frac{\pi d^3}{6} g \left[\rho_D - \rho_c - \frac{3}{4} \frac{N_e \rho_c U^2}{g d} \right]$$

$$\frac{du}{dt} = g \left[\frac{\rho_D - \rho_c}{\rho_D} - \frac{3}{4} \frac{N_e \rho_c U^2}{\rho_D g d} \right] = g \left(1 - \frac{\rho_c}{\rho_D} \right) - \frac{3}{4} N_e \frac{\rho_c U^2}{\rho_D d}$$

suivant la valeur de N_e , on aura une équation.

Le nombre de Newton appelé encore coefficient de traînée est une fonction du nombre de Reynolds de la particule.

$$Re_p = \frac{\rho_c U \delta}{\eta_c}$$

En effet quand Re_p qui est un rapport de forces d'inertie aux forces de viscosité, est petit, les forces de viscosité sont bien supérieures aux forces d'inertie et les lignes de courant suivent parfaitement le contour de l'obstacle sans se détacher. La traînée est alors due uniquement au frottement visqueux. Stokes a pu faire l'étude théorique complète de ce problème et démontrer la formule :

$$F_T = 3\pi \eta_c U \delta$$

comme $Ne = \frac{8 F_T}{\pi \delta^2 \rho_c U^2}$ nous pouvons écrire :

$$\frac{Ne}{8} = \frac{3\pi \eta_c U \delta}{\pi \delta^2 \rho_c U^2} = \frac{3\eta_c}{\rho_c U \delta} = \frac{3}{Re_p} \implies Ne = \frac{24}{Re_p}$$

Ainsi en régime laminaire ou encore en régime de Stokes

$$(Re_p < 1) \quad Ne = \frac{24}{Re_p}$$

En régime intermédiaire ($1 < Re_p < 1000$) Allen a proposé la formule suivante

$$Ne = 18,5 Re_p^{-0,6}$$

Enfin le régime turbulent ou encore le régime de Newton est représenté par $Ne = 0,44$

On a pu représenter tout le phénomène de Re_p 10^{-4} jusqu'à Re_p $4 \cdot 10^5$ à l'aide d'une seule relation à coefficients variables soit :

$$Ne = a Re_p^{-n} \text{ avec comme valeurs de } a \text{ et de } n :$$

	a	n
Régime de Stokes	24	1
Régime intermédiaire	18,5	0,6
Régime de Newton	0,44	0

I.3.2 Vitesse terminale de chute libre d'une particule en régime permanent:

- 14 -

$$g \left(1 - \frac{\rho_c}{\rho_D}\right) = \frac{3}{4} \frac{U_p^2}{\delta} \frac{\rho_c}{\rho_D} \alpha \text{Rep}^{-n} \quad \frac{du_p}{dt} = 0$$

$$g \left(1 - \frac{\rho_c}{\rho_D}\right) = \frac{3}{4} \frac{U_p^2}{\delta} \alpha \left(\frac{\rho_c U_p \delta}{\eta_c}\right)^{-n}$$

$$U_p^{2-n} = \frac{4}{3 \alpha} \frac{g(\rho_D - \rho_c)}{\eta_c^n} \delta^{n+1} \rho_c^{n+1}$$

1 - 3 - 2 - 1 Régime de Stokes

$$\alpha = 24 \text{ et } n = 1$$

$$U_p = \frac{g}{18} \left(\frac{\rho_D - \rho_c}{\eta_c}\right) \delta^2 \implies \frac{\text{Fr}}{\text{Rep}} = \frac{1}{18} \frac{\rho_D - \rho_c}{\rho_D}$$

1 - 3 - 2 - 2 Régime intermédiaire

$$\alpha = 18,5 \text{ et } n = 0,6$$

$$U_p^{1,4} = \frac{4}{55,5} \frac{g(\rho_D - \rho_c)}{\eta_c^{0,6}} \delta^{1,6} \rho_c^{-0,4}$$

1 - 3 - 2 - 3 Régime de Newton

$$\alpha = 0,44 \text{ et } n = 0$$

$$U_p = \left(3,03 \frac{g(\rho_D - \rho_c)}{\rho_c} \delta\right)^{1/2} \implies \text{Fr} = \frac{3(\rho_D - \rho_c)}{\rho_c}$$

1 - 3 - 3 MOUVEMENT D'UN GLOBULE FLUIDE -

Un globule fluide se distingue du globule sphérique rigide, par sa viscosité qui n'est plus infinie et par la tension interfaciale globule phase continue

On constate qu'à partir d'une certaine taille, le globule est soumis à une circulation qui naît sous l'influence des forces tangentielles entraîne une diminution du frottement et par conséquent une augmentation de la vitesse de déplacement du globule.

Hadamard a montré théoriquement, en résolvant les équations de Navier Stokes pour un globule sphérique qui n'est soumis ni à des déformations, ni à des oscillations et qui est en écoulement laminaire que la vitesse de chute libre donnée par la formule de Stokes doit être multiplié par le facteur correctif H.

$$H = \frac{3\eta_c + 3\eta_D}{2\eta_c + 3\eta_D}$$

Pour les émulsions liquide $1 < H < 1,5$

L'expérience confirme bien les prévisions théoriques, à la condition toutefois que les liquides soient très purs et ne contiennent surtout pas de substances tensio-actives.

L'expérience montre que pour un système donné, les globules de grande dimension ne restent pas sphériques. Sous l'influence des forces normales de pression dynamique, le globule se déforme.

Cette déformation consiste en général en un aplatissement, ce qui entraîne une augmentation de la traînée de frottement et par suite, une diminution de la vitesse de déplacement.

La déformation du globule est difficile à étudier théoriquement, car la forme qu'il prend résulte de l'équilibre des forces dynamiques, hydrostatiques et de tension interfaciale lesquelles déterminent la répartition de la pression à la surface du globule.

Un certain nombre d'auteurs ont tenté d'analyser théoriquement les déformations des globules en mouvement dans les fluides de faibles viscosités : ces analyses sont toutes basées sur le raisonnement suivant :

La force de pression dynamique en un point de la surface s'exprime par la relation :

$$p = \frac{\rho_c U^2}{2} P_d$$

où U est la vitesse du globule.

Au point de stagnation de la phase continue la force de pression dynamique s'exprime par :

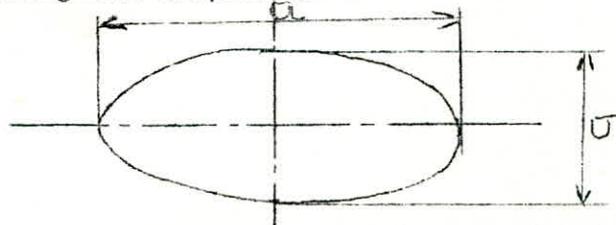
$$P_{do} = \frac{\rho_c U^2}{2}$$

Sous l'action de ces forces de pression dynamique, le globule tend à s'aplatir mais les forces de cohésion (forces superficielles), s'opposent à cette déformation.

$$P_s = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \text{ où } R_1 \text{ et } R_2 \text{ sont les rayons principaux}$$

de courbure de la surface du globule au point considéré.

Considérant une goutte ellipsoïdale :



En supposant les mouvements à l'intérieur du globule faibles, il existe une différence de pression hydrostatique entre deux points à l'intérieur du globule distants de z.

$$\Delta P_i = \rho_D g z$$

La forme que prend la goutte est déterminée finalement par l'équilibre de ces forces. Le globule pouvant être considéré comme derévolution autour

de l'axe des z , direction de son mouvement, la pression en un point quelconque de sa surface est la somme des trois pressions :

$$P_i = P_o + P_d + P_s$$

où P_s est la pression hydrostatique externe et qui est égale à :

$$P_s = P_a + \rho_c g h + \rho_c g z$$

h est la hauteur de place continue jusqu'au sommet du globule et le point considéré.

La pression au sommet du globule ($z = 0$) sera égale à :

$$P_{i_0} = P_a + \rho_c g h + \frac{2\sigma}{R} + \frac{\rho_c U^2}{2}$$

où R_0 est le rayon de courbure en ce point.

$$P_i - P_{i_0} = \rho_c g z$$

En combinant les égalités précédentes on obtient l'équation générale du globule :

$$\rho_c g z \Delta P + \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} - \frac{2}{R_0} \right) - \frac{\rho_c U^2}{2} (1 - \overline{P_d}) = 0$$

soit encore sous forme adimensionnelle :

$$\frac{I}{\overline{R_1}} + \frac{I}{\overline{R_2}} - \frac{2}{\overline{R_0}} = \frac{1}{2} We (1 - \overline{P_d}) + E_o \overline{z}$$

si $\overline{z} = \frac{z}{\delta}$ $\overline{R_1} = \frac{R_1}{\delta}$ et $\overline{R_2} = \frac{R_2}{\delta}$

et le diamètre équivalent du globule.

Ainsi donc la déformation du globule est une fonction des nombres d'Eotvos et de Weber.

$$\text{forme de la goutte} = f(E_o, We)$$

Il n'est malheureusement pas possible de résoudre l'équation précédente car la distribution de la pression dynamique P_d tout le long de la surface de la goutte dépend de la forme de cette goutte.

Des résultats expérimentaux ont cependant montré que l'ellipticité du globule, est fonction croissante du nombre d'Eotvos.

Généralement lorsque la viscosité intervient en même temps, que les forces interfaciales, on introduit le critère adimensionnel :

$$P = \frac{\sigma^3 \rho_c^2}{\eta_c^4 g (\rho_p - \rho_c)} = Re_p^4 Fr^{-2} E_o^{-3}$$

Un grand nombre d'études ont été consacrées au mouvement des globules dans les fluides dont la viscosité est de l'ordre de grandeur de celle de l'eau et dont la tension interfaciale est comprise entre 5 et 70 dynes/cm, ce qui correspond à $10^7 \leq P < 10^{11}$

Wellek et Coll⁽³⁾ ont proposé une corrélation empirique donnant le coefficient

.../...

d'excentricité en fonction de We et des liquides à faibles viscosités.

$$e = \frac{b}{a} = 1 + 0,093 We^{0,92} \left(\frac{\nu_p}{\nu} \right)^{0,07}$$

- 3 - 4 Vitesse de déplacement d'un globule

Quand une goutte liquide tombe en chute libre dans un liquide de faible viscosité $10^7 < P < 10^{11}$ la variation de sa vitesse en fonction de son diamètre est donnée par :

- 3 - 4 - 1 Régime de Stokes

La goutte est très petite et on peut la considérer comme une sphère rigide et sa vitesse est donnée par la loi de Stokes :

$$Fr = \frac{Re_p}{18}$$

- 3 - 4 - 2 Régime intermédiaire

La déformation de la goutte n'est plus négligeable et Vignes⁽²⁾ propose la relation empirique :

$$Fr = 0,116 (Re_p)^{1/2} \left(1 - \frac{E_0}{6} \right)^{3/2}$$

- 3 - 4 - 3 Régime d'Eotvos

Au delà d'une certaine taille, la vitesse de la goutte est constante et la déformation est grande.

HARMATHY⁽³⁾ propose :

$$Fr = 2,3 E_0^{-1/2} \quad \text{soit encore}$$

$$U = 1,53 \left[\frac{g(\rho - \rho_c) \sigma}{\rho_c^2} \right]^{1/4}$$

- 3 - 5 CHUTE COLLECTIVE DES GOUTTES DANS UN LIQUIDE -

Chaque globule ne se meut pas dans un liquide au repos, mais dans un fluide perturbé par les sillages des globules qui le précèdent.

Les globules de diamètres différents se déplacent avec des vitesses différentes ce qui entraîne de nombreux chocs interglobulaires. Pour tenir compte de ces interactions dans les équations on imagine un modèle simple.

On considère que le mouvement de chaque globule est celui d'une sphère isolée au sein d'un fluide continu équivalent au milieu dispersé.

- 3 - 5 - 1 Définitions

Masse volumique apparente

$$\rho_a = \beta \rho_b + (1 - \beta) \rho_c$$

.../...

où est la fraction de volume occupée par la phase dispersée.
viscosité apparente

$$\eta_a = \eta_c \exp \frac{k\beta}{1-q\beta}$$

avec $k = 4,2 \pm 1,7$

$q = 1 \pm 0,4$

I.3.5.2 Vitesse terminale de chute collective.

$$u_e^{2-n} = \frac{4 \delta^{n+1} g (\rho_D - \rho_a)}{3a \eta_a^n \rho_a^{1-n}}$$

$$u_e^{2-n} = \frac{4 \delta^{n+1} g (\rho_D - \rho_c) (1-\beta)}{3a \eta_c^n \left(\exp \frac{nk\beta}{1-q\beta} \right) \left[\beta \rho_D + (1-\beta) \rho_c \right]^{1-n}}$$

I.3.6 METHODE POUR LA CONNAISSANCE DU REGIME D'ECOULEMENT

$$Ne = \frac{4}{3} \frac{\rho_D - \rho_c}{\rho_c} \cdot \frac{g d_g}{u^2}$$

$$Rep = \frac{\rho_c u d_g}{\eta_c}$$

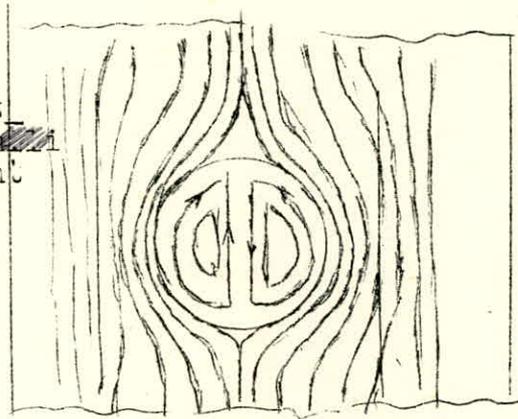
En posant $X = Ne Rep^2 = a Rep^{2-n}$

$$X = \frac{4}{3} \frac{(\rho_D - \rho_c) \rho_c g d_g^3}{\eta_c^2} = cte d_g^3$$

Si le regime est laminaire alors $X = 24 Rep$ et $X_{max} = 24$ donc connaissant seulement le diamètre de la goutte, on pourra savoir dans quel regime nous sommes et mieux encore, nous pourrons même calculer la vitesse terminale de chute de la goutte.

I.4 TRANSFERT DE CHALEUR D' UNE GOUTTE SPHERIQUE
UNIQUE TOMBANT DANS UN MILIEU CONTINU STAGNANT.

considérons une goutte
 sphérique dans un milieu
 continu stagnant



A l'intérieur de cette goutte il peut y avoir une circulation interne et ainsi le transfert de chaleur entre les couches de la sphère se fera par convection. Par contre si on suppose que la circulation interne n'existe pas, alors nous pourrions admettre que tout le transfert se fait par conduction. Par analogie avec le transfert de matière nous distinguerons deux coefficients de transfert

- un coefficient intérieur à la sphère h_i
- un coefficient extérieur à la sphère h_e

En se basant sur la théorie du double film de Lewis et Whittman relative au transfert de matière nous écrivons :

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_g}{NU_i \lambda_D} + \frac{d_g}{NU_e \lambda_c}$$

Pour la détermination de NU_i et NU_e nous nous référons aux relations empiriques les plus connues.

$$NU_e = 2 + 0,67 Re_c^{1/2} \cdot Pr_c^{1/3} \quad (7)$$

$$NU_i = 6,58 \quad \text{si le transfert se fait uniquement par conduction.}$$

$$NU_i = 0,0037 \frac{Pe_D}{1 + \frac{D_D}{h_c}} \quad \text{si on tient compte de la circulation interne}$$

$$NU_i = 0,004 Pe_D \quad \text{si } h_D > h_c \quad (7)$$

Enfin Froessling⁽⁸⁾ proposa une corrélation décrivant le transfert de matière entre une sphère unique et un fluide en mouvement.

$$\frac{Kc d}{D_{AB}} = 2 \left[1 + 0,276 Re_c^{1/2} \left(\frac{c}{c_{D_{AB}}} \right)^{1/3} \right]$$

Par analogie nous pourrions transposer cette corrélation au transfert de chaleur en écrivant :

$$NU = \frac{hd_g}{\lambda} = 2 \left[1 + 0,276 Re_c^{1/2} \cdot Pr_c^{1/3} \right]$$

Nous disposons ainsi de trois correlations donnant le coefficient de transfert de chaleur entre une sphere et un milieu continu.

- cas où on tient compte de la circulation interne

$$h = \frac{0,004 Pe_D \lambda_D \lambda_C (2 + 5,67 Rec^{1/2} Pr_c^{1/3})}{dp (0,004 Pe_D \lambda_D + 2 \lambda_c + 0,67 \lambda_c Rec^{1/2} Pr_c^{1/3})}$$

- cas où on néglige la circulation interne

$$h = \frac{6,58 \lambda_D \lambda_C (2 + 0,67 Rec^{1/2} Pr_c^{1/3})}{dp (6,58 \lambda_D + 2 \lambda_c + 0,67 \lambda_c Rec^{1/2} Pr_c^{1/3})}$$

- $h = 2 \lambda_c \frac{d_g}{d_p} (1 + 0,276 Rec^{1/2} Pr_c^{1/3})$

Si s est la surface d'une goutte, T_m la température moyenne du fluide continu et T_i la température au centre de la sphere on aura

$$\bar{\psi} = hs (T_i - T_m)$$

pour un amas de gouttes sphériques nous pourrions calculer le flux de chaleur transférée par ces gouttes en faisant néanmoins certaines hypothèses.

- Nous supposons que l'écoulement est piston pour la phase dispersée. Cette hypothèse est plus ou moins vérifiée dans le cas des gouttes d'eau.

- Nous admettrons également que le liquide passe par tous les orifices.

$$\bar{\psi} = hS (T_i - T_m) \text{ avec } S = Ns \Rightarrow h_{nt} = N h$$

Cette dernière hypothèse est très approximative.

Chapitre 2

INSTALLATION EXPERIMENTALE

1 INSTALLATION FAITES JUSQU'A PRESENT POUR L'ETUDE D'UN
TEL TRANFERT

- 1 - 1 Réacteurs agités
- 1 - 2 Colonnes à pulvérisation

INSTALLATION EXPERIMENTALE

- 2 - 1 La colonne
 - 2 - 2 - 1 - 1 Eléments de colonne
 - 2 - 2 - 1 - 2 Têtes de colonne
 - 2 - 2 - 1 - 3 Plateaux
 - 2 - 2 - 1 - 4 Distributeurs
 - 2 - 2 - 1 - 5 Eléments d'étanchéité
- 2 - 2 Annexes
 - 2 - 2 - 2 - 1 Bacs d'alimentation et de récupération
 - 2 - 2 - 2 - 2 Pompes
 - 2 - 2 - 2 - 3 Vannes
 - 2 - 2 - 2 - 4 Thermocouples
- 2 - 3 Technique de mesure
 - 2 - 2 - 3 - 1 Débits
 - 2 - 2 - 3 - 2 Températures
 - 2 - 2 - 3 - 3 Contrôle des interfaces

- 1 Installations faites jusqu'à présent pour l'étude d'un tel transfert :

Le transfert de chaleur par contact direct entre deux liquides immiscibles a été étudié dans plusieurs types d'échangeurs.

- 1 - 1 Réacteurs agités

Dans ce type d'échangeurs l'aire interfaciale obtenue est évidemment directement liée à la vitesse d'agitation et au rapport volumique des deux phases.

L'étude a permis entre autre de corréler certains facteurs entrant directement dans le transfert de chaleur.

Cette corrélation proposée par Yorulmaz - Dickson et Kidnay

.../...

s'écrit :

$$\text{ha} \frac{V_D}{V} \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_D} \right)^{0,6} = 0,078 \text{Re}^{0,438} \text{We}^{0,232}$$

avec

V_D volume de la phase dispersée

V volume total

σ_c tension superficielle de la phase continue

σ_D tension superficielle de la phase dispersée

Les nombres de Reynolds et de Weber ont été définis de la façon suivante.

$$\text{Re} = \frac{ND^2 \rho_m}{\eta_m}$$

$$\rho_m = \rho_A x + \rho_B (1-x)$$

$$\eta_m = \eta_A x + \eta_B (1-x)$$

N = vitesse de rotation de l'agitateur et D = diamètre de la tige

$$\text{We} = \frac{\rho N^2 D^3}{\sigma}$$

Pour connaître laquelle des deux phases est dispersée, on considère que seul le liquide se trouvant en grand excès peut constituer une phase continue.

Il est à noter que cette considération n'est pas du tout justifiée.

En conclusion nous pourrions dire que si cet échangeur donne un rendement très appréciable dans le transfert même vu l'amélioration très sensible de l'aire interfaciale, il possède cependant beaucoup d'inconvénients comme par exemple :

- énergie d'agitation
- séparation des deux liquides

- 2 Colonnes à pulvérisation

- 1 - 2 - 1 Colonne à pulvérisation à contre-courant ⁽⁵⁾

Ce type d'échangeur est actuellement le plus étudié, sa théorie se développe de plus en plus. Les études ont montré que les coefficients de transferts obtenus étaient satisfaisants.

- 1 - 2 - 2 Colonne à pulvérisation à cocourant ⁽⁶⁾

Peu de travail a été fait dans le domaine des échangeurs à cocourant bien que les coefficients de transfert ont été trouvés plus intéressants. Ceci résulte de la difficulté que pose la séparation des deux phases.

.../...

2 INSTALLATION EXPERIMENTALE --

2 - 2 - 1 La colonne

C'est une colonne à pulvérisation de diamètre intérieur égale à 100 mm et de hauteur variable. Les deux phases sont pulvérisées séquentiellement. La coalescence est supprimée grâce à des plateaux perforés, placés le long de la colonne.

2 - 2 - 1 - 1 Eléments de colonne (fig.5)

Ces éléments sont en pîrex ($\phi_{ex} = 117$ mm, $\phi_{in} = 100$ mm)

Nous disposons de 3 types d'éléments :

- Eléments de longueur 250 mm
- Eléments de longueur 200 mm
- Eléments de longueur 150 mm.

Les parties inférieure et supérieure de chaque élément sont coniques. Cette construction est spécialement usinée pour recevoir un système de bride permettant la fixation de deux éléments entre eux. Le serrage se fait avec 6 boulons.

- Ces éléments existaient déjà au département Génie Chimique.

2 - 2 - 1 - 2 Têtes de colonne (fig 4)

Les deux têtes sont en plexiglas et identiques. La partie inférieure est conçue de la même manière que celle d'un élément pour la fixation tête élément. La partie supérieure est cylindrique comprenant trois trous.

- un trou latéral pour l'évacuation du liquide
- un trou horizontal pour recevoir un thermomètre
- un trou placé au centre même pour recevoir le distributeur.

La partie intérieure est légèrement conique permettant ainsi une zone calmante.

(ces têtes de colonne ont été usinées aux ateliers mécaniques)

2 - 2 - 1 - 3 Plateaux (fig 1a, 2a, 3a, 4a, 5a)

Ces plateaux sont en plexiglas et ses dimensions sont :

$$\phi = 135,4 \text{ mm}$$
$$\text{épaisseur} = 5 \text{ mm}$$

Nous avons construits 3 types de plateaux

- 3 plateaux à orifice de 2 mm
- 3 plateaux à orifice de 3 mm
- 11 plateaux à orifice de 4 mm.

Tous les plateaux sont percés de part et d'autre du plateau et sur l'épaisseur 4 trous (2 de chaque côté du plateau) pour recevoir les thermocouples. (voir les figures suivantes).

Pour chaque série de plateaux la répartition des orifices est faite d'une manière régulière. Nous avons utilisé une méthode de calcul

.../...

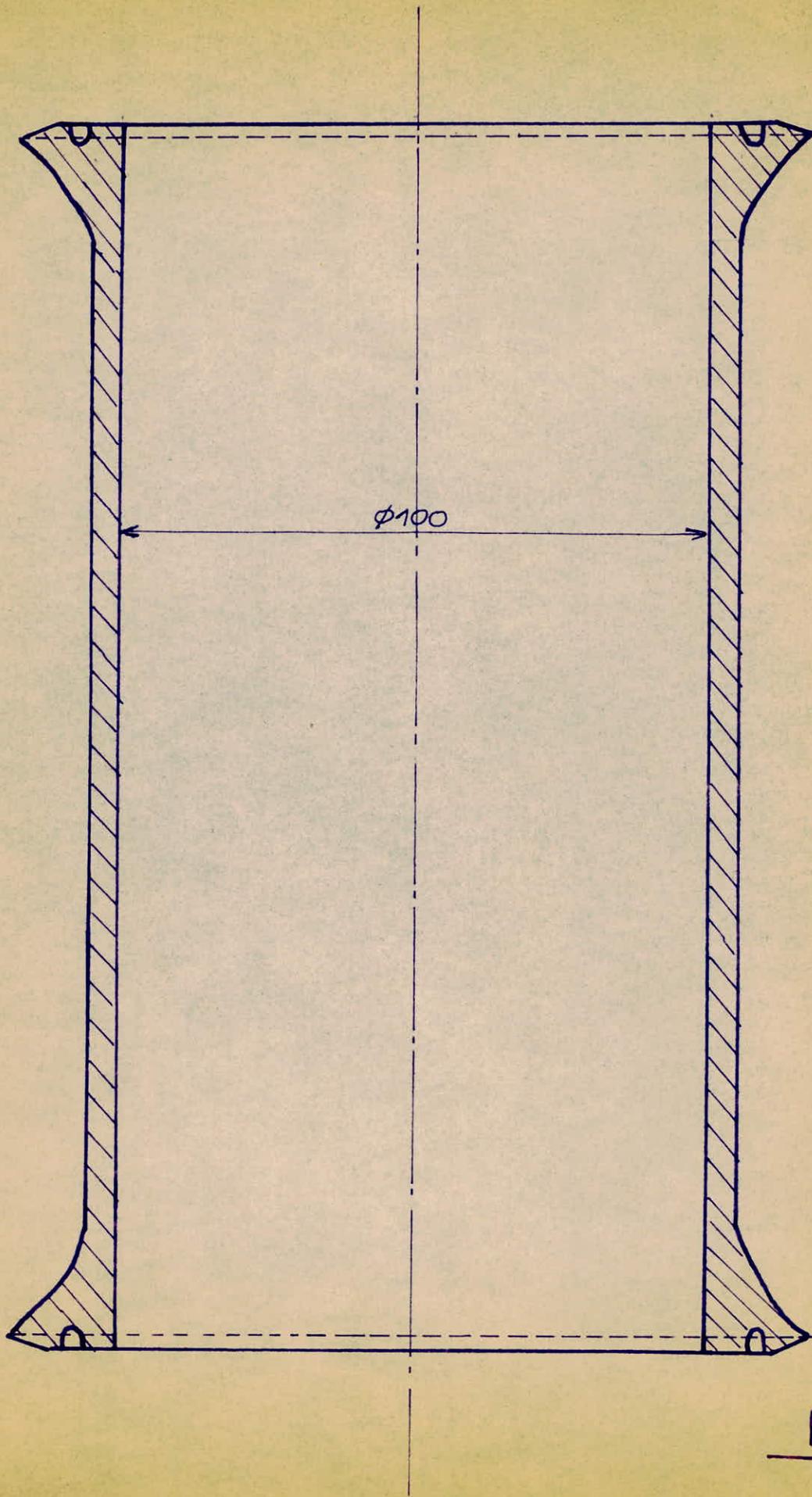


Fig 5

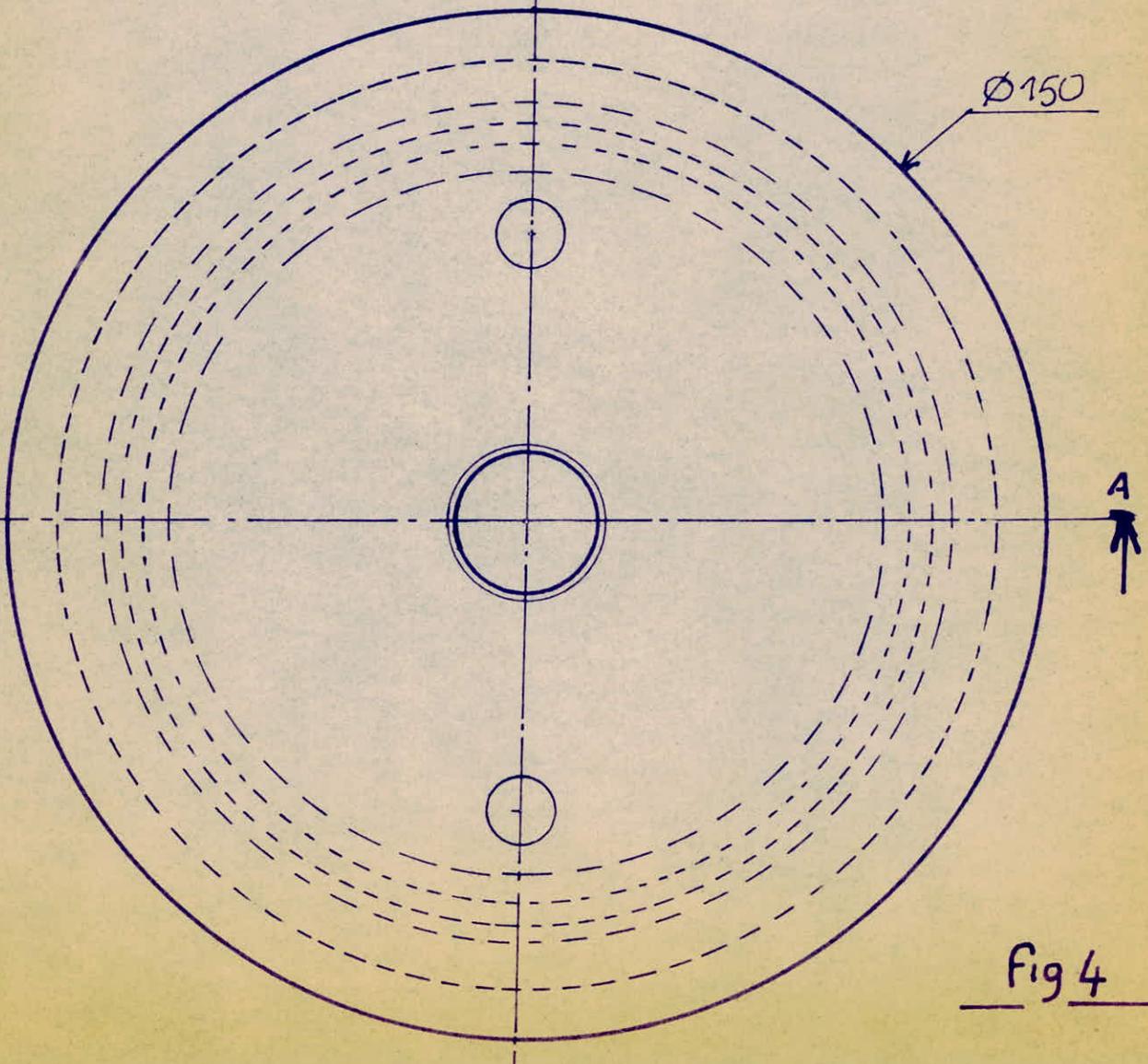
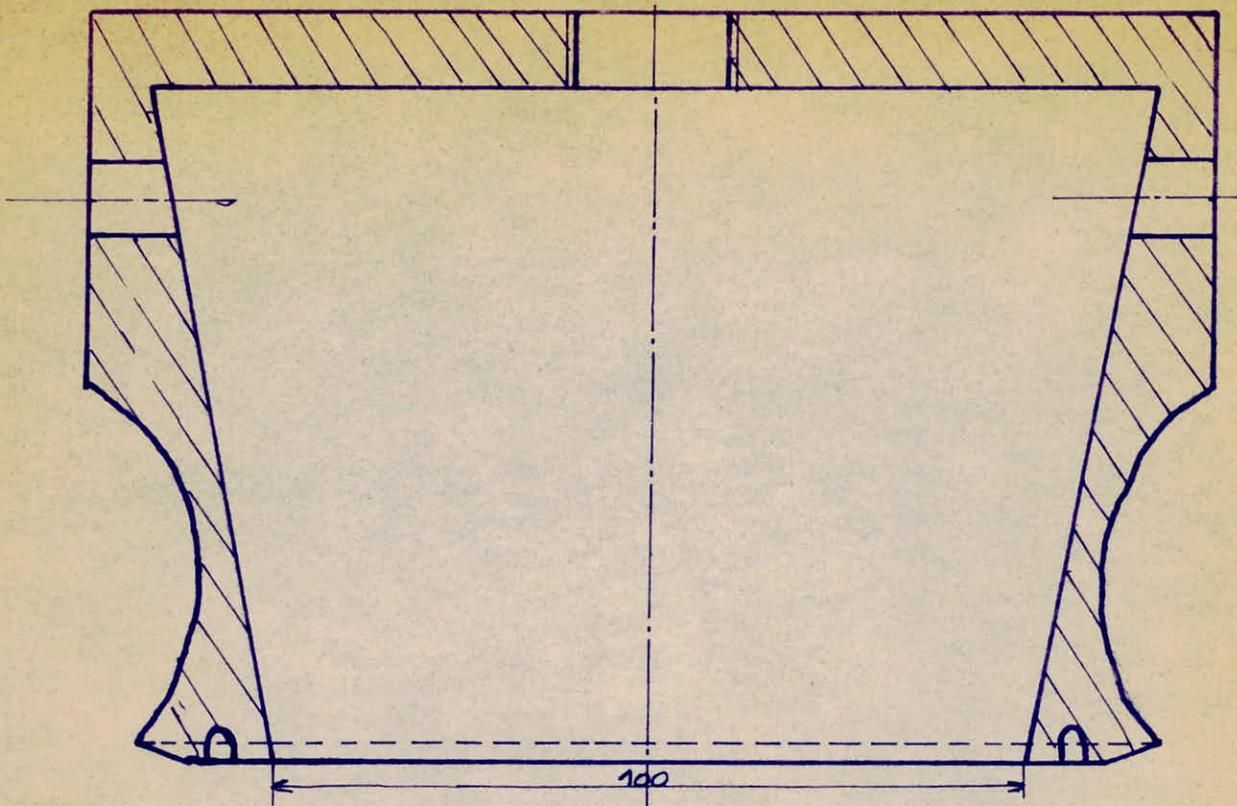
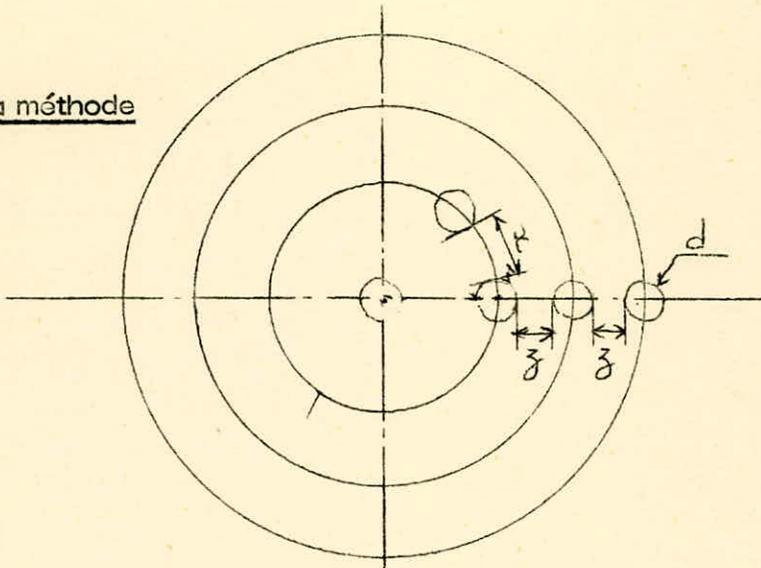


Fig 4

Exposé de la méthode



Soit x la distance entre deux trous d'une même circonférence et z la distance entre deux trous sur un diamètre, d étant le diamètre d'un trou.

Pour avoir une bonne répartition, il faut que l'on ait $x = z$
 Si on a n circonférences la quantité :

$$2 \pi (d + z) = \sum_{i=1}^n n$$

représente la longueur des n circonférences

La quantité $N(d + x)$ avec $N =$ nombre de trous représente également la longueur des n circonférences.

Ecrivons que les deux quantités sont égales.

$$2 \pi (d + z) \sum_{i=1}^n n = N(d + x)$$

Comme il faut que l'on ait $x = z$, on tire

$$\sum_{i=1}^n n = \frac{N}{2 \pi}$$

Exemple de calcul

Orifice de 4 mm : section = 12,56 mm²

Surface libre = 766,16 mm²

a/ Nombre de trous

$$N = \frac{766,16}{12,56} = 61$$

$$\sum n = \frac{N}{2 \pi} = \frac{61}{6,28} \approx 10$$

$$\sum n = 1 + 2 + 3 + 4$$

.../...

donc il faut 4 cercles concentriques
 Pour le calcul de x et de z, on procède de la manière suivante :

b/ Calcul de z

$$\begin{aligned} n &= 10 \\ d &= 4 \end{aligned} \quad 2\pi (d+z) \sum_{i=1}^n n = N(d+x)$$

$$5z + 18 = 50 \implies z = \frac{32}{5} = 6,4 \text{ mm}$$

c/ Calcul de x

$$\begin{aligned} 2\pi (4 + 6,4) 10 &= 61(4 + x) \\ 2\pi x 104 &= 61x + 244 \\ x &= 6,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Le 1er cercle aura un rayon de $z + d = 6,4 + 4 = 10,4$ mm
 2ème " " " $2(z + d) = 2 \times 10,4 = 20,8$ mm
 3ème " " " $3(z + d) = 3 \times 10,4 = 31,2$ mm
 4ème " " " $4(z + d) = 4 \times 10,4 = 41,6$ mm
 Le nombre d'orifices sur le 1er cercle sera :

$$N_1 = \frac{\text{circonférence}}{x + d} = \frac{x \times 2 \times 10,4}{4 + 6,7} = 6$$

Sur le 2ème cercle on aura :

$$N_2 = \frac{x \times 2 \times 20,8}{10,7} = 12$$

Sur le 3ème cercle on aura :

$$N_3 = \frac{x \times 2 \times 31,2}{10,7} = 18$$

Sur le 4ème cercle on aura :

$$N_4 = \frac{x \times 2 \times 41,6}{10,7} = 24$$

De plus il y a un trou au centre du plateau, ce qui donne :

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + 1 = 1 + 6 + 12 + 18 + 24 = 61$$

Les angles de perçage seront :

1er cercle vu angle de 60° pour avoir 6 trous
 2ème " " " 30° " " 12 "

.../...

Valeurs de N ; x ; z ; $\sum n$; Rayon des Cercles; angles de percage

	Orifices de $\varnothing 4$ mm					
Surface libre	163,28 mm ²		1962,5 mm ²		766,16 mm ²	
% du vide	2,08		20,5		9,88	
N	13		128		61	
x			3,5		6,7	
z			3,43		6,4	
$\sum n$	3		21		10	
Nombre de Cercles	2		6		4	
Rayons des cercles et angle de percage Correspondant	16,5 33	60° 60°	6,5 15 22,5 30 37,5 46	60° 30° 20° 15° 12° 10°	10,4 mm 20,8 " 31,2 " 41,6 "	60° 30° 20° 15°

Valeurs de N ; x ; z ; $\sum n$; Rayons des cercles; angles de perçage

	Orifice de $\varnothing 2\text{ mm}$ (Fig:1)		Orifice de $\varnothing 3\text{ mm}$ (Fig:2)		Orifice de $\varnothing 4\text{ mm}$ (Fig:3)	
Surface libre	766,16 mm ²		766,16 mm ²		766,16 mm ²	
% du vide	9,88		9,88		9,88	
N	244		108		61	
x	3,24 mm		4,48 mm		6,7 mm	
z	3,66 mm		5,58 mm		6,4 mm	
$\sum n$	36		15		10	
Nombre de Cercle	8		5		4	
Rayons de s cercles et angle de perçage correspondant	5,66 mm	50°	8,58 mm	47,2°	10,4 mm	60°
	11,32 mm	25°	17,6 "	23,2°	20,8 "	30°
	16,98 mm	16,25°	25,75 "	15,9°	31,2 "	20°
	22,64 mm	12,5°	34,32 "	11,9°	41,6 "	15°
	28,30 mm	10°	42,88 "	9,52°		
	33,96 mm	9°				
	39,62 mm	8°				
	45,28 mm	7,2°				

Surface libre 766,16 mm²

Diametre des orifices 3mm

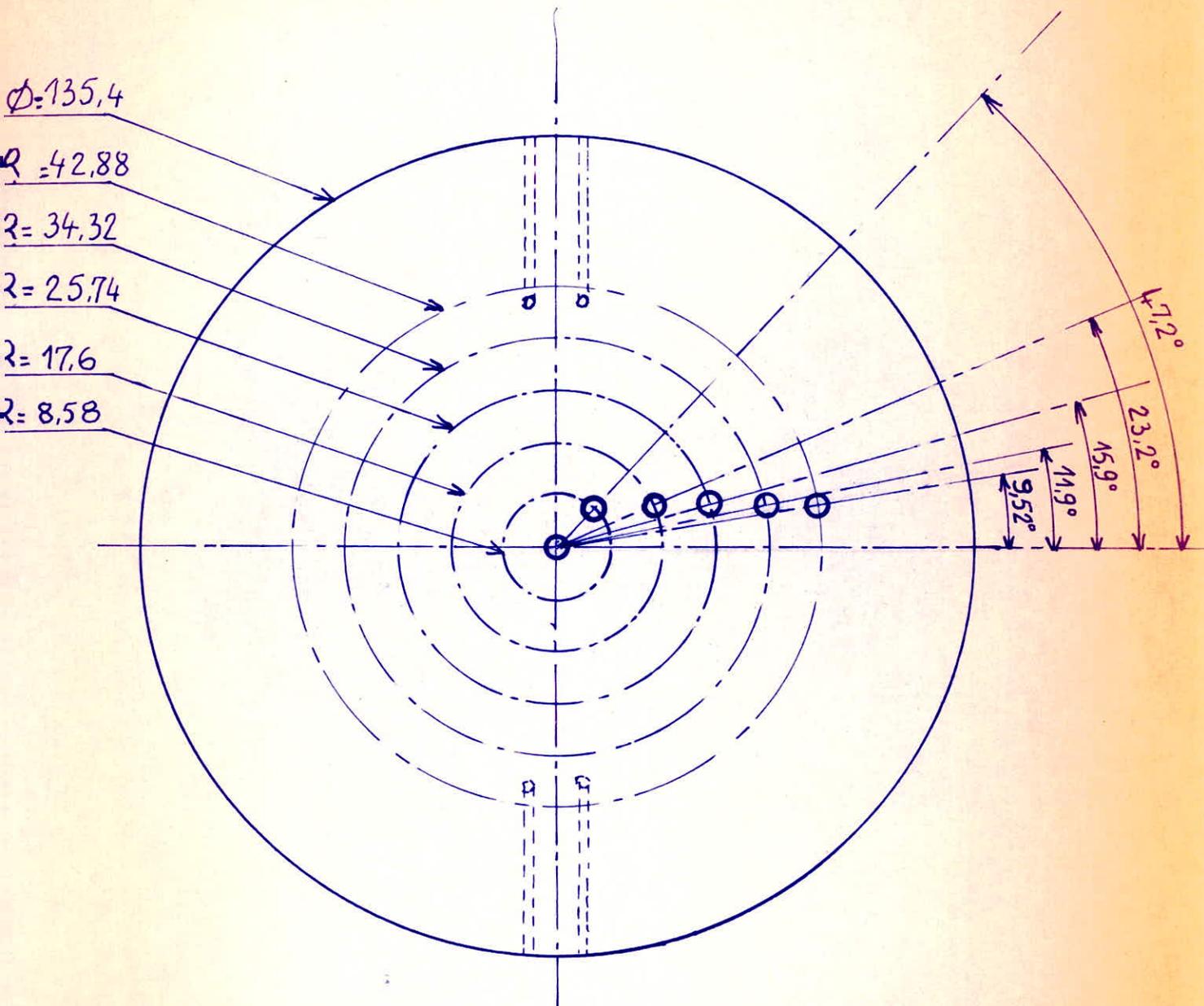


Fig: 2a

Surface libre 766,16 mm²

Diametre des orifices 4 mm

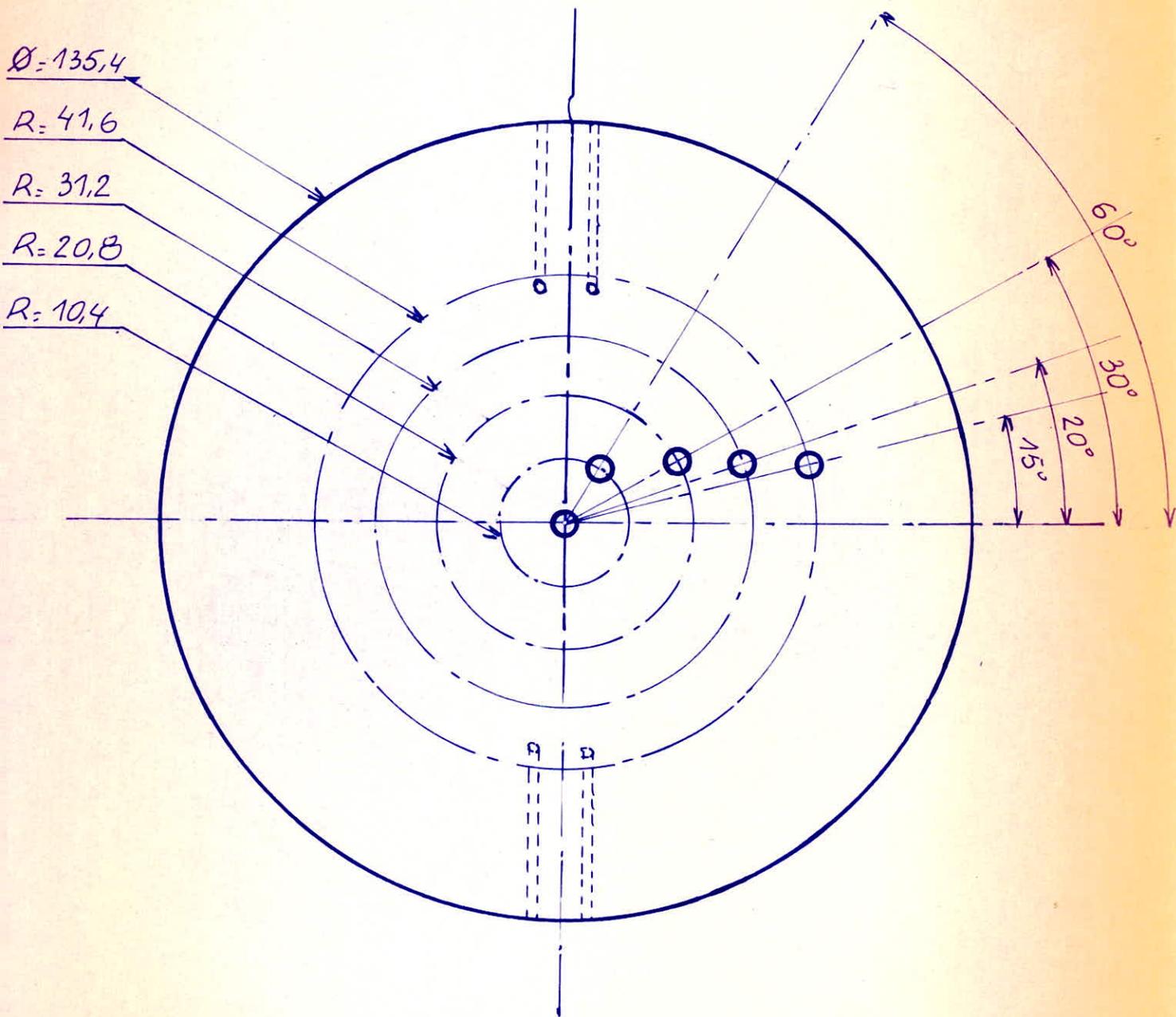


Fig: 3a

Surface libre 1962,5 mm²

Diametre des Orifices 4mm

$\phi = 135,4$

$R = 40$

$R = 37,5$

$R = 30$

$R = 22,5$

$R = 15$

$R = 7,5$

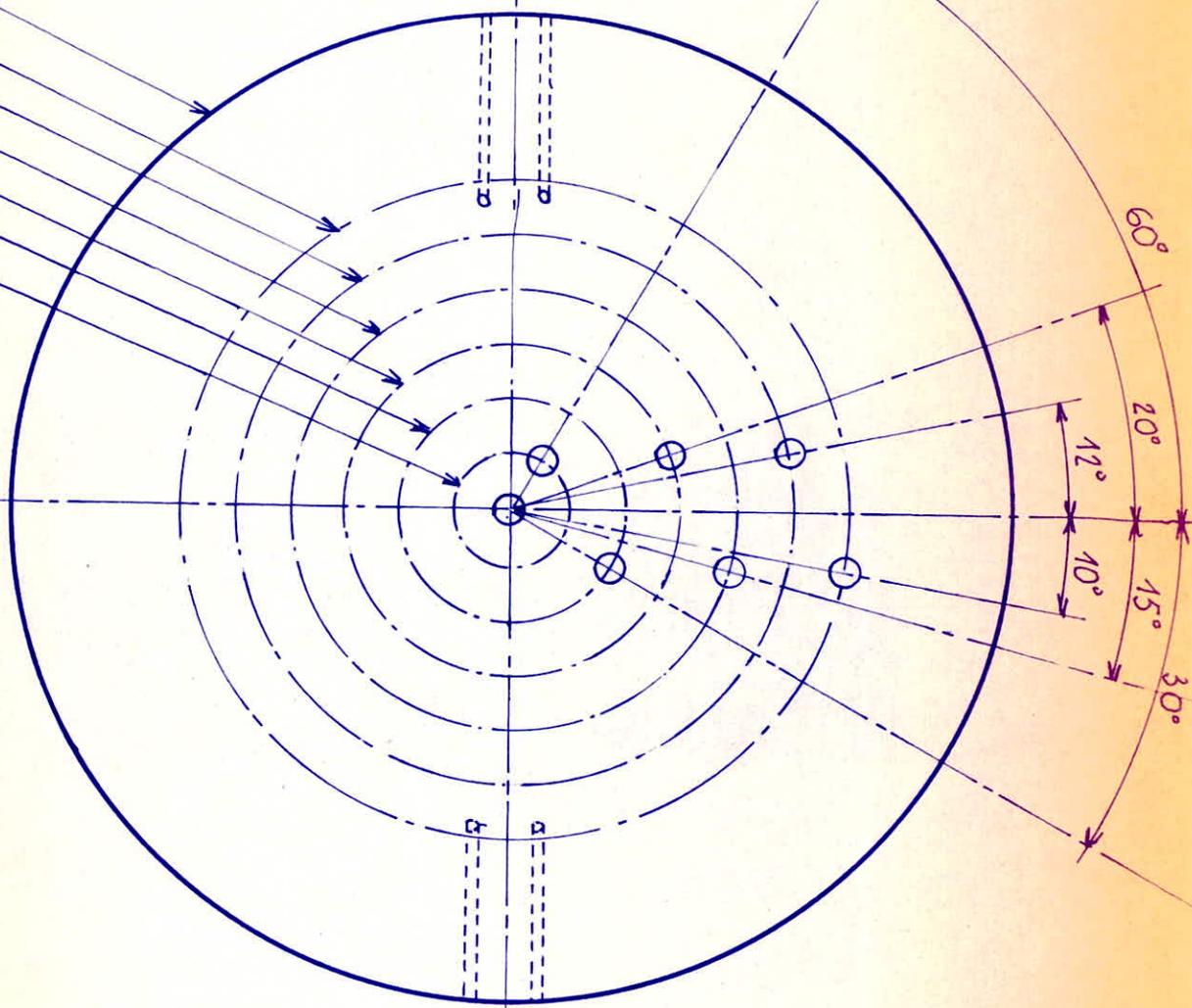


Fig: 4a

Surface libre $163,28 \text{ mm}^2$
Diametre des Orifices 4 mm

$\phi = 135,4$

$R = 16,5$

$R = 33$

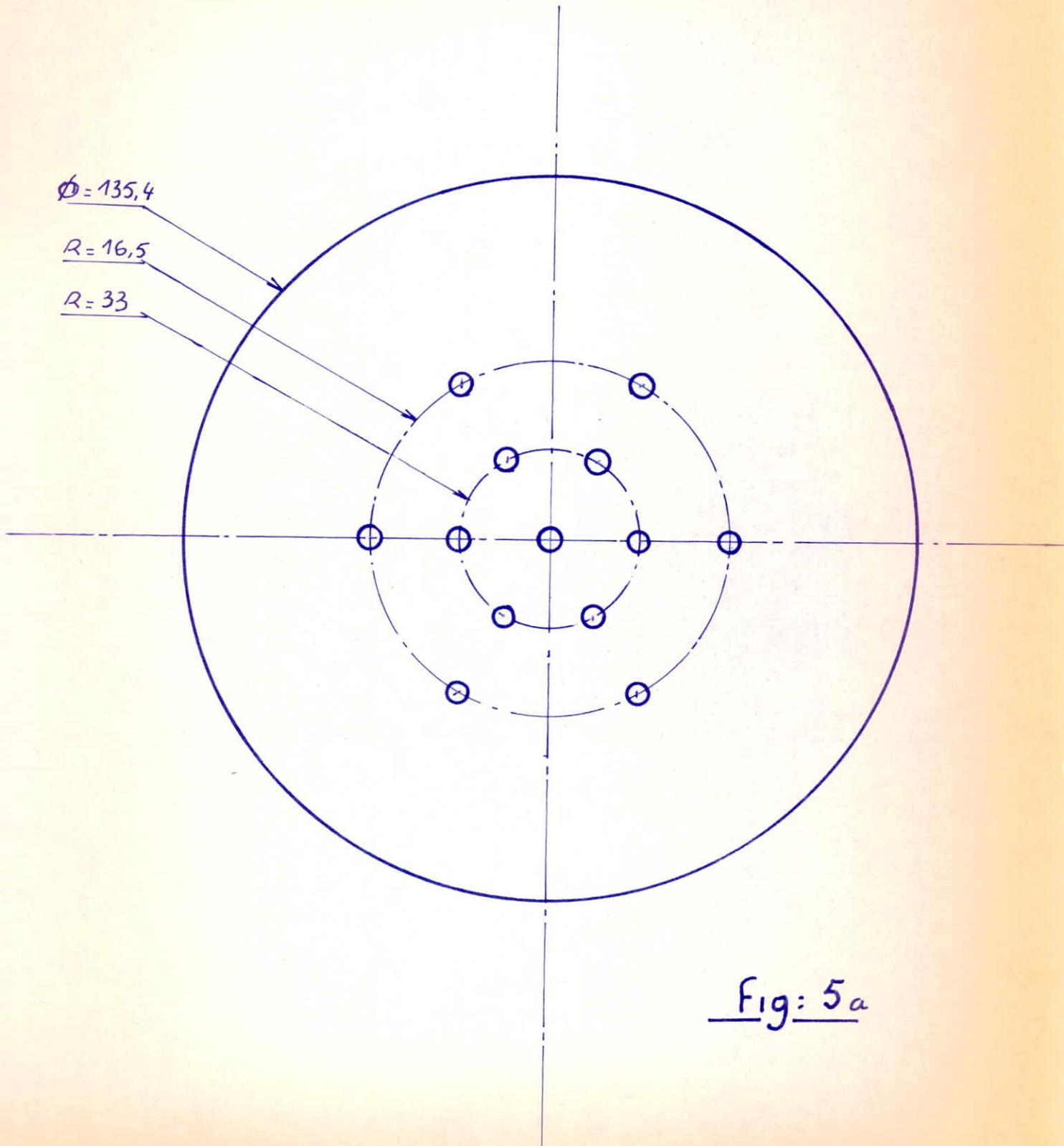


Fig: 5a

3ème cercle vu angle de 20° pour avoir 18 trous
4ème " " " 15° " " 24° "

2 - 1 - 4 Distributeurs (fig 8a)

Les deux distributeurs sont identiques, usinés sur du plexiglas, ont un diamètre intérieur de 8mm, et un diamètre extérieur de 20 mm.

Filtrés sur une partie: extérieure pour être introduits dans la tête de colonne.

Le distributeur proprement dit a une forme sphérique extérieurement, vidé intérieurement et percé sur la partie sphérique suivant plusieurs directions pour avoir une distribution du liquide suivant un diamètre d'environ 100 mm.

2 - 1 - 5 Eléments d'étanchéité (fig 6)

ON dispose de deux types de joints.

• Joints ayant la même forme que les parties inférieure et supérieure d'un élément. Ces joints sont intercalés entre les brides et l'élément de colonne. Leur principale fonction est de diminuer la pression de serrage entre la bride et l'élément, pour éviter la cassure des éléments.

Malgré ces précautions, 3 éléments ont cassé ce qui a entraîné une diminution de la longueur de notre colonne.

• Joints plats équilatéraux (fig 6) sont placés entre le plateau et l'élément de colonne, ces joints assurent l'étanchéité de la colonne.

2 - 2 ANNEXES

La colonne est alimentée successivement d'en haut par de l'eau et d'en bas par le kérosène, par un ensemble de bacs, pompes et vannes électromagnétiques.

L'eau sort par le bas, tandis que le kérosène est évacué par le haut de la colonne.

2 - 2 - 2 - 1 Les bacs d'alimentation et de récupération

On dispose de trois bacs et d'un bain thermostatique

- un bac de kérosène pour l'alimentation de la colonne
- deux bacs pour la récupération de l'eau et du kérosène
- un bain thermostatique pour l'introduction de l'eau chaude

Tous ces bacs sont reliés à la colonne par des tuyaux.

2 - 2 - 2 - 2 Les pompes

Pour avoir des débits d'introduction constants des deux liquides on a utilisé deux pompes centrifuges qui fonctionnent sans arrêt pendant l'expérience. Comme l'alimentation d'un liquide n'est pas continue on a un procédé à un système de refoulement de ce liquide.

.../...

Distributeur

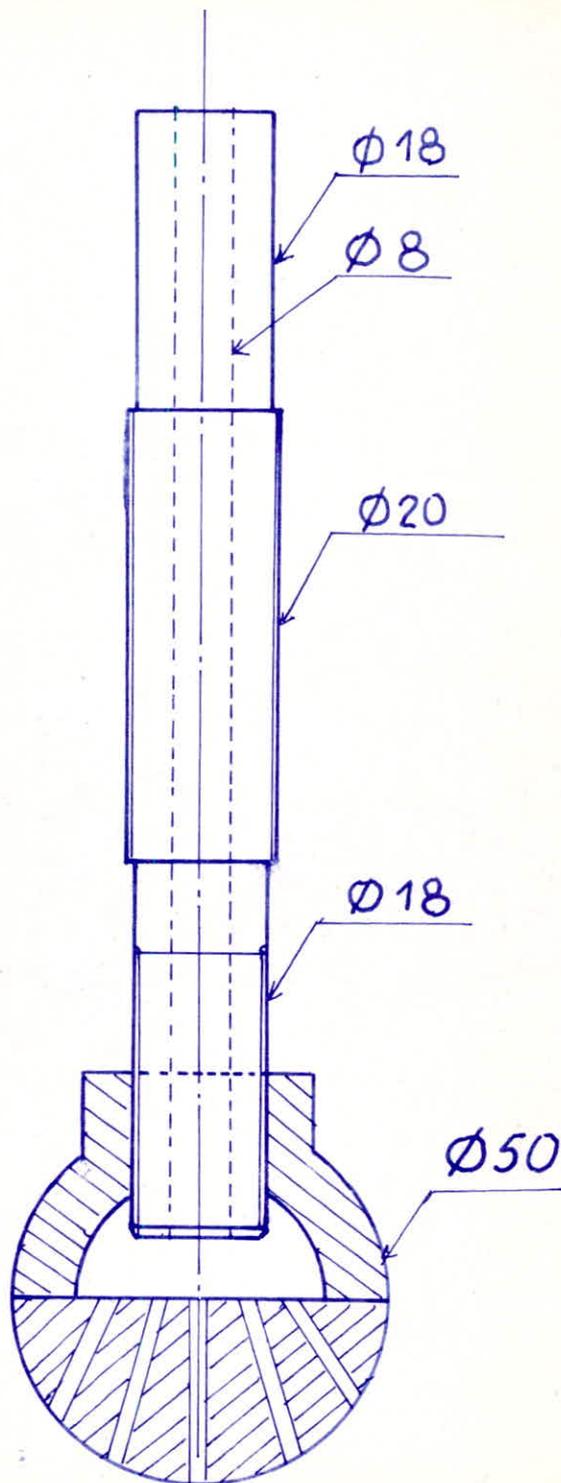


Fig 8a

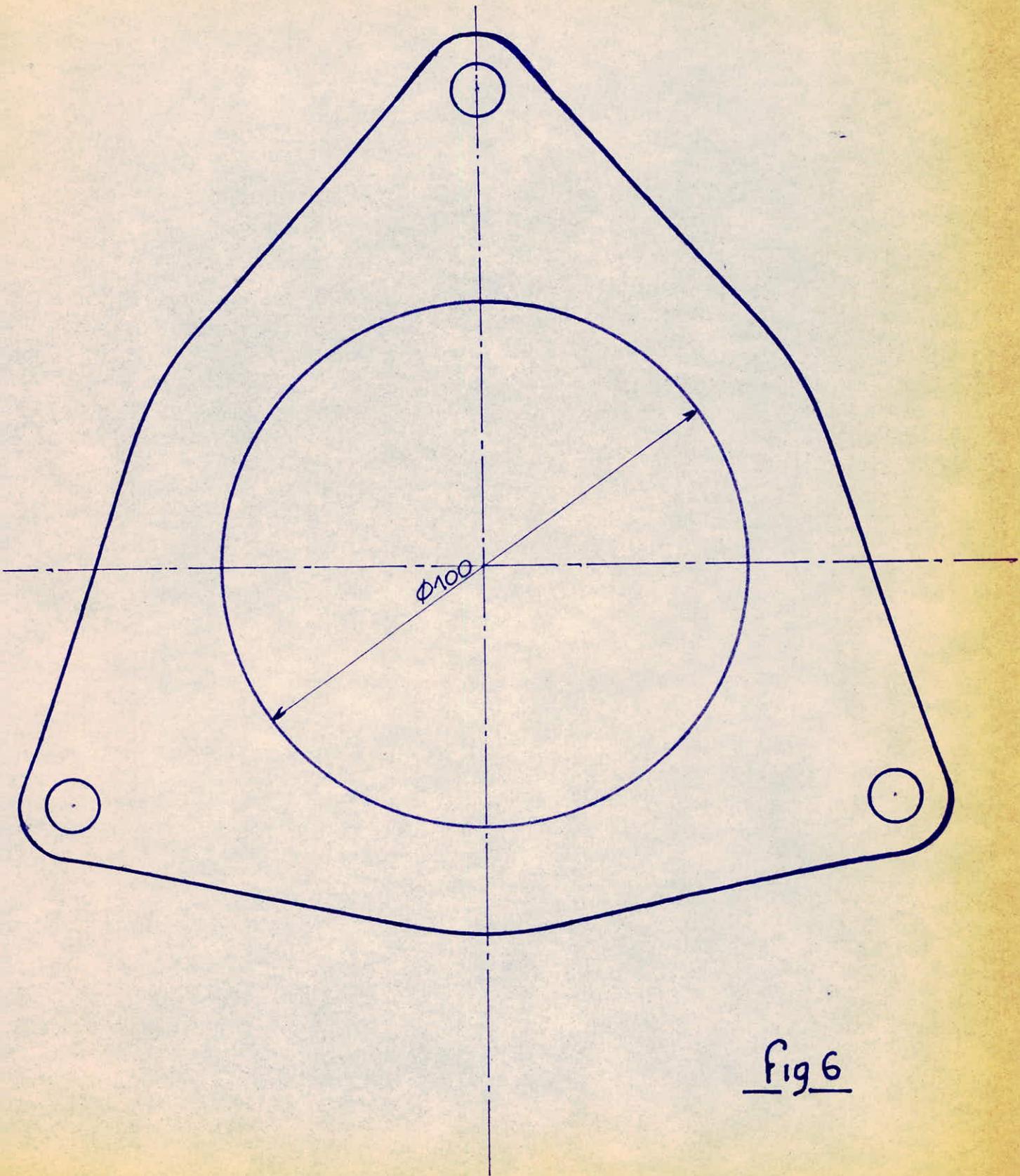
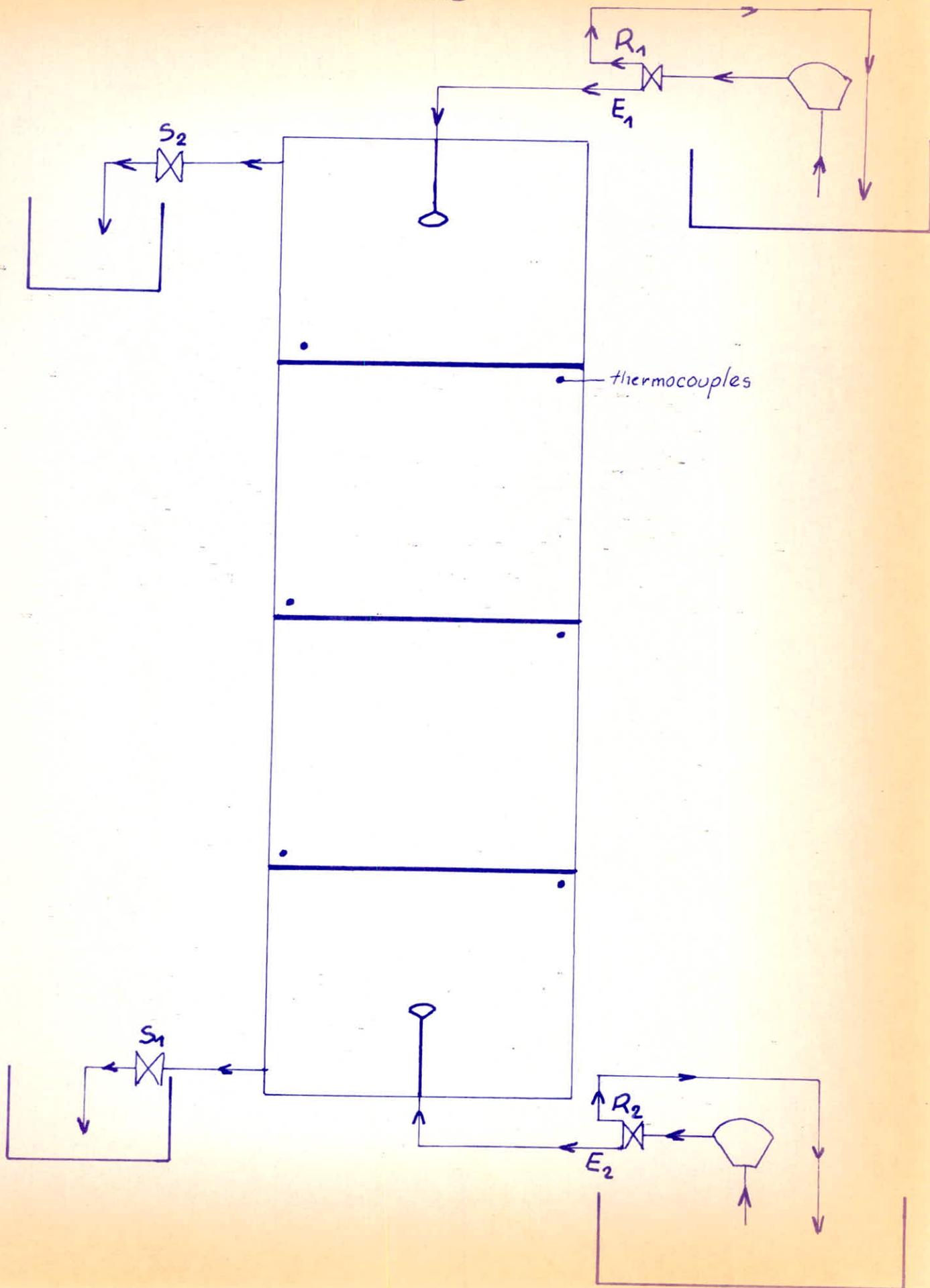


Fig 6

Alimentation de la Colonne



La pompe de l'eau permet d'avoir un débit compris entre 10 cm³ à 60 cm³
 La pompe de kérosène donne un débit allant de 8 cm³ à 60 cm³

2.2.2.3. Les électrovannes

Pour avoir l'introduction dans la colonne et le refoulement dans le bac d'un liquide, on a utilisé une vanne électromagnétique à une entrée et deux sorties. Ainsi l'entrée est reliée directement à la pompe, une sortie pour l'introduction dans la colonne, l'autre sortie pour le refoulement.

Les deux sorties sont assurées par des vannes à une entrée et une sortie.

a/ Introduction de l'eau par la vanne E₁, en même temps que l'évacuation par S₁. Pendant ce temps le kérosène est refoulé par R₂.

b/ Période de repos correspondant à la zone calmante. Pendant ce temps pas d'introduction des deux liquides. Ils sont refoulés, l'eau par R₁, le kérosène par R₂.

c/ Introduction du kérosène par la vanne E₂, en même temps que l'évacuation par S₂, pendant ce temps l'eau est refoulé par R₁.

d/ Deux période de repos.

Le temps d'un cycle est variable comme nous le verrons plus bas.

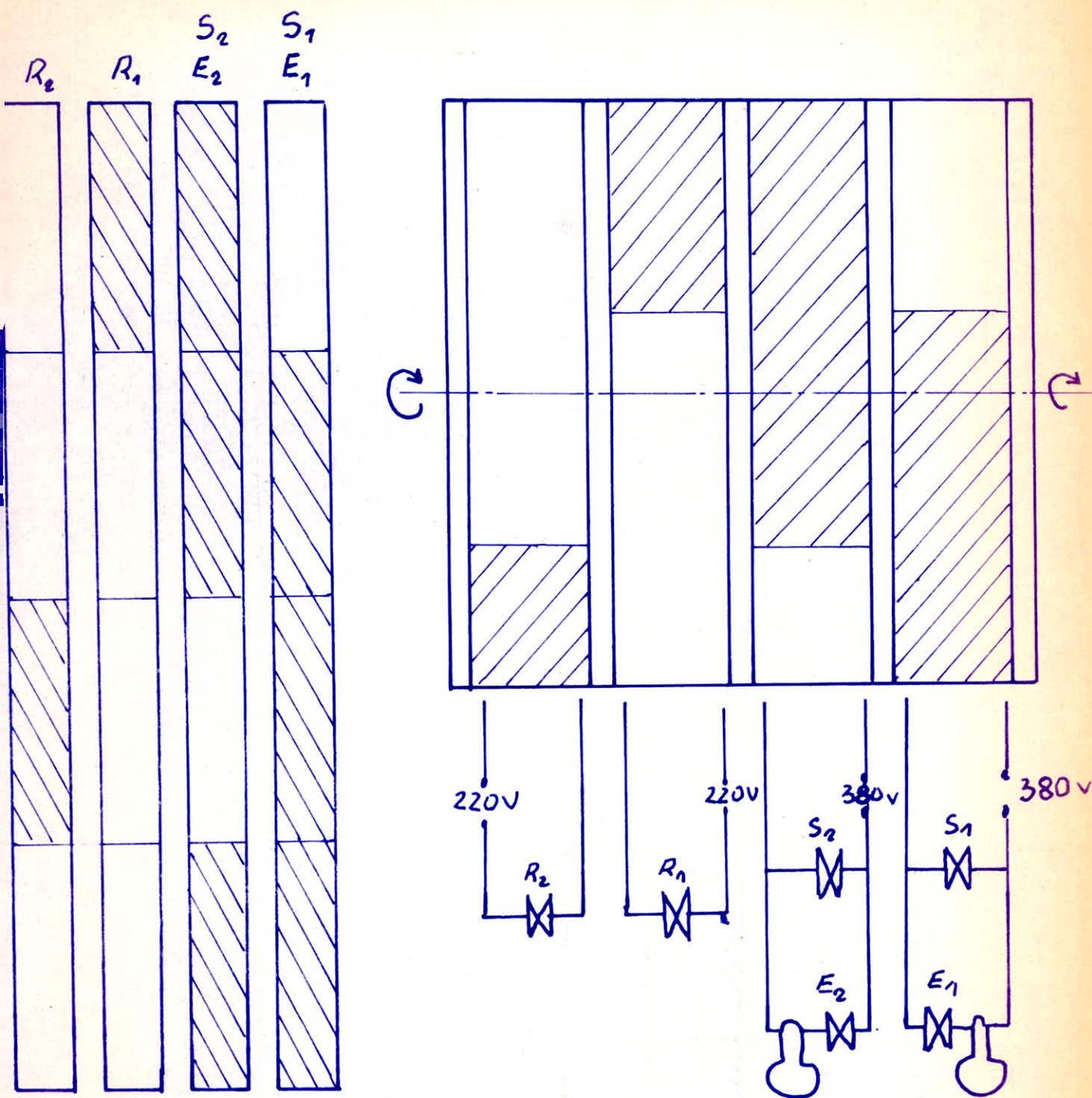
Pour faire fonctionner les vannes à la manière décrite ci-dessus, on a procédé de la manière suivante.

Un tambour muni de 4 cames en cuivre est actionné par un moteur. La vitesse de rotation du tambour est réduite par un système de poulies.

On représente devant chaque came deux lames de cuivre reliées à une vanne et à la source; ainsi si la came n'est pas isolée le contact électrique est assuré, la vanne fonctionne.

Schematisons le fonctionnement des vannes pendant un cycle.

	VANNE 1		VANNE 2		VANNE 3		VANNE 4	
	E ₁	R ₁	E ₂	R ₂	S ₁		S ₂	
Introduction de l'eau	0	F	F	0	0		F	
Repos 1	F	0	F	0	F		F	
Intruduction-kero	F	0	0	F	F		0	
Repos 2	F	0	F	0	F		F	



Partie hachurée = Partie isolée

Schéma de fonctionnement des vannes

(Fig 9a)

0 = OUVERT

F = FERME

On constate que E1 et S1 ont un même rôle, ainsi que E2 et S2. Ainsi les couples, (E1, S1) sont en parallèle même chose pour (E2, S2).

E1 et E2 fonctionnent sous une tension de 220 V, par contre S1 et S2 sous tension de 380V.

Pour faire fonctionner E1 et S1 en parallèle, sous une tension de 380 V, on a introduit en série avec E1 une lampe de 15 watts.

La came 1 (voir figure à commandes E1 et S1

" " 2 " E2 et S2

" " 3 " R2

" " 4 " R1

Pour avoir le fonctionnement de chaque vanne suivant le cycle, on a isolé la came correspondante aux endroits convenables.

Chaque came à un diamètre de 93 mm, soit une circonférence de 292 mm, suivant la vitesse de rotation du tambour, on peut faire varier la durée d'un cycle c'est-à-dire la durée d'introduction des liquides.

Le temps d'introduction de l'eau et du kérosène est égale, correspondant au quart du cycle.

Le temps de repos est double du temps d'introduction d'un liquide.

2 - 2 - 2 - 4 Thermocouples

Les thermocouples utilisés pour nos mesures sont des thermocouples cuivre constantan.

- 2 - 3 TECHNIQUES DE MESURES -

2 - 2 - 3 - 1 Débits

Les débits sont mesurés de façon classique avec un chronomètre et une éprouvette graduée. L'erreur est assez appréciable.

De plus il nous a été impossible de maintenir les débits constants et cela pour plusieurs raisons.

D'une part il arrivait que les filtres situés à l'entrée des électrovannes bouchaient avec les impuretés contenues dans les deux liquides et cela se traduisait par des diminutions de débits.

D'autre part, par manque de quantités suffisantes de kérosène, il arrivait que la hauteur de kérosène dans le bac d'introduction diminuait au cours de l'expérience, entraînant ainsi une diminution de pression et par conséquent une diminution de débit.

2 - 2 - 3 - 2 Températures

Les mesures de températures sont faites au moyen de thermocouples et de thermomètres.

Pour les températures d'entrée et de sortie des deux liquides, ces mesures sont données par des thermomètres convenablement placés.

Par contre pour les températures le long de la colonne les mesures sont faites aux moyens de thermocouples préalablement étalonnés et placés

.../...

au niveau des plateaux perforés (voir figure)

Ces thermocouples sont reliés à un enregistreur philips à 12 voies. Notons que ces thermocouples ont été étalonnés, une fois avec jonction de référence à température ambiante.

En traçant les courbes d'étalonnage

$$T = T_{\text{intérieur}} - T_{\text{jonction de référence}} = F(\text{tension})$$

Nous avons constaté que les deux droites n'étaient pas très éloignées.

Ainsi pour des facilités d'installation nous avons opté pour la jonction de référence à la température ambiante moyennant une erreur de 7%.

Cependant si cela nous a facilité l'installation, elle nous a compliqué par contre les mesures. En effet il fallait prendre la température de chaque jonction de référence, ce qui est très difficile et là aussi nous avons simplifié en ne prenant qu'une température moyenne avec tout le risque de l'imprécision.

2 - 2 - 3 - 3 Mesure et contrôle des interfaces :

La formation des interfaces a été trouvée par pur hasard. En effet cette formation d'interfaces est fonction du diamètre des orifices, de la pression qu'exercent les fluides de part et d'autre du plateau et surtout des tensions interfaciales.

eau-PMMA

kérosène-PMMA

C'est donc tout à fait au hasard que nous avons choisi les bons paramètres qui réalisent ces interfaces.

Le maintien a été très difficile car il suffirait d'une petite variation de pression, par exemple une augmentation de débit à l'entrée par rapport à celui de la sortie pour entraîner obligatoirement une variation de la hauteur des interfaces.

Au cours de nos expériences nous avons essayé de maintenir à la mesure du possible ces interfaces à leur niveau initial c'est-à-dire à égale distance entre deux plateaux. Notons également que l'une des principales causes de variation des interfaces était une aspiration des vannes pendant le temps de refoulement et surtout à l'arrêt de l'expérience.

Les hauteurs étaient relevées en vue de la construction des profils de températures.

ETALONNAGE DES THERMOCOUPLES AVEC DES SOUDURES FROIDES MAINTENUES A 0°C

Thermocouple:1		Thermocouple:2		Thermocouple:1		Thermocouple:2	
T. °C	V. mv						
21,1	0,727	32,6	1,28	50,5	2,02	60,5	2,49
22,5	0,881	33,75	1,328	51,6	2,06	61,5	2,525
23,9	0,936	35	1,352	52,7	2,105	63,3	2,6
25,4	1	36,4	1,38	53,9	2,15	64,3	2,645
26,7	1,054	37,7	1,42	54,9	2,2	65,1	2,68
28,1	1,108	39	1,474	55,8	2,28	66	2,71
29,5	1,148	40,2	1,524	56,9	2,335	66,9	2,75
30,9	1,22	41,5	1,576	57,9	2,375	67,6	2,79
32,2	1,264	42,7	1,624	58,9	2,41	68,4	2,81
34,3	1,34	45,2	1,73	59,9	2,45	69,2	2,86
35,6	1,4	46,4	1,864	60,9	2,49	70	2,9
36,9	1,448	47,7	1,92	61,9	2,545	70,7	2,93
38,2	1,5	48,9	1,975	62,8	2,57	71,4	2,965
39,5	1,56	50	2,015	63,7	2,6	72,1	2,995
40,8	1,606	51,1	2,07	64,6	2,625	72,7	3,015
42	1,66	52,3	2,125	65,4	2,655	73,4	3,05
43,2	1,716	53,4	2,175	67,2	2,72	74,6	3,11
44,5	1,76	55,4	2,26	68,8	2,85		
45,7	1,92	56,4	2,31	70,2	2,925		
47	1,26	57,5	2,35	72,3	3,015		
48,2	1,315	58,5	2,4	73,6	3,07		
49,3	1,36	59,5	2,45	74,8	3,13		

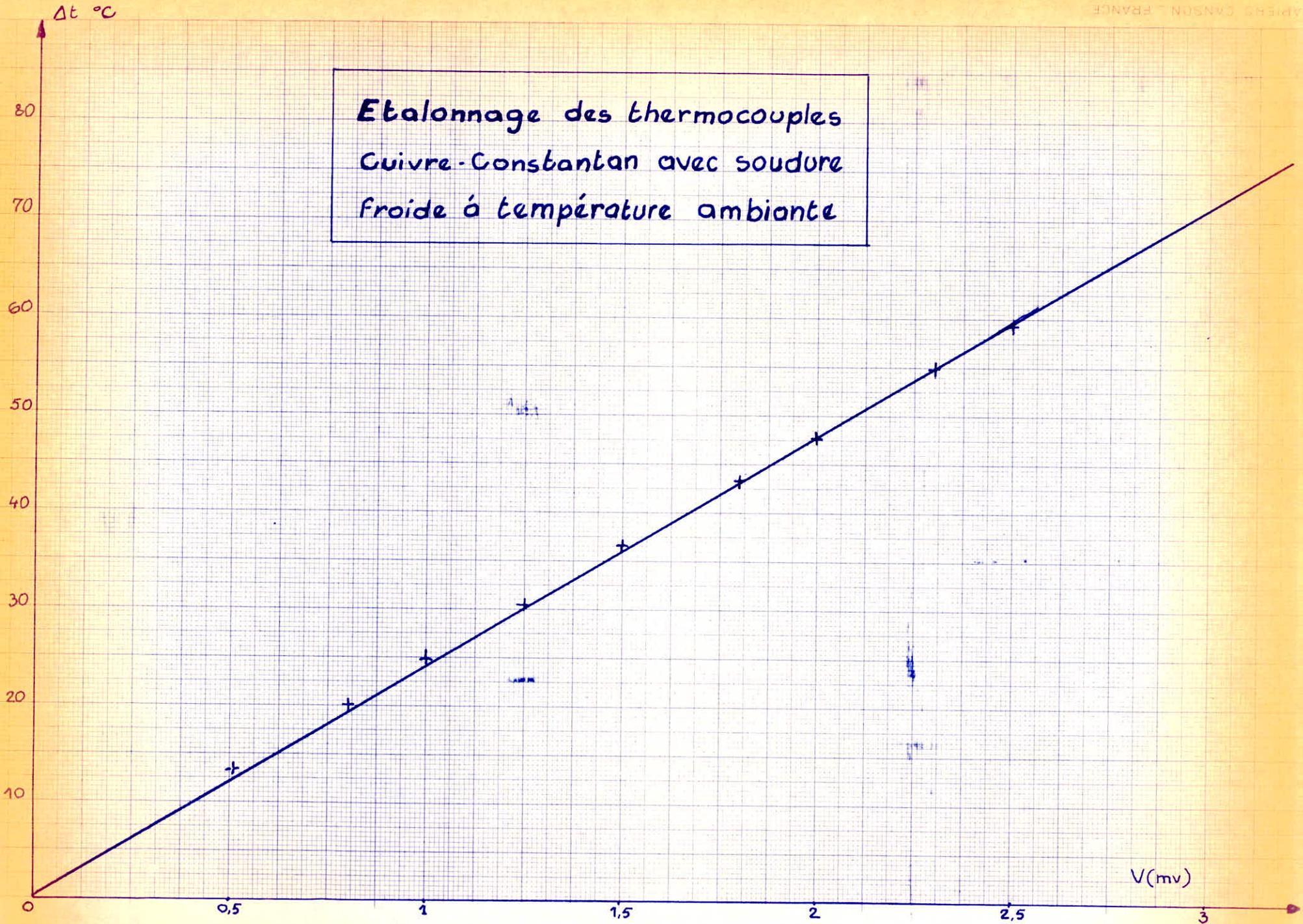
ETALONNAGES DES THERMOCOUPLES AVEC LES SOUDURES FROIDES A LA TEMPERATURE AMBIANTE

V. mv	T: chaude °C	T: Froide °C	ΔT °C		V. mv	T: chaude °C	T: froide °C	ΔT °C
0,295	20,8	13,45	6,35		1,07	41,8	15,3	26,5
0,33	21,6	13,45	8,15		1,096	42,35	15,4	26,95
0,392	23	13,4	9,6		1,116	42,9	15,5	27,4
0,408	23,7	13,5	10,2		1,13	43,5	15,55	27,95
0,43	25,05	13,5	11,55		1,16	44,1	15,55	28,45
0,44	25,8	13,55	12,25		1,194	44,6	15,4	29,2
0,48	26,4	13,55	12,85		1,22	45,2	15,3	29,9
0,51	27,1	13,7	13,4		1,25	45,8	15,25	30,55
0,53	27,8	13,8	14		1,268	46,3	15,2	31,1
0,54	28,5	13,95	14,55		1,26	46,9	15,35	31,55
0,575	29,15	14	15,15		1,3	47,4	15,4	32
0,629	30,5	14,15	16,35		1,336	48	15,35	32,65
0,67	31,6	14,3	17,3		1,36	48,5	15,25	33,25
0,735	32,9	14,35	18,55		1,382	49,1	15,2	33,9
0,805	34,25	14,15	20,1		1,418	49,6	15,2	34,4
0,863	35,5	14,1	21,4		1,44	50,1	15,2	34,9
0,93	37,7	14,7	23		1,46	50,6	15,15	35,45
0,942	38,4	14,9	23,5		1,492	51,4	15	36,4
0,96	38,9	15	23,9		1,5	51,7	15	36,7
0,986	39,5	15,1	24,4		1,53	52,1	15	37,1
1,008	40,1	15,15	24,95		1,558	52,6	15	37,6
1,016	40,6	15,3	25,3		1,578	53,1	15	38,1
1,054	41,2	15,3	25,9		1,6	53,7	15	38,7

ETALONNAGE DES THERMOCOUPLES AVEC LES SOUDURES FROIDES A LA TEMPERATURE AMBIANTE (Suite)

V. mv	T: chaude °C	T: froide °C	ΔT °C		V. mv	T: chaude °C	T: froide °C	ΔT °C
1,62	54,1	15,1	39		2,225	68,7	15,6	53,1
1,64	54,7	15	39,7		2,26	69,5	15,7	53,8
1,662	55,1	15	40,1		2,3	70,3	15,5	54,8
1,678	55,7	15,2	40,5		2,325	70,8	15,6	55,2
1,7	56,2	15,2	41		2,35	71,4	15,6	55,8
1,72	56,7	15,25	41,45		2,375	72	15,55	56,45
1,74	57,1	15,2	41,9		2,42	72,85	15,5	57,35
1,762	57,6	15,2	42,4		2,45	73,2	15,3	57,9
1,78	58	15,15	42,85		2,455	74,3	15,35	58,95
1,8	58,5	15,15	43,35		2,45	74	15,9	58,1
1,82	59	15,15	43,85		2,48	74,4	15,8	58,6
1,84	59,4	15,3	44,1		2,5	74,9	15,7	59,2
1,86	59,9	15,3	44,6		2,515	75,4	15,7	59,7
1,888	60,3	15,2	45,1		2,545	75,9	15,6	60,3
1,903	61	15,2	45,8		2,55	76,3	15,6	60,7
1,94	61,9	15,2	46,7		2,57	76,7	15,6	61,1
1,99	62,7	15,1	47,6		2,69	77,1	15,8	61,3
2,02	63,8	15,3	48,5		2,6	77,55	16,1	61,45
2,05	64,6	15,5	49,15		2,61	77,9	16	61,9
2,09	65,4	15,35	50,05		2,645	78,3	15,8	62,5
2,12	66,1	15,4	50,7					
2,15	66,8	15,5	51,3					
2,19	67,6	15,4	52,2					

Etalonnage des thermocouples
Cuivre-Constantan avec soudure
froide à température ambiante



CHAPITRE 3.

PARTIE EXPERIMENTALE

3.1. Expression des coefficient de transfert.

3.1.1. Expressions

3.1.2. Comparaison

3.2. Interpretation et discussion des resultats.

3.2.1. Influence du rapport R des débits calorifiques

3.2.2. Influence de la surface libre

3.2.3. Influence du diametre des orifices

3.2.4. Influence du nombre de plateaux

3.2.5. Influence des écarts de temperatures d'entrée des deux phases

3.3. Amelioration des mesures au niveau de l'installation.

DETERMINATION DE LA RELATION DONNANT LE COEFFICIENT
DE TRANSFERT

Le bilan calorifique global entre une section quelconque où les températures des deux phases sont T_e et T_k et le haut de la colonne où ces températures sont T_{sk} et T_{se} s'écrit :

$$(\rho C_p Q)_e (T_{se} - T_e) = (\rho C_p Q)_k (T_{sk} - T_k)$$

Le bilan local s'écrit pour une tranche d'échangeur de hauteur dZ .

$$(\rho C_p Q)_k dT_k = h (T_e - T_k) a \Omega dZ$$

où Ω = aire de la section droite de la colonne.

a = aire de contact par unité de volume de la colonne.

$$ha = \frac{(\rho C_p Q)_k dT_k}{-\Omega dZ (T_e - T_k)}$$

si les profils sont linéaires et parallèles

$$ha = \frac{(\rho C_p Q)_k \Delta T_k}{-\Omega Z (T_{se} - T_{sk})}$$

si les profils ne sont pas linéaires on prendra la moyenne logarithmique

$$ha = \frac{(\rho C_p Q)_k \Delta T_k}{-\Omega Z \Delta T_{\log}}$$

avec

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_{ek} - T_{se}) - (T_{sk} - T_{ee})}{\text{Log} \frac{T_{ek} - T_{ee}}{T_{sk} - T_{se}}}$$

Pour calculer le coefficient relatif à une surface le problème se trouve très compliqué par la difficulté d'évaluation de l'aire interfaciale. En effet on distingue trois types de surfaces de contact :

1°) La surface de contact offerte par les gouttes d'eau pendant un quart de période (S')

2°) La surface de contact offerte par les gouttes de kérosène pendant un autre quart de période (S'')

3°) La surface de contact offerte par les différentes interfaces pendant toute la période (S_0)

On pourra calculer en définitive pour un étage pratique, un coefficient de transfert moyen donné par la relation suivante :

$$h_m = \frac{T (\rho C_p Q)_k \Delta T_k}{(S' + S'' + S_0) \Delta T_{\log}}$$

Où T est la période de dispersion

Si on distingue par $n_e, s_e, dg_e, u_e, n_k, s_k, dg_k,$ et $u_k,$ respectivement le nombre, la surface, le diamètre et la vitesse des gouttes d'eau et de kérosène, et si on désigne par Z_e et Z_k les hauteurs respectives des deux phases et ceci entre les deux plateaux considérés, alors les expressions des surfaces de contact seront données par :

$$S' = \frac{n_e s_e T_e}{4} \cdot \frac{Z_k}{u_e} = \frac{3 T}{2} \cdot \frac{Q_e Z_k}{u_e dg_e}$$

$$S'' = \frac{n_k s_k T_k}{4} \cdot \frac{Z_e}{u_k} = \frac{3 T}{2} \cdot \frac{Q_k Z_e}{u_k dg_k}$$

$$S_o = T \frac{\pi D^2}{4}$$

Finalement hm s'écrira :

$$hm = \frac{T (C_p/Q)_k T_k}{\left[\frac{3 Q_e Z_k}{2 U_e dg_e} + \frac{3 Q_k Z_e}{2 dg_k U_k} + \frac{\pi D^2}{4} \right] \Delta T \log}$$

Naturellement cette relation sera différente suivant le régime d'écoulement des gouttes.

REGIME DE STOKES

$$U_e = \frac{g (f_e - f_k) dg_e^2}{18 \eta_k}$$

$$U_k = \frac{-g (f_k - f_e) dg_k^2}{18 \eta_e}$$

$$hm = \frac{(C_p/Q)_k \Delta T_k}{\left[\frac{3}{2} \cdot \frac{Q_e Z_k}{\frac{g (f_e - f_k) dg_e^2}{18 \eta_k}} + \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_k Z_e}{\frac{-g (f_k - f_e) dg_k^2}{18 \eta_e}} + \frac{\pi D^2}{4} \right] \Delta T \log}$$

$$hm = \frac{\Delta T_k}{\left[2,75 \frac{R Z_k}{(f_e - f_k) dg_e^3} + 8,6 \frac{Z_e}{(f_e - f_k) dg_k^3} + \frac{246}{Q_k} \right] \Delta T \log}$$

Regime de Newton

$$U_e = \left[3,03 g \frac{(\rho_e - \rho_k)}{\rho_k} d g_e \right]^{1/2}$$

$$U_k = \left[3,03 g \frac{(\rho_e - \rho_k)}{\rho_e} d g_k \right]^{1/2}$$

d'où

$$h_m = \frac{\Delta T_k}{\left[\frac{0,275 Z_k R}{\left(\frac{\rho_e - \rho_k}{\rho_k} \right)^{1/2} d g_e^{3/2}} + \frac{0,86 Z_e}{\left(\frac{\rho_e - \rho_k}{\rho_e} \right)^{1/2} d g_k^{3/2}} + \frac{246}{Q_k} \right] \Delta T_{\log}}$$

Regime d'écoulement des gouttes

En prenant les conditions extrêmes de formatin et d'écoulement des gouttes

Nous trouvons:

$$X_e = \frac{4}{3} (\rho_e - \rho_k) \rho_k g \frac{d g_e^3}{\eta_k^2} = 99$$

$$X_k = -\frac{4}{3} (\rho_k - \rho_e) \rho_e g \frac{d g_k^3}{\eta_e^2} = 925$$

Par conséquent dans tous les cas l'écoulement est intermediaire et les expressions de vitesses seront données par Allen.

$$U_e^{1,4} = \frac{4}{55,5} \frac{g(\rho_e - \rho_k)}{\eta_k^{0,6} \rho_k^{0,4}} d g_e^{1,6}$$

$$U_k^{1,4} = \frac{4}{55,5} \frac{g(\rho_e - \rho_k)}{\eta_e^{0,6} \rho_e^{0,4}} d g_k^{1,6}$$

d'où

$$h_m = \frac{\Delta T_k}{\left[0,714 \frac{R \cdot Z_k \eta_k^{0,428} \rho_k^{0,286}}{(\rho_c - \rho_k)^{0,714} d_{g_e}^{2,14}} + 0,223 \frac{Z_e \eta_e^{0,428} \rho_e^{0,286}}{(\rho_c - \rho_k)^{0,714} d_{g_k}^{2,14}} + \frac{245,3}{Q_k} \right] \Delta T_{\text{Log}}}$$

Les valeurs calculées de ces coefficients moyens "hm" se trouvent dans les tableaux. Pour les mesures des diamètres des gouttes nous avons utilisé un appareil photographique. Les particules apparaissent clairement sur les photos mais l'évaluation de leur diamètre est rendue difficile et imprécise par les déformations que subissent ces derniers et plus particulièrement celles du kérosène étant plus légères et ascendantes. Les gouttes de kérosène sont plus grosses et subissent en plus des déformations très prononcées des ruptures pendant leur séjour dans le fluide continu.

VALEURS DES COEFFICIENTS " ha "

$\beta = 2,08\%$; $d=4mm$; $N'=3$; $Z=110$.

R	Tee °C	Tse °C	Tek °C	Tsk °C	Tk °C	T log °C	ha cal/s.°C.cm ³	ha kcal/h.°C.cm ³
1,85	56,5	41	23	47,6	24,6	13	0,00151	5436
2,4	56	38	25	45	25	11,9	0,00148	5328
4,3	56	40,5	23	49	26	11,5	0,00159	5724
5,5	56,5	42	25,5	49	23,5	11,45	0,00104	3744

$\beta = 9,88\%$; $d=4mm$; $N'=3$; $Z=110$.

R	Tee	Tse	Tek	Tsk	Tk	T log	ha cal/s.°C.cm ³	ha kcal/h.°C.cm ³
2,78	56	35,5	19	50	31	10,4	0,00236	8496
4,52	56	38	20,5	51	30,5	10	0,00156	5616
7,96	56	41,5	24	58,8	28,8	8,4	0,00089	3204

$\beta = 20,5\%$; $d=4mm$; $N'=3$; $Z=110$.

R	Tee	Tse	Tek	Tsk	Tk	T log	Ha cal/s.°C.cm ³	ha kcal/h.°C.cm ³
1,16	56	39,5	27	40,6	13,6	13,95	0,00097	3492
3,12	56	39	26	48,5	22,5	10	0,00250	9000
12,4	56	46	26	49	23	12,4	0,00062	2232

+ edu
⊕ Kerozene

Fig 9

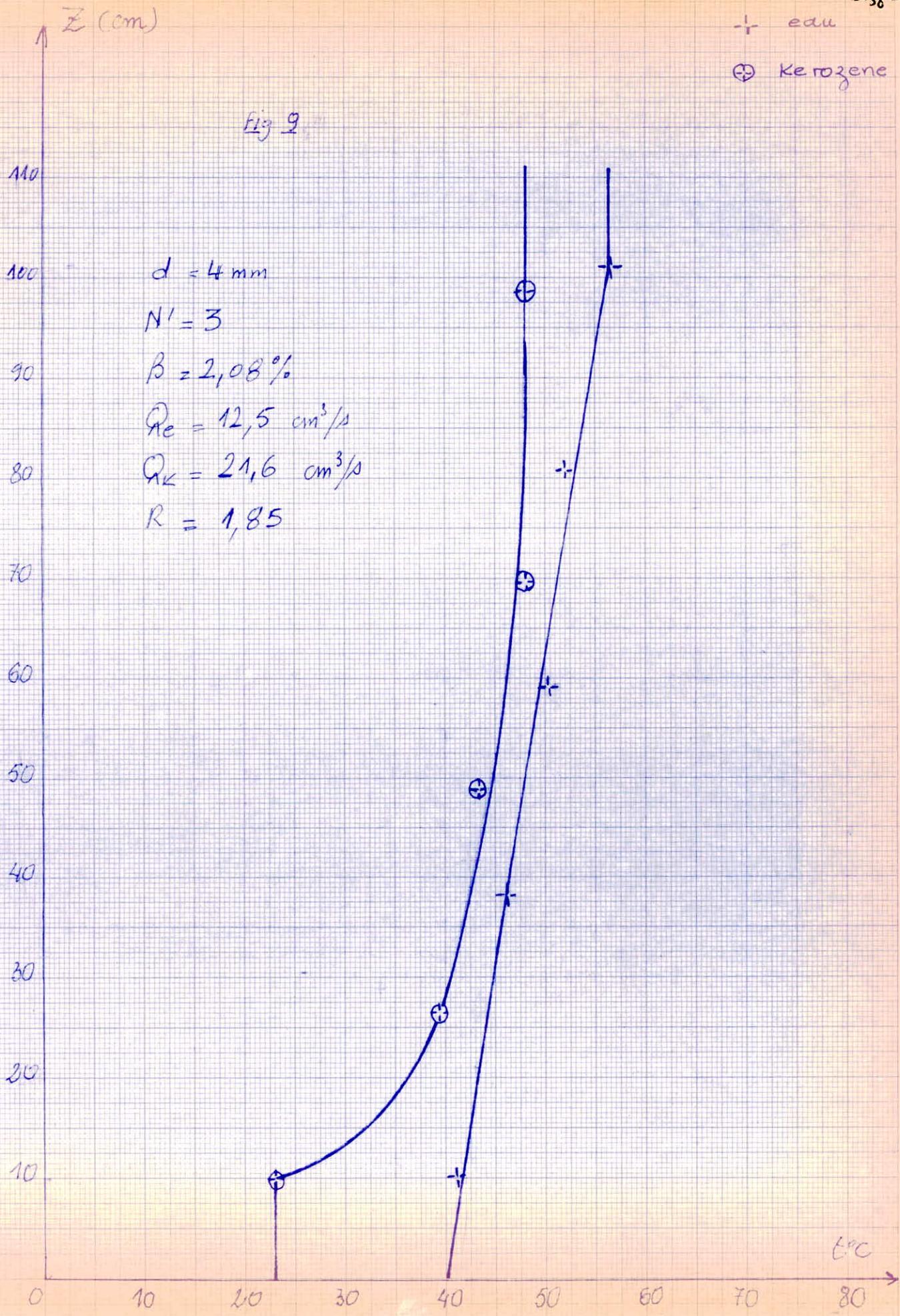


fig. 9'

⊕ kerosene
 + eau

$d = 4 \text{ mm}$
 $N' = 3$
 $\beta = 2,08\%$
 $Q_e = 14 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_k = 19 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $R = 2,4$

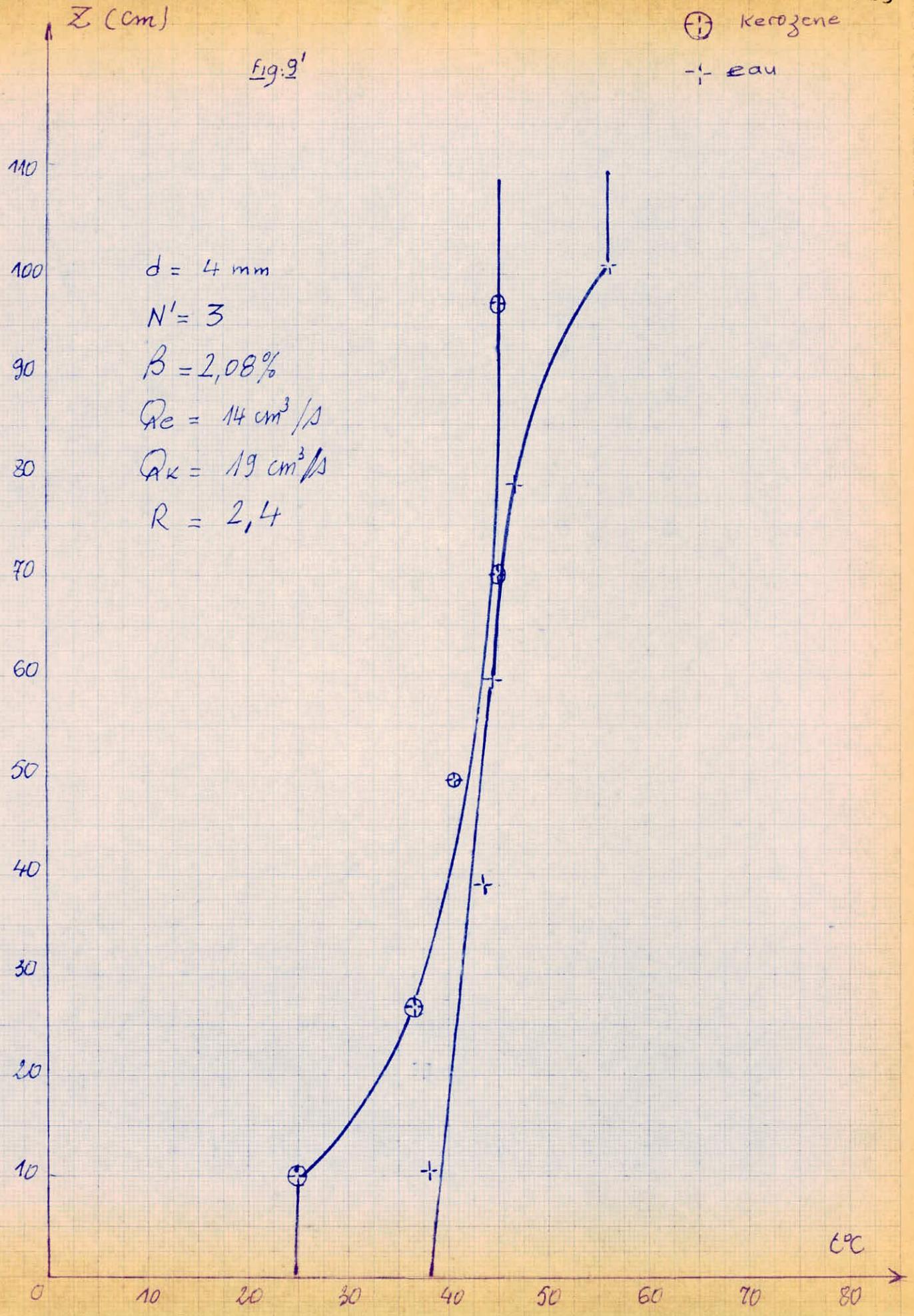


Fig: 9''

+ eau
 ⊕ Kerozene

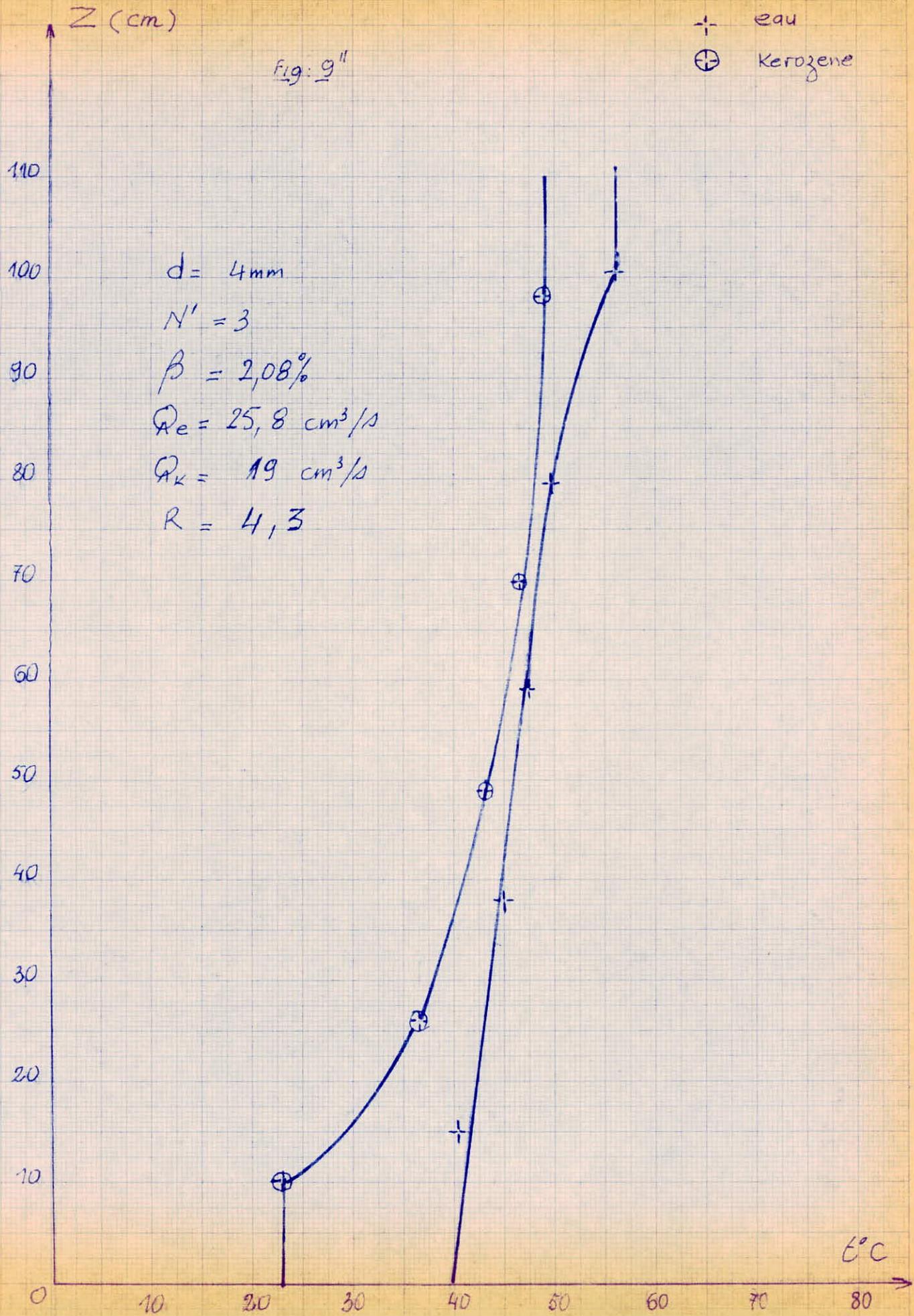
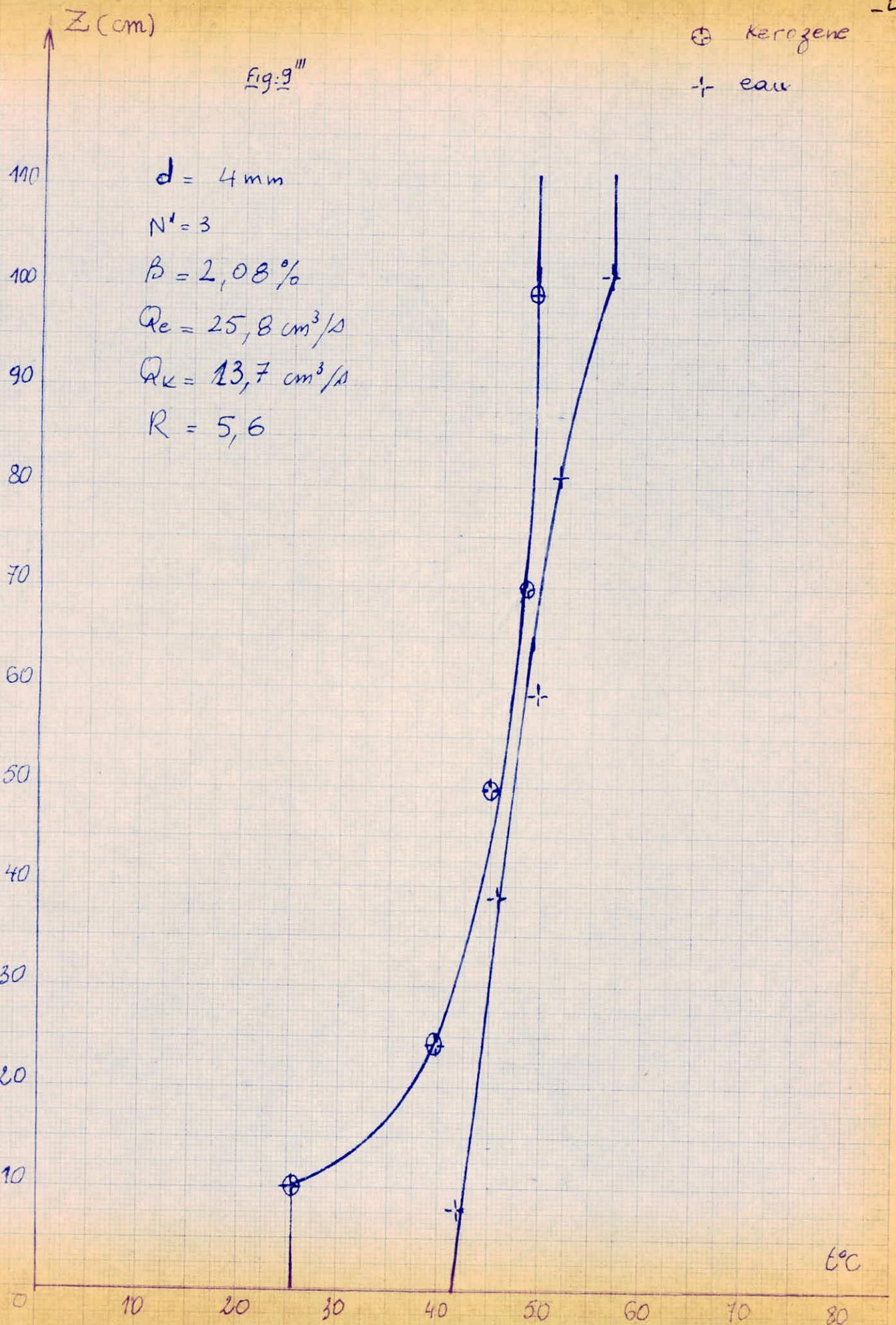


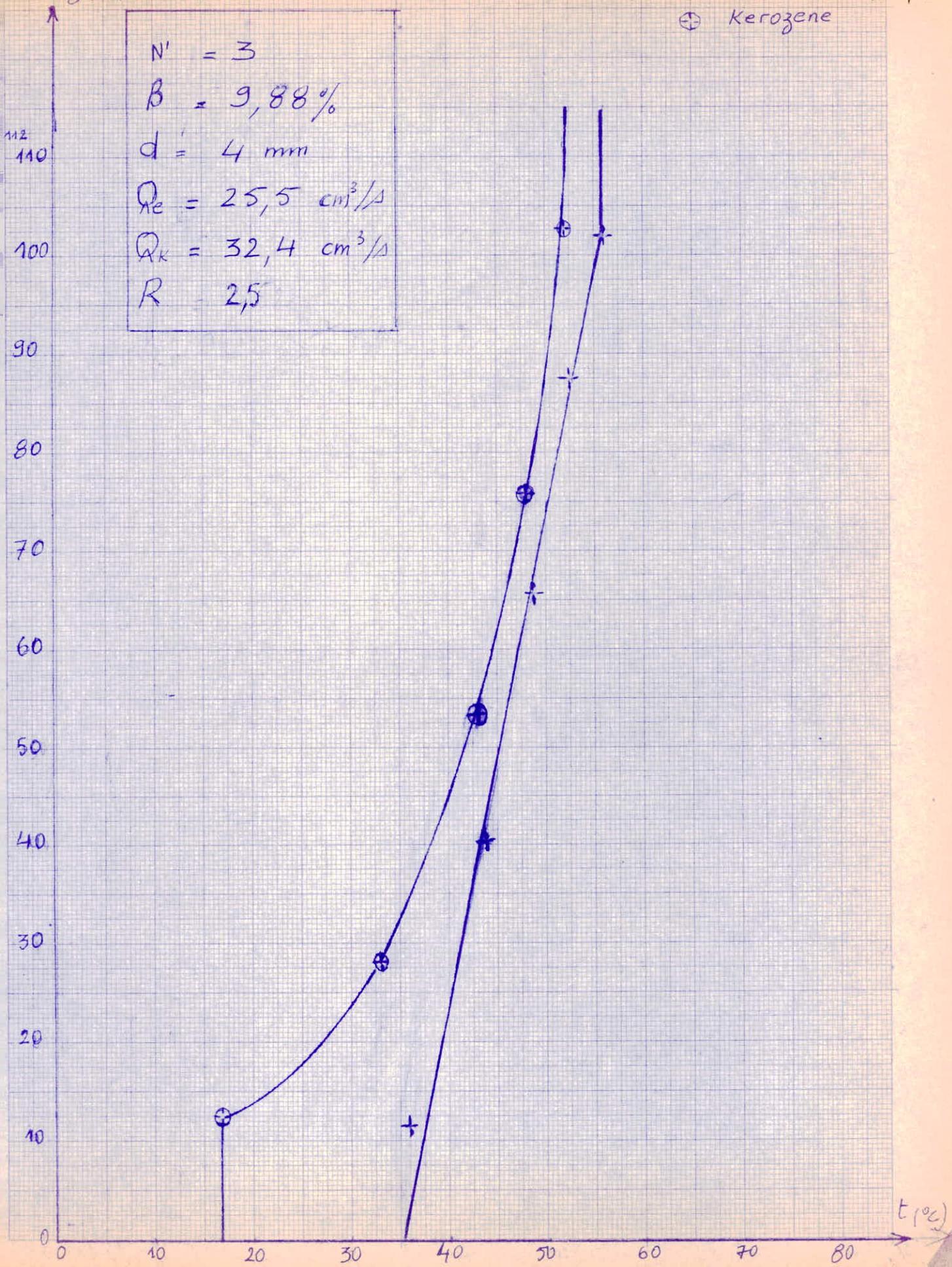
Fig: 9'''

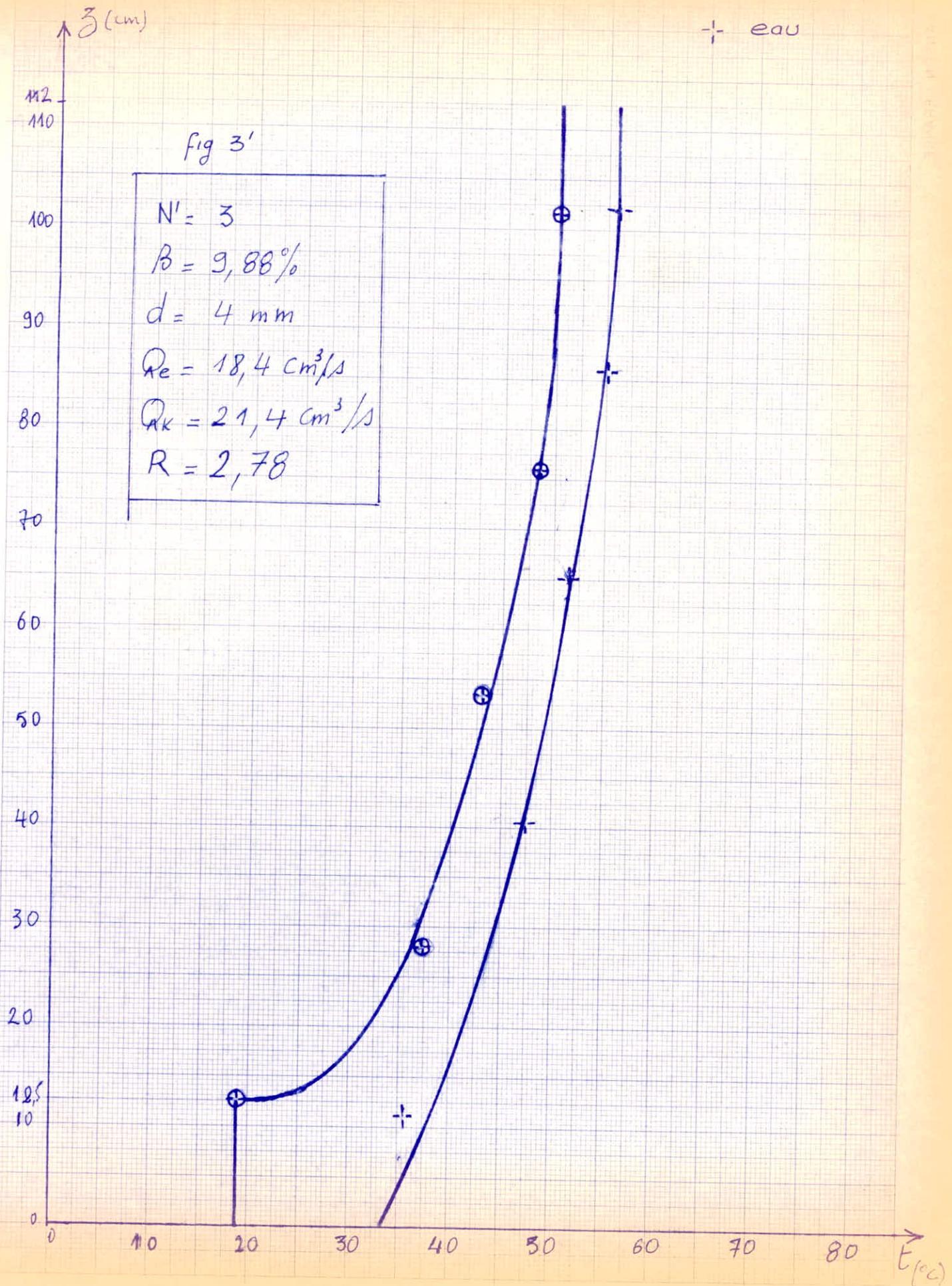
⊕ kérozène

+ eau



$N' = 3$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $Q_{\text{re}} = 25,5 \text{ cm}^3/\Delta$
 $Q_{\text{rk}} = 32,4 \text{ cm}^3/\Delta$
 $R = 2,5$





z (cm)

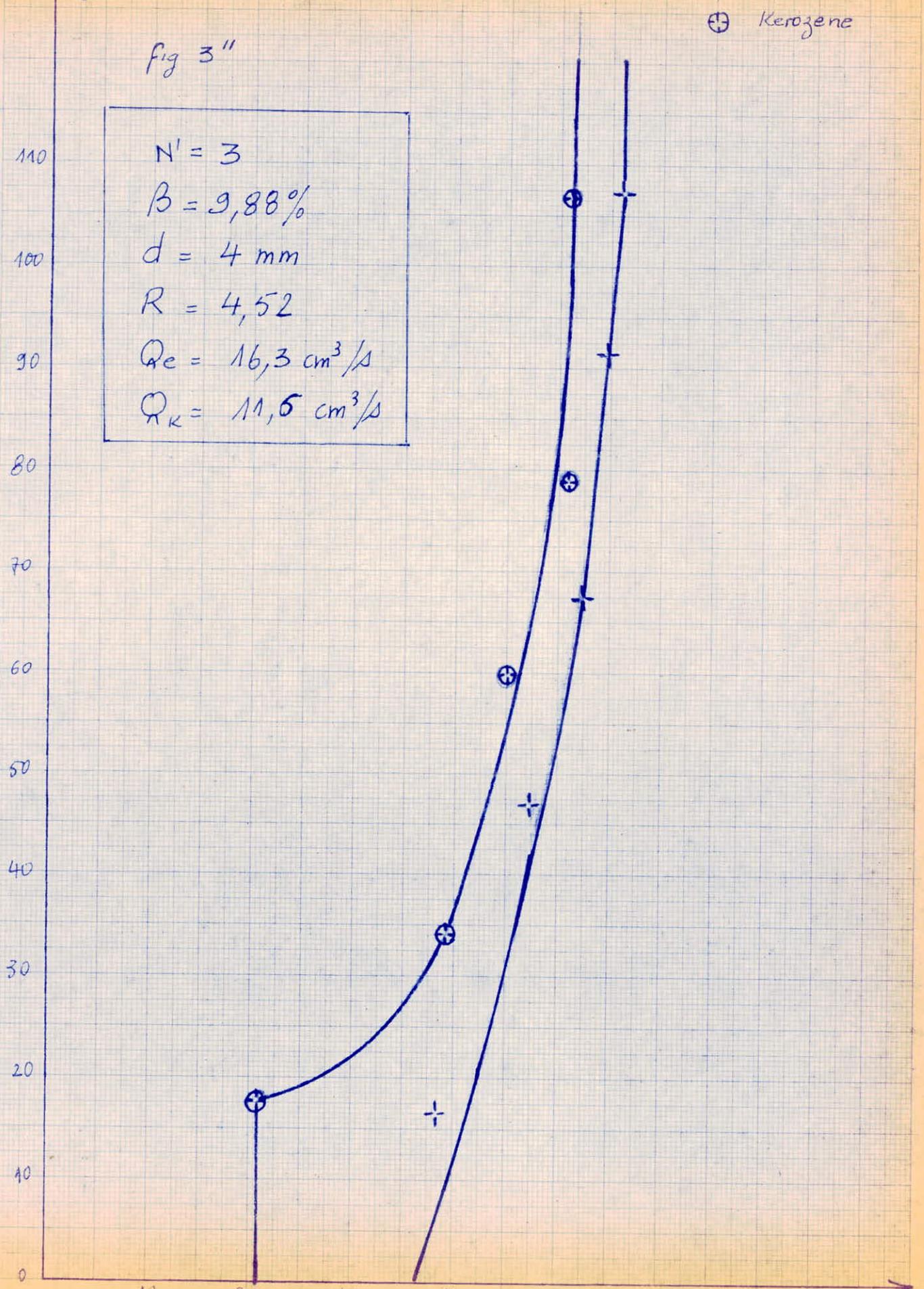
+ eau
⊕ Kerozene

fig 3''

$N' = 3$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $R = 4,52$
 $Q_e = 16,3 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_K = 11,5 \text{ cm}^3/\text{s}$

110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0

10 20 30 40 50 60 70 80 t (°C)

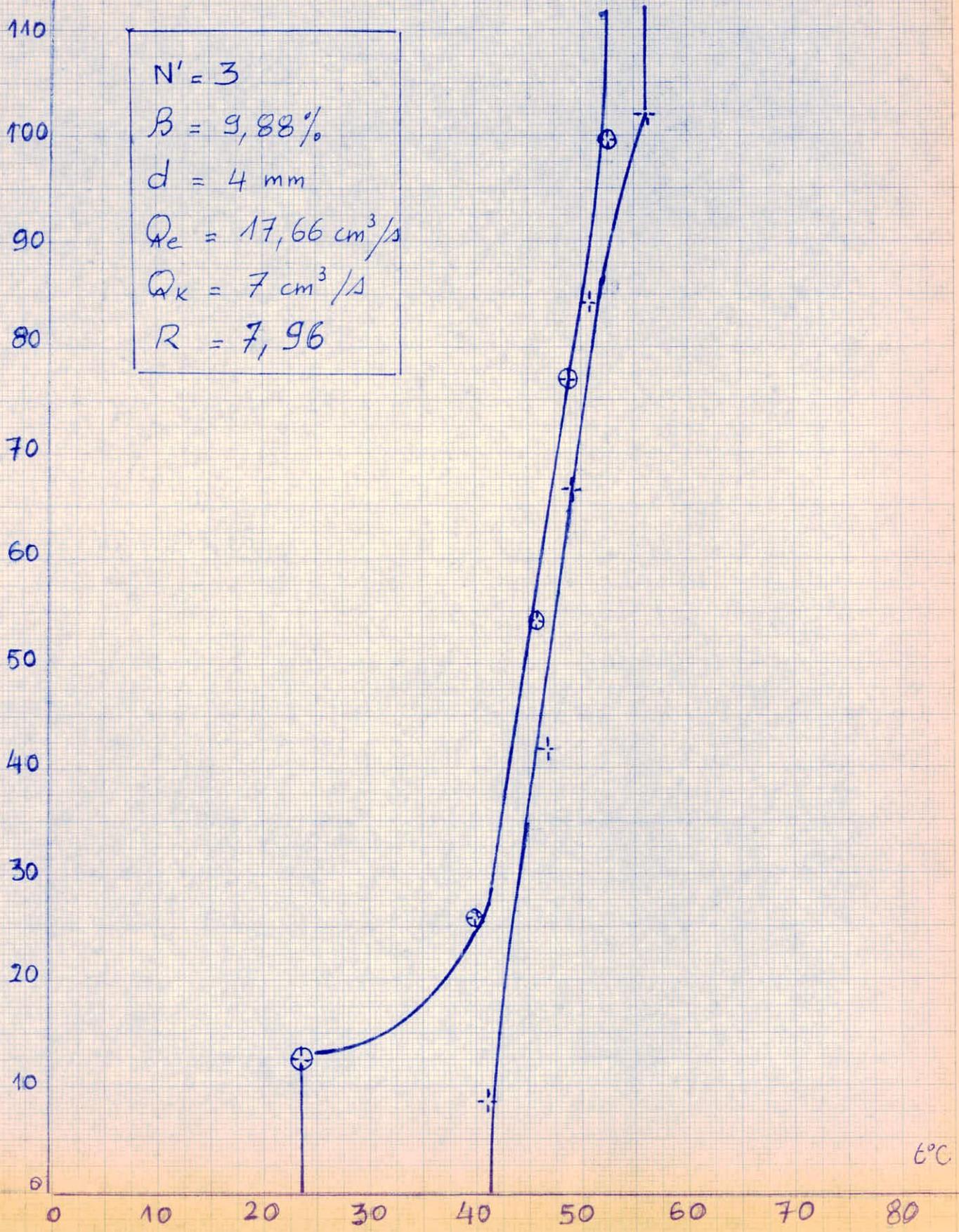


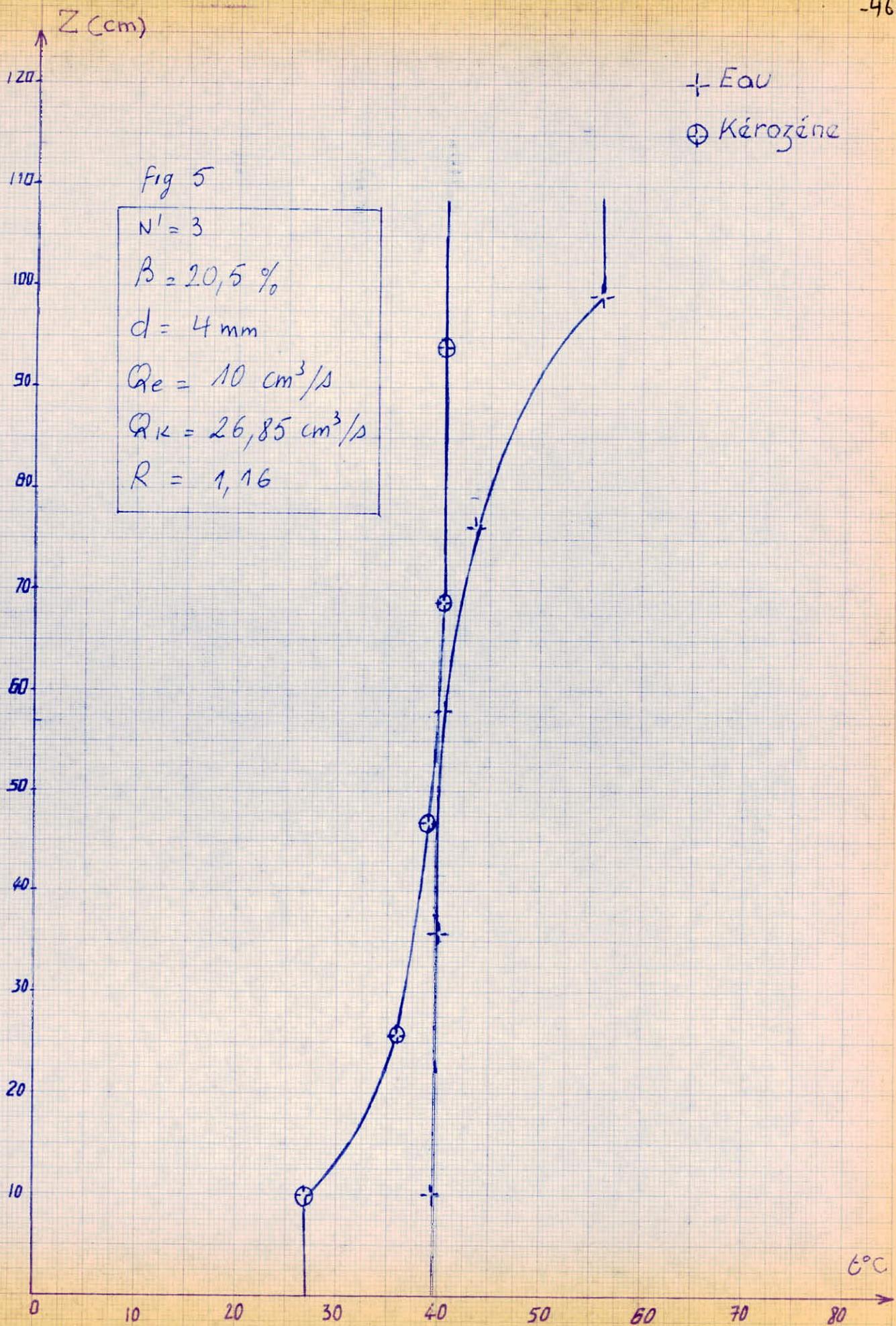
Z (cm)

fig 3'''

+ Eau
⊕ Kérozène

$N' = 3$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $Q_e = 17,66 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_k = 7 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $R = 7,96$



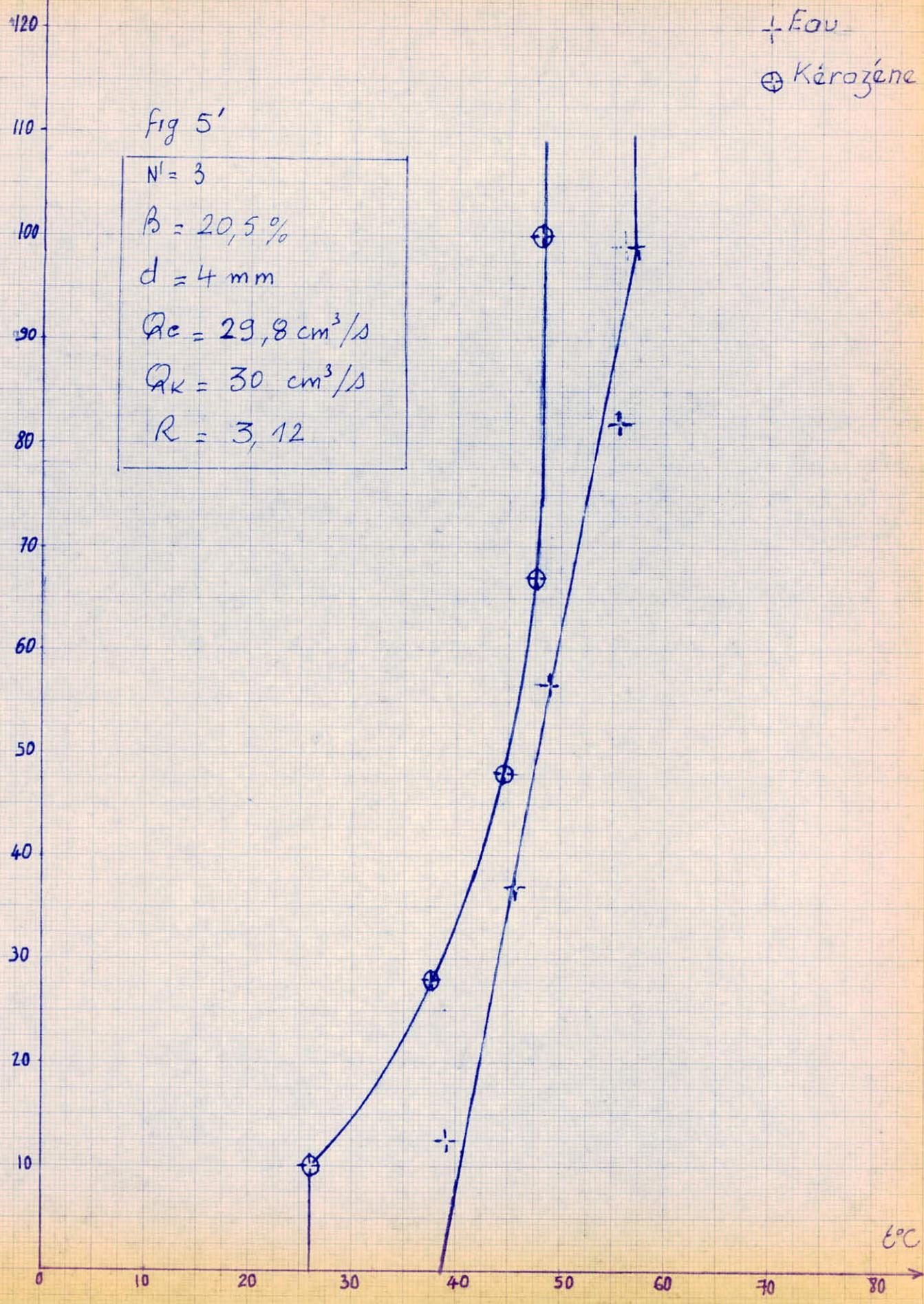


Z (cm)

+ Eau
⊕ Kérozène

fig 5'

$N' = 3$
$\beta = 20,5\%$
$d = 4 \text{ mm}$
$Q_e = 29,8 \text{ cm}^3/\text{s}$
$Q_k = 30 \text{ cm}^3/\text{s}$
$R = 3,12$

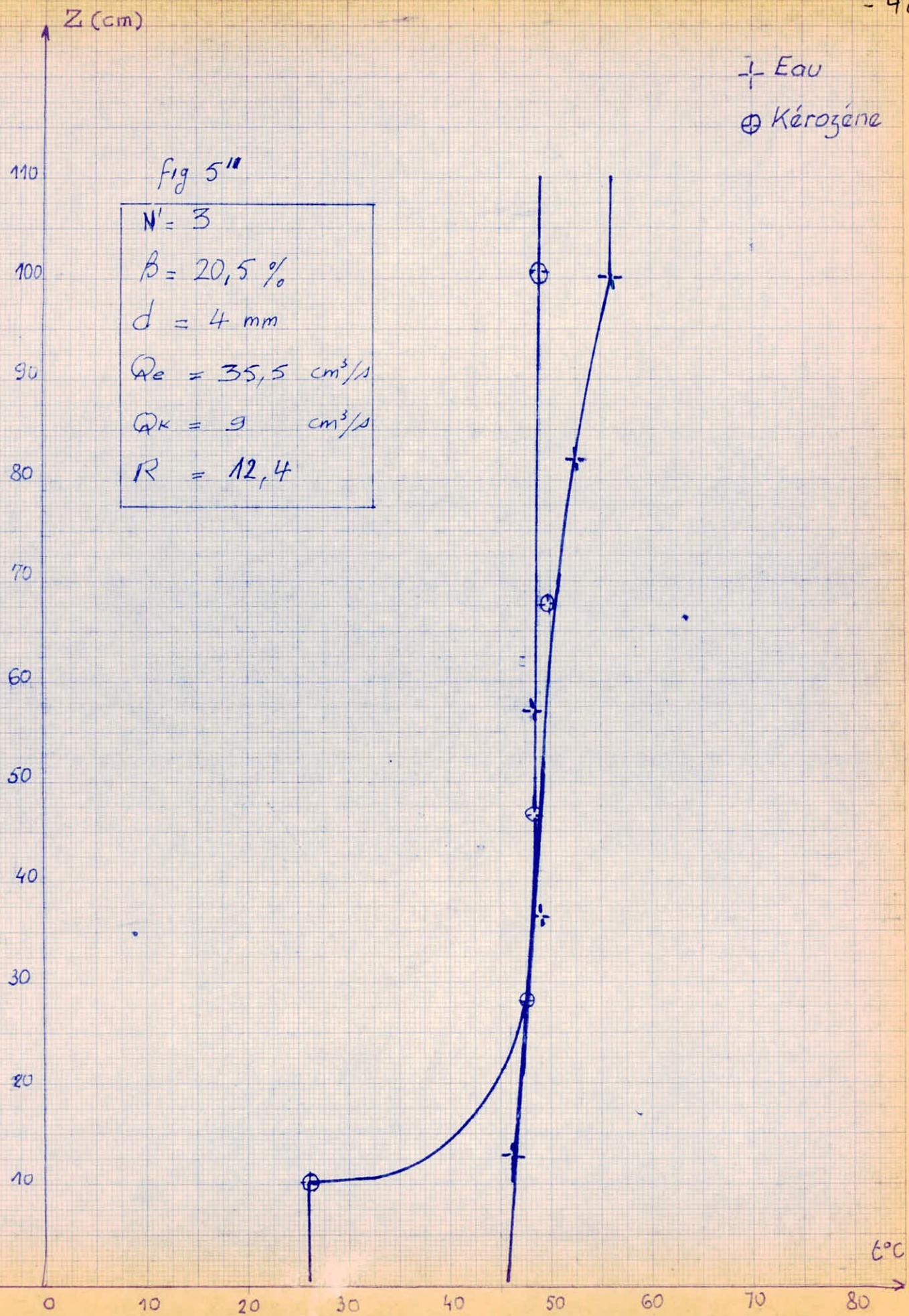


600

⊥ Eau
⊕ Kérozène

fig 5''

$N = 3$
$\beta = 20,5 \%$
$d = 4 \text{ mm}$
$Q_e = 35,5 \text{ cm}^3/\text{s}$
$Q_k = 9 \text{ cm}^3/\text{s}$
$R = 12,4$



VALEURS DES COEFFICIENTS " ha "

$\beta = 9,88 \% , N'=1 , d = 4 \text{ mm} , Z = 62,5 \text{ cm}$

R	Tee °C	Tse °C	Tek °C	Tsk °C	ΔT °C	ΔT_{log} °C	ha (cal/s.°c. cm ³)	ha (kcal/h.°c. m ³)
4,2	57	46	19,5	47	27,5	16,95	0,00318	11448
6	57	46,5	19	48	29	16,6	0,00243	8748

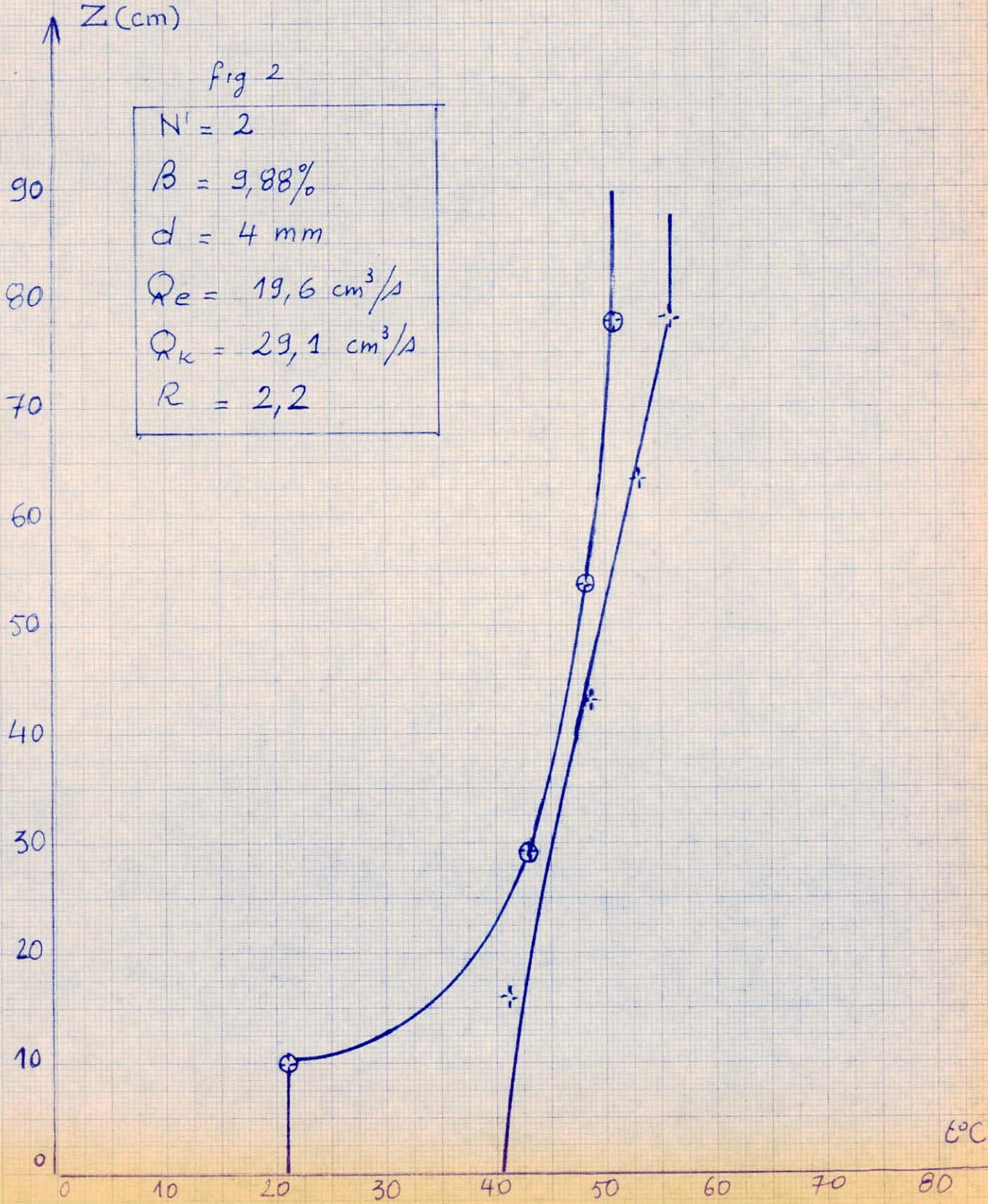
$\beta = 9,88 \% , d = 4 \text{ mm} , N'=2 , Z = 88 \text{ cm}$

R	Tee	Tse	Tek	Tsk	Tk	T log	ha(cal/s.°c cm ³)	ha(kcal/h.°c. m ³)
2,16	56	41	21	51	30	10,8	0,00374	13464
3,2	55,5	42	22	51	29	10,04	0,00258	9288
23,4	56,5	46	19	53	34	11,5	0,00056	2016

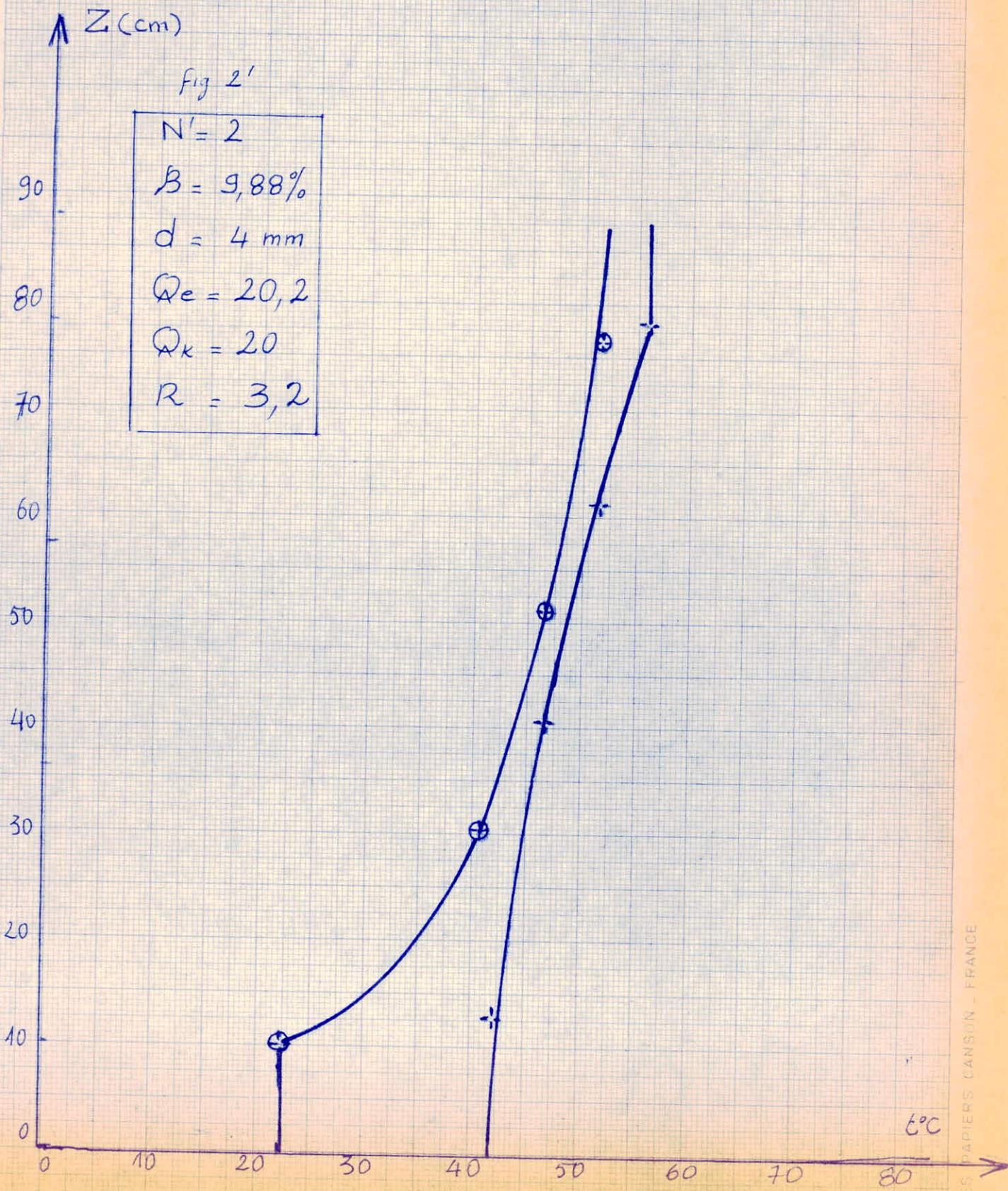
+ Eau
⊕ Kérozène

fig 2

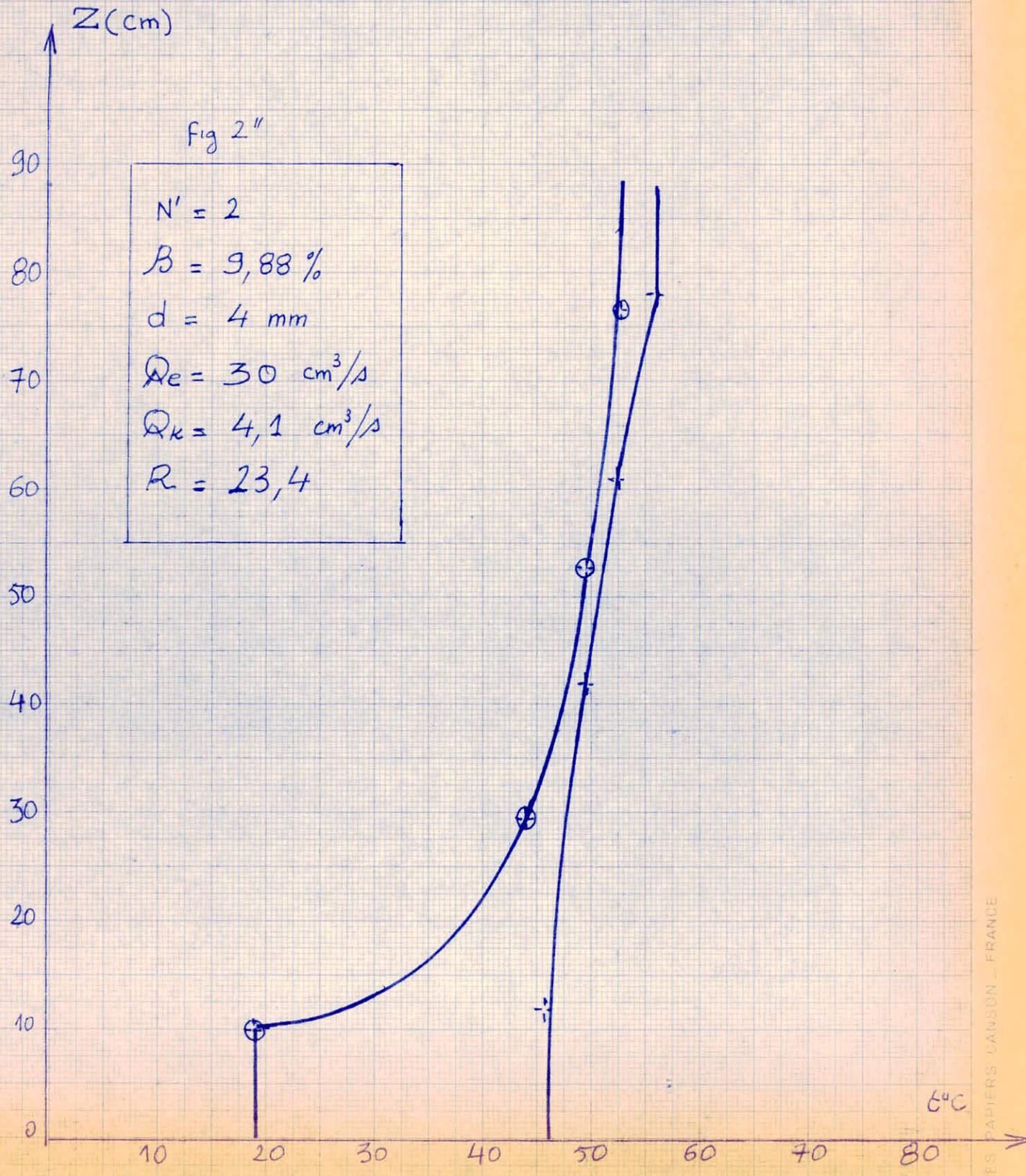
$N' = 2$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $Q_e = 19,6 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_k = 29,1 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $R = 2,2$



+ Eau
⊕ Kérozène

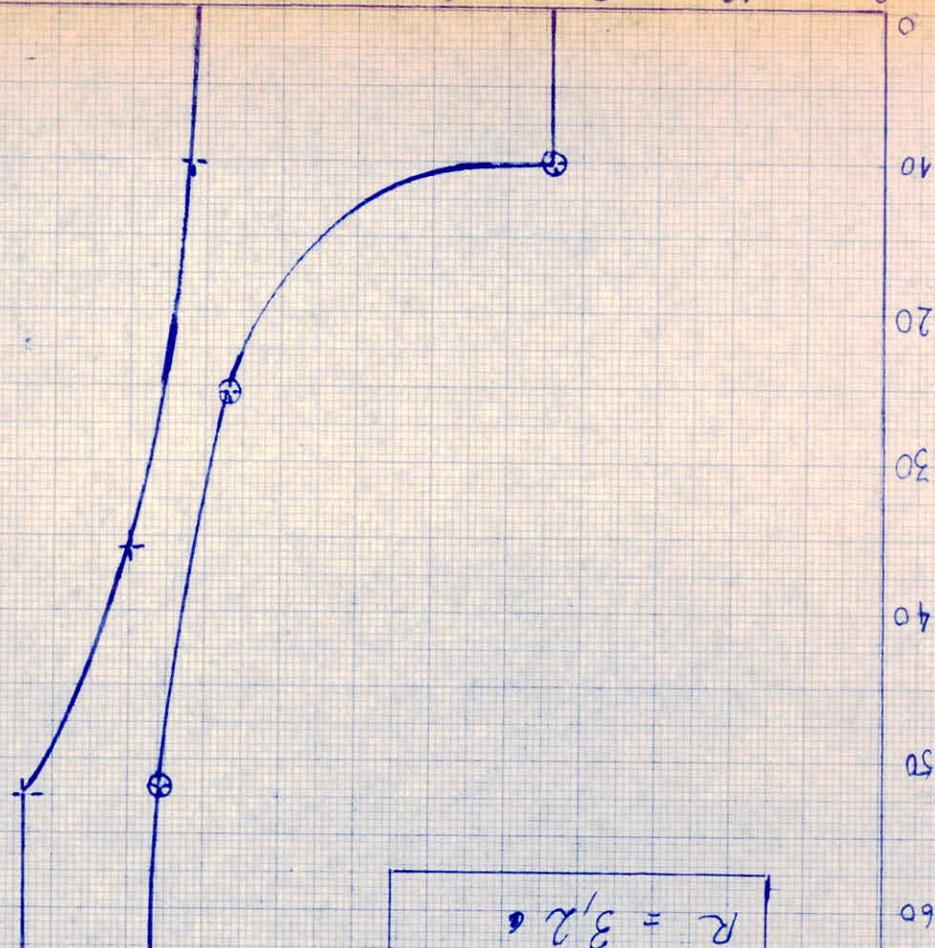


+ Eau
⊕ Kérozène



80 70 60 50 40 30 20 10 0

6°C



$N' = 1$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $\rho_e = 16,2 \text{ cm}^3/\rho$
 $\rho_k = 16,2 \text{ cm}^3/\rho$
 $R = 3,2 \cdot \rho$

Fig 1

⊕ Karogène
 + Fou

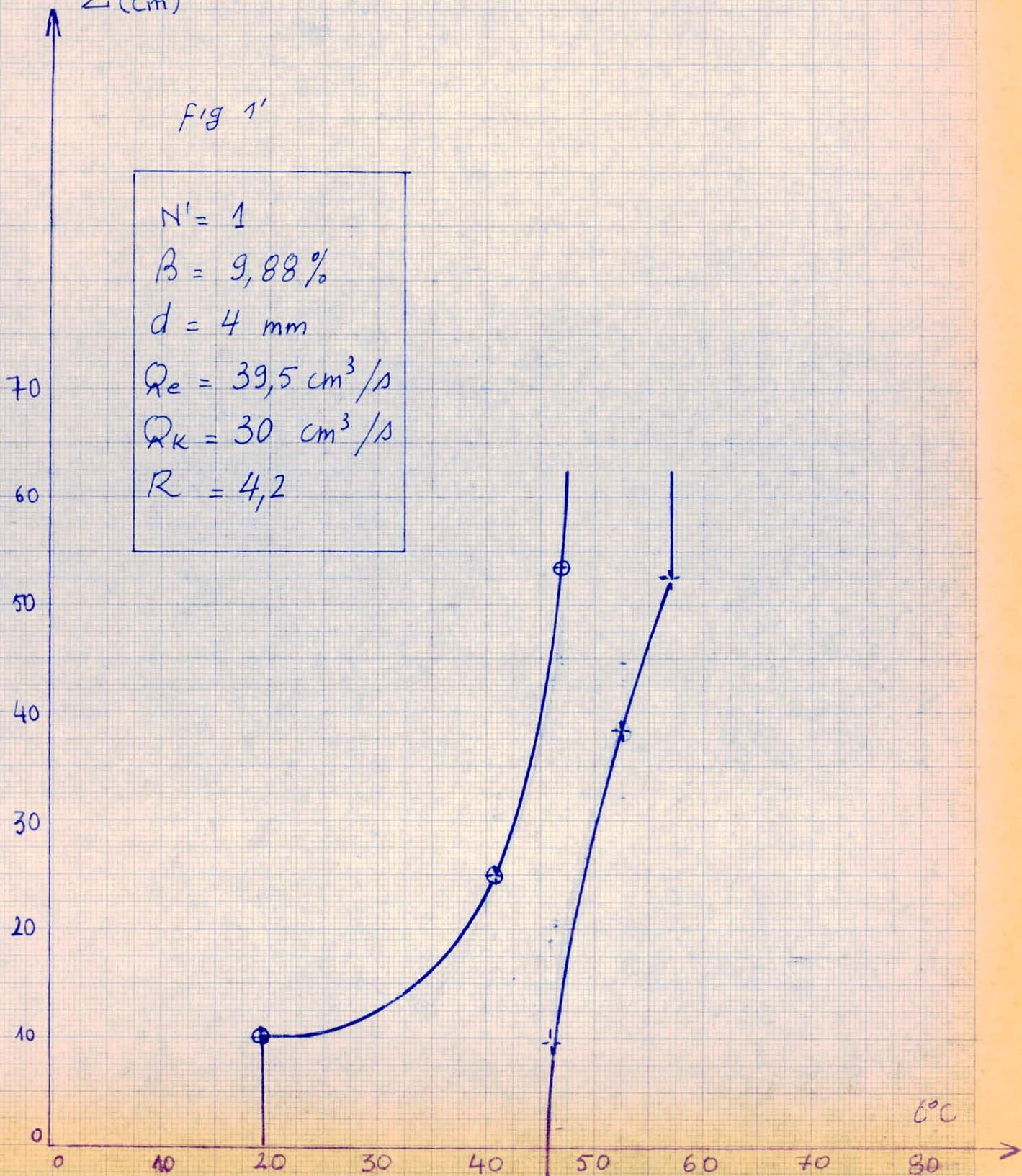
+ Eau

⊕ Kérozène

Z (cm)

fig 1'

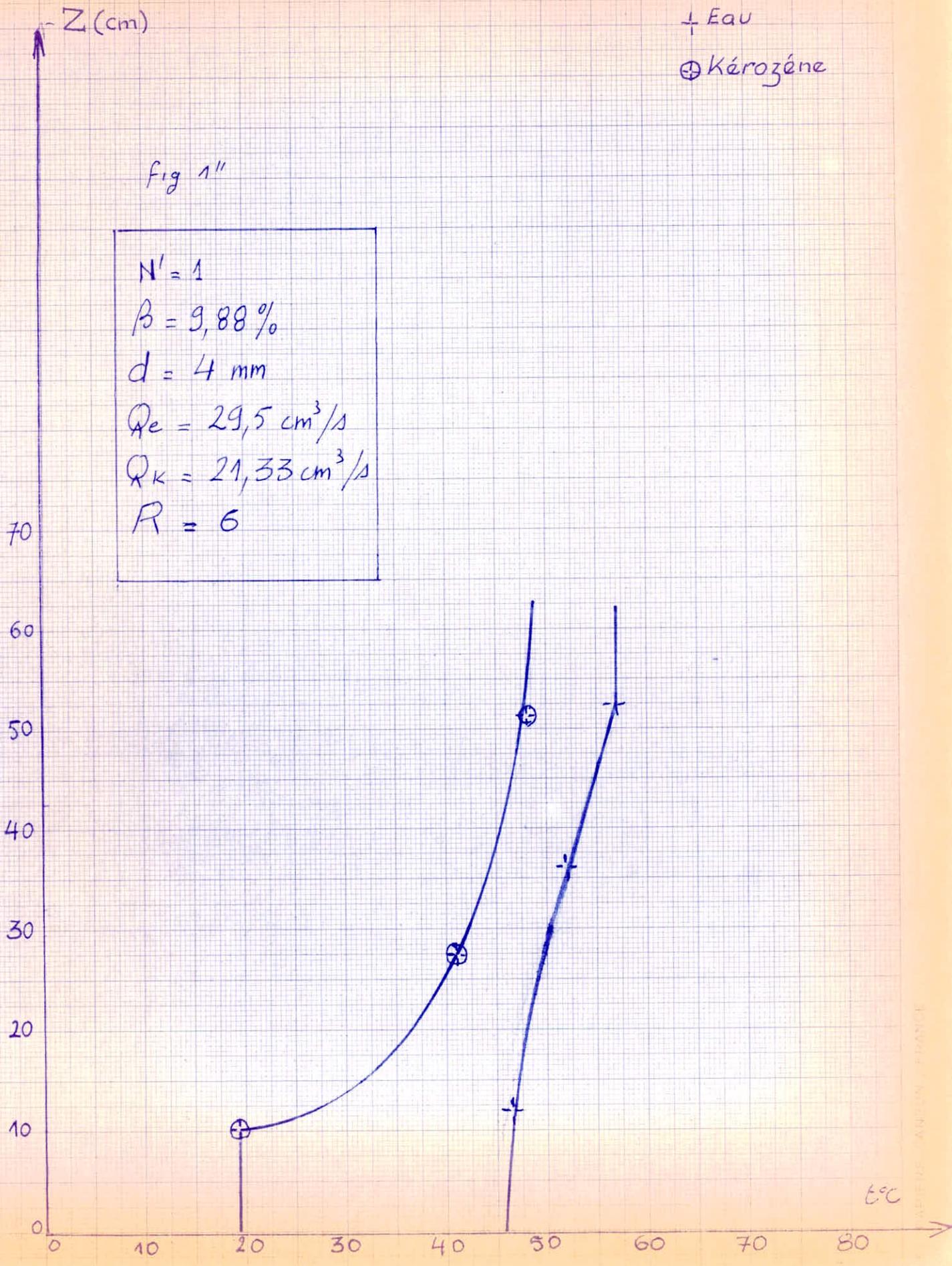
$N' = 1$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $Q_e = 39,5 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_k = 30 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $R = 4,2$



+ Eau
⊕ Kérozène

Fig 1''

$N' = 1$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $Q_e = 29,5 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_k = 21,33 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $R = 6$



etc

d = 3 mm

$\beta = 9,88 \%$

N' = 3

Z = 110

R	Tee	Tse	Tek	Tsk	ΔT_k	$\Delta T \log$	ha 10^{-3}	ha
							cal/c.c. s. m ³	cal/c.c. s. m ³
3,2	56	35	19,5	52	33	8,7	2,99	117 50
9	56	43	19	52,5	33,5	9,97	1,14	4100

d = 2 mm

$\beta = 9,88 \%$

N' = 3

Z = 110

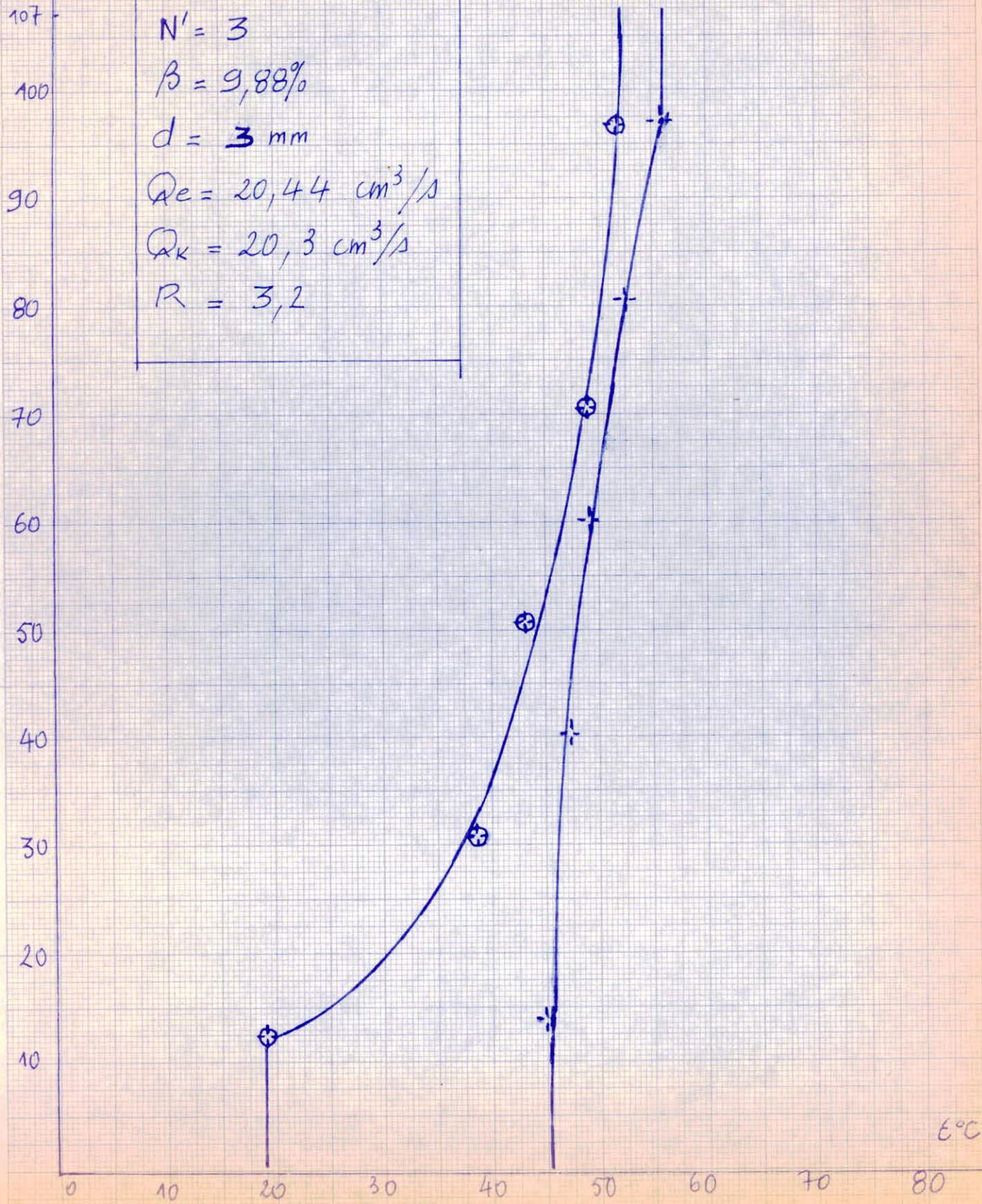
R	Tee	Tse	Tek	Tsk	Tk	T log	ha 10^{-3}	ha
							cal/c.c. s. m ³	cal/c.c. s. m ³
8,8	57	32,5	17,5	48	30,5	11,8	0,7 6	2740

Z (cm)

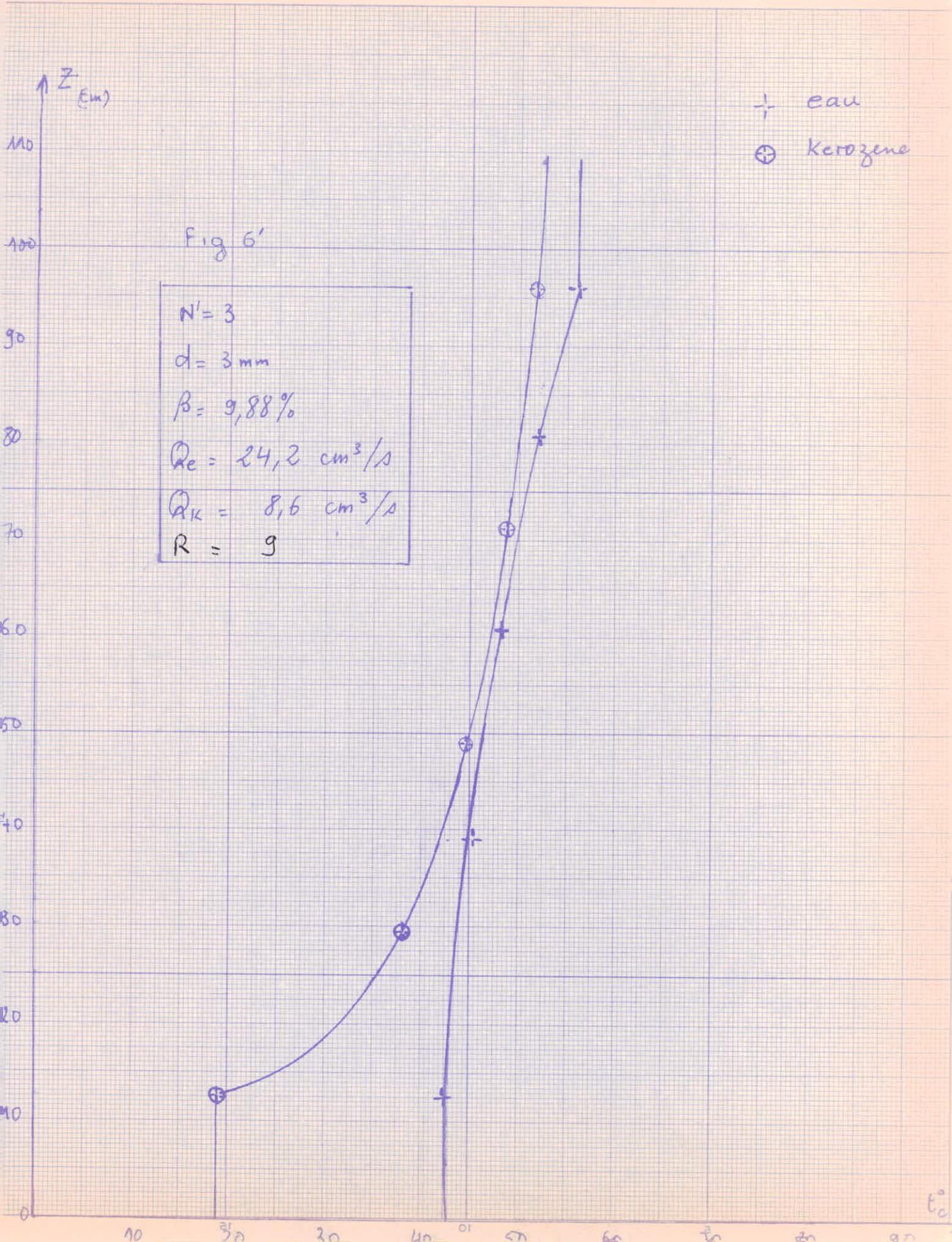
+ Eau
⊕ Kérozène

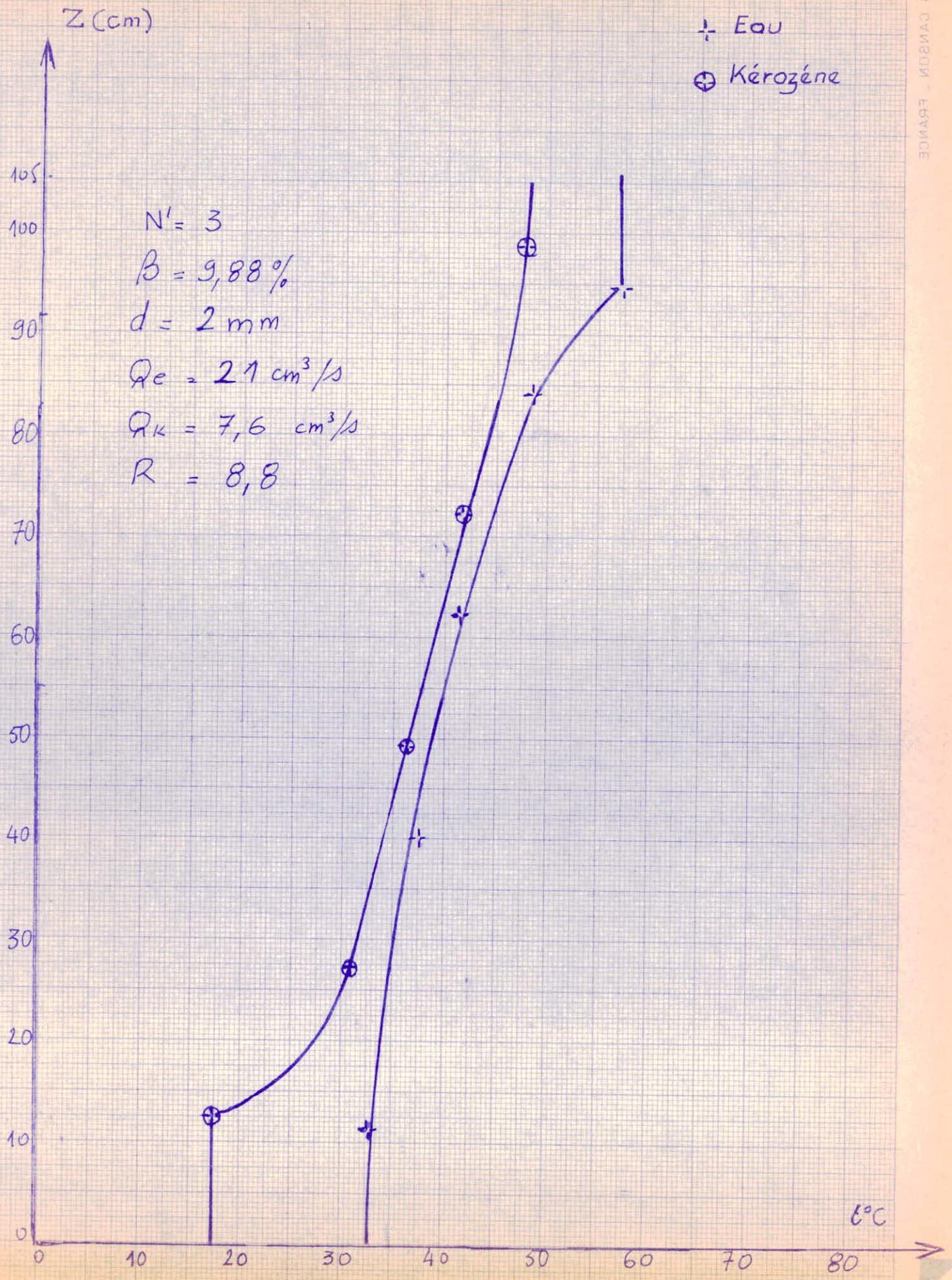
fig 6

$N' = 3$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 3 \text{ mm}$
 $Q_e = 20,44 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $Q_k = 20,3 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $R = 3,2$



T (°C)





3.2. INTERPRETATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

3.2.1. Influence du rapport R des debits calorifiques.

Ces profils tracés approximativement parce que disposant d'un nombre très restreint de points expérimentaux, présentent des écarts de températures entre phases plus ou moins importants suivant le rapport des débits calorifiques des deux liquides.

Pour des valeurs de R tendant vers l'infini autrement dit pour des débits volumiques d'eau de plus en plus grands que les débits volumiques de kérosène, l'écart de températures entre les deux phases en bas de colonne devient plus important alors que l'inverse se produit en haut de colonne. Ceci vient du fait que le réservoir de chaleur à savoir l'eau étant très grand, les calories transférées à la petite quantité de kérosène qui traverse ce réservoir affectent de façon négligeable la température de sortie de l'eau qui ne diffère que de quelques degrés de la température d'entrée.

En haut de colonne le kérosène, parce que en quantité négligeable, a pu absorber une quantité plus importante de chaleur et sa température de sortie tend vers la température d'entrée de l'eau.

Inversement pour des valeurs de R tendant vers zéro c'est à dire pour des débits volumiques de kérosène de plus en plus grands que les débits volumiques d'eau l'écart de températures en bas de colonne devient plus petit et l'inverse en haut de colonne. L'explication de cela est que le kérosène entrant à température ambiante et à grand débit absorbe la plus grande partie de la chaleur contenue dans la phase aqueuse et réduit ainsi la température de sortie de l'eau.

En haut de colonne le kérosène ayant absorbé toute la chaleur véhiculée par l'eau, sort à une température bien inférieure à celle de l'eau à l'entrée. Dans ce cas le saut de température se trouve plus accentué pour l'eau que pour le kérosène.

En suivant le long de la colonne l'écart se trouve très réduit dans les deux cas. Ces deux cas montrent bien qu'il existe une valeur optimale de R. En effet cette valeur optimale est mise en évidence par les courbes $h_a = f(R)$.

Ces courbes montrent bien une valeur de R pour laquelle le coefficient de transfert est maximum, cette valeur semble se situer autour de $R=3$.

3.2.2. Influence de la surface libre.

Pourvu que le fonctionnement de la colonne n'est pas modifié le coefficient de transfert doit logiquement croître lorsque la surface libre augmente. En effet en augmentant la surface libre on augmente le nombre de gouttes donc la surface de contact ceci d'une part et d'autre part on diminue la distance entre deux gouttes entraînant ainsi une augmentation de centres de transfert. Cet effet est plus prononcé aux grandes valeurs de débits.

Les expériences ont justifié cette évidence, et ont montré qu'il existe une surface libre limite au delà de laquelle il n'est plus possible d'améliorer le transfert. Sur les profils l'influence se manifeste évidemment sur les écarts de températures en haut et en bas de colonne. Ces derniers se trouvent réduits par l'augmentation de la surface libre.

3.2.3. Influence du diamètre des orifices.

En diminuant le diamètre des orifices on diminue le diamètre des gouttes mais on augmente leur nombre pour une même surface libre et ainsi la surface de contact se trouve augmentée et le transfert de chaleur amélioré.

Ceci est justifié par les expériences pour les orifices de 3mm et de 4mm. Par contre pour les orifices de 2mm le transfert se trouve réduit. La cause de cela n'a pas été décelé mais nous pensons, qu'au cas où cet effet serait mieux justifié, qu'il ne peut être dû qu'aux forces de cohésion du liquide sur le plateau. En effet pour faire écouler le liquide à travers les orifices une pression est indispensable et cette pression est plus importante lorsque le diamètre des orifices est petit.

3.2.4. Influence du nombre des plateaux.

Nous avons non seulement modifié le nombre de plateaux mais également la hauteur de la colonne.

Les expériences ont montré que le coefficient volumique ha diminuait lorsque le nombre de plateaux augmentait. La raison de cela est que la plus grande partie du transfert se fait en bas de colonne.

Par contre le coefficient de transfert de surface relatif à un étage pratique doit augmenter lorsque le nombre d'étages augmente.

3.2.5. Influence de l'écart de températures d'entrée des deux phases.

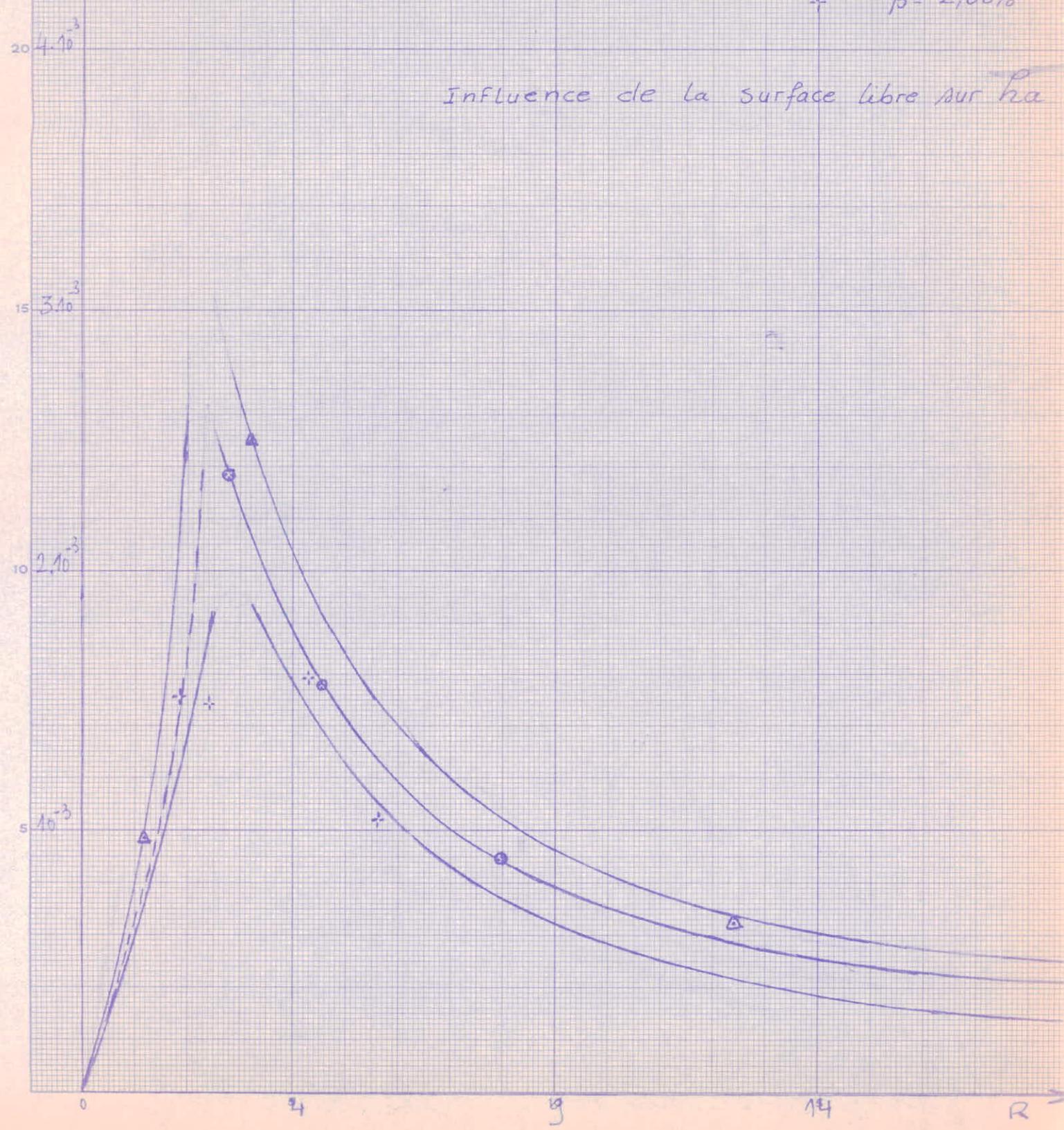
Nous ne disposons que de 2 points expérimentaux, l'un à 56.°C et l'autre à 69°C.

Cependant ces deux points suffisent pour connaître l'influence de ce paramètre. Ces deux expériences montrent que pour un même rapport R le coefficient de transfert augmente avec l'écart de températures d'entrée des deux phases.

$\uparrow p_{ha}$
(cal/cm³.cc.s)

\triangle $\beta = 20,5\%$
 \oplus $\beta = 9,88\%$
 $+$ $\beta = 2,08\%$

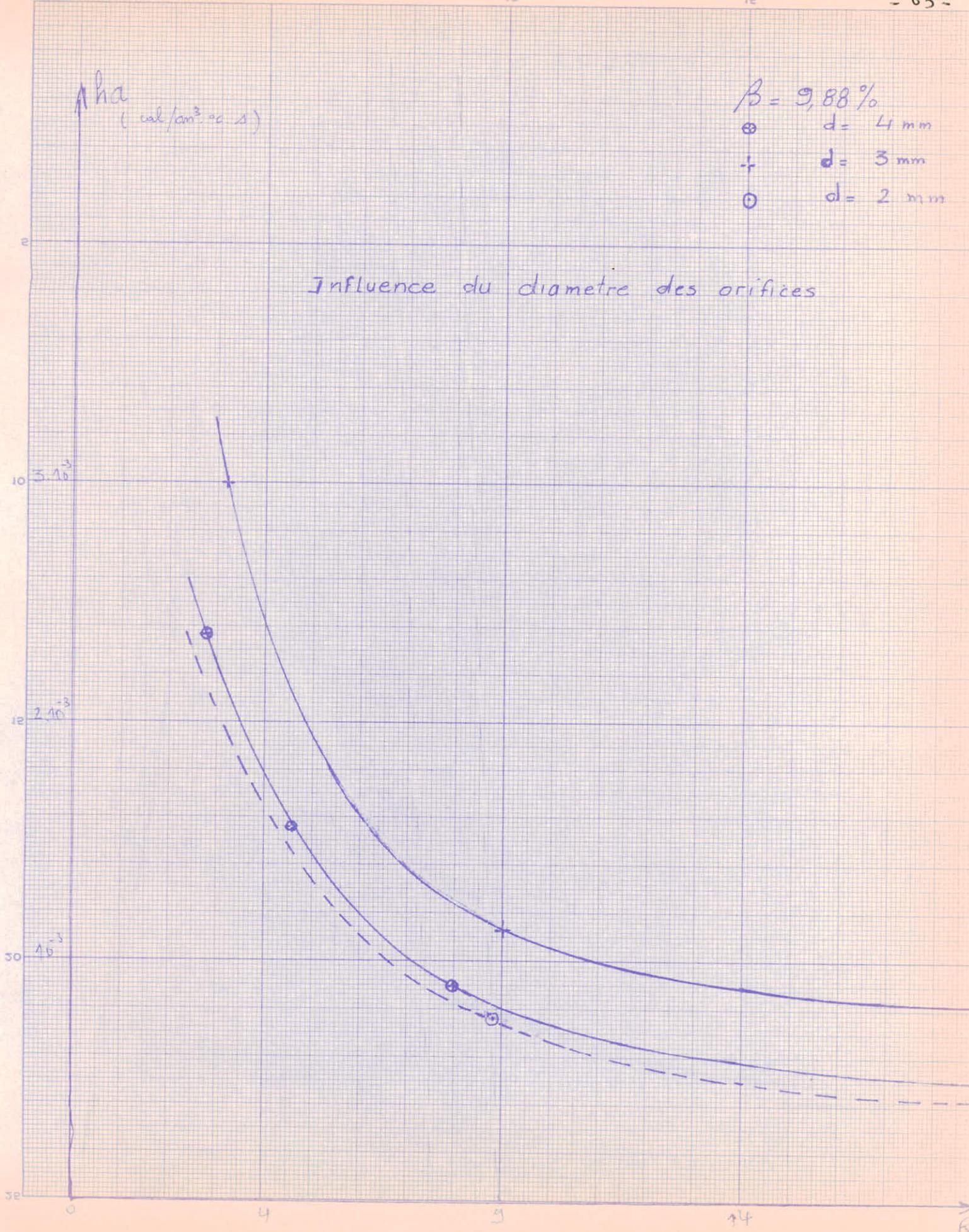
Influence de la surface libre sur p_{ha}

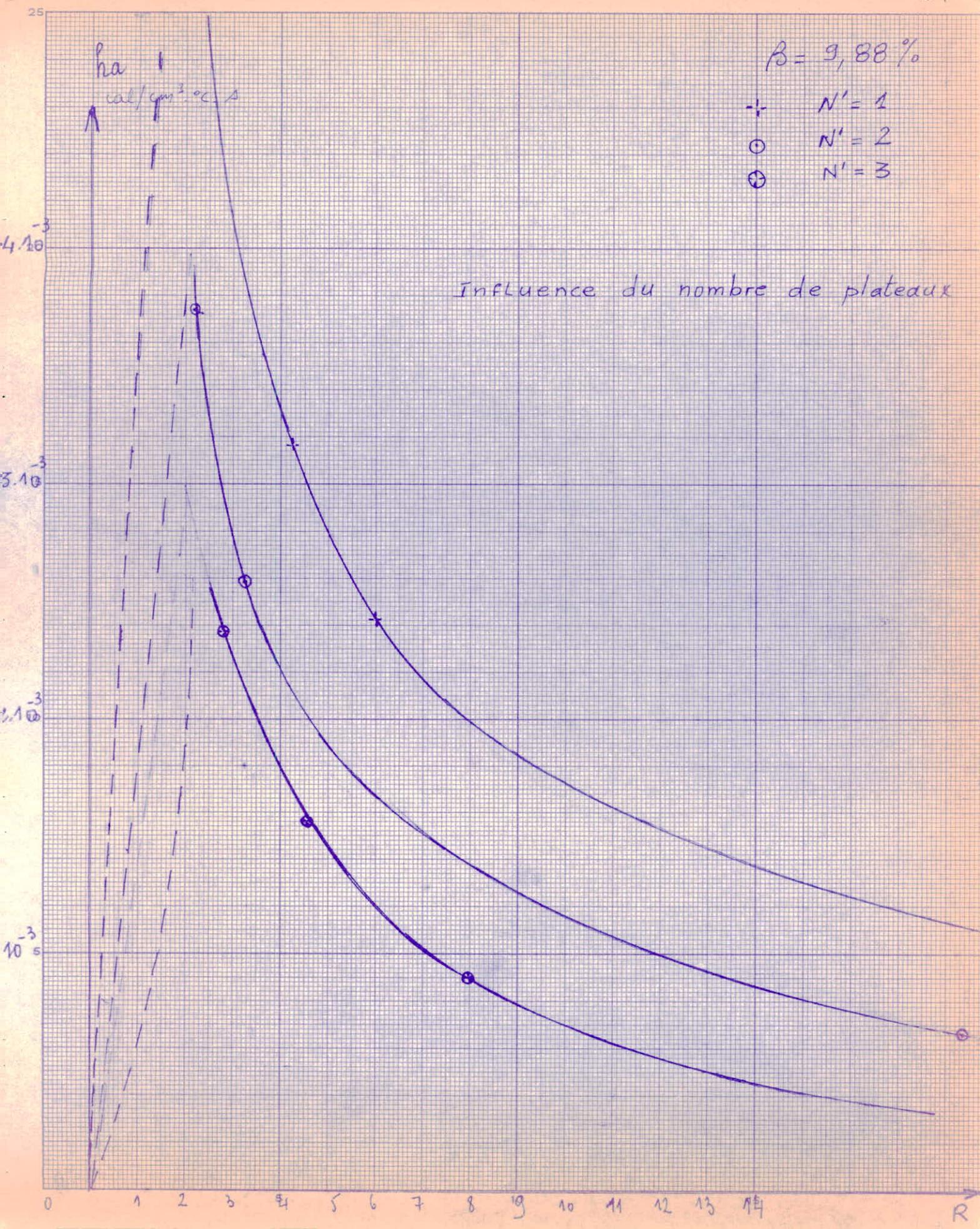


α_{ha}
($\text{cal}/\text{cm}^2 \cdot \text{sec} \cdot \text{s}$)

$\beta = 9,88\%$
 \otimes $d = 4 \text{ mm}$
 $+$ $d = 3 \text{ mm}$
 \circ $d = 2 \text{ mm}$

Influence du diametre des orifices



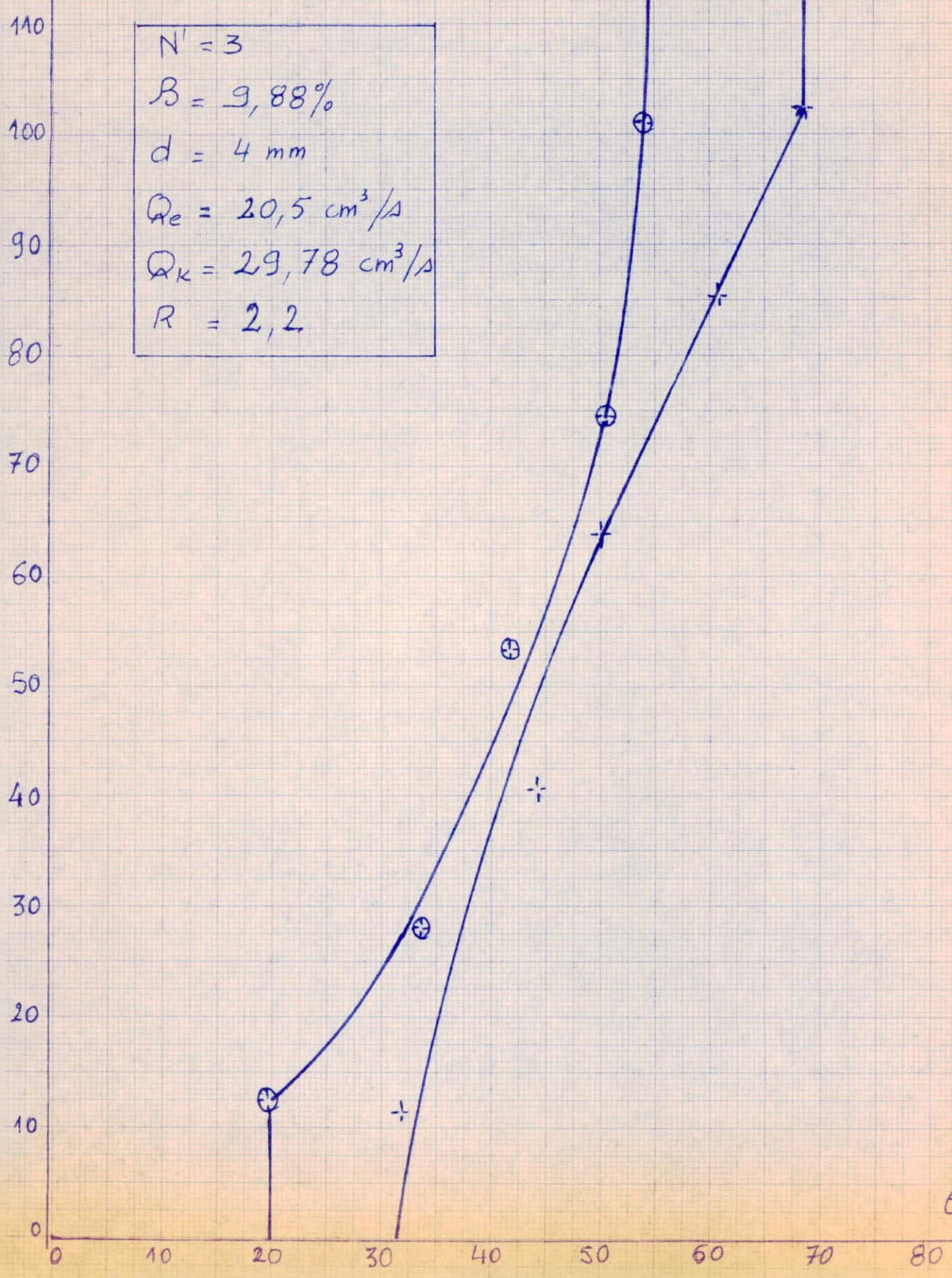


Z (cm)

Fig 4

$N' = 3$
 $\beta = 9,88\%$
 $d = 4 \text{ mm}$
 $Q_e = 20,5 \text{ cm}^3/\Delta$
 $Q_k = 29,78 \text{ cm}^3/\Delta$
 $R = 2,2$

+ Eau
⊕ Kérozène



°C

3.3. Amélioration des mesures au niveau de l'installation.

Le calcul des coefficients de transfert a été fait avec des erreurs de mesures accumulées et difficiles à chiffrer. Pour y remédier nous proposons des améliorations à chacun des paramètres mesurables.

Débits

Pour avoir un débit exact, il est préférable d'introduire un rotamètre entre la pompe et l'entrée de la vanne.

Ce rotamètre permet également de suivre et de corriger le débit au cours de l'expérience.

H auteurs des interfaces.

Pour avoir des interfaces à un niveau constant il aurait fallu prévoir un système de sortie d'eau réglable. Il est également nécessaire de placer des électrovannes robustes et fonctionnant irréversiblement.

Diamètres des gouttes.

Paramètres principaux pour la détermination de l'aire interfaciale de contact, les diamètres des gouttes doivent être évalués avec précision en introduisant par exemple une sphère de référence à l'intérieur même de la colonne. Ceci pour éviter les erreurs dues à la réfraction du plexiglas.

Vitesse des gouttes.

Pour les vitesses il serait plus intéressant de les mesurer par des expériences annexes. On pourrait par exemple utiliser l'expérience de Stokes pour ces mesures.

Période.

Cette période qui ne dépendait pas seulement du moteur mais également des frottements entre les lames de cuivre-anneaux, peut être améliorée en remplaçant radicalement ce système électro-mécanique par un système de relais électrique.

Thermocouples.

Vue la faible quantité de constantan dont on dispose nous n'avons pas pu mettre les jonctions de références à la même hauteur et loins de la colonne.

Pour cela nous proposons une amélioration dans ce sens. Finalement pour améliorer le transfert lui même il serait certainement préférable de diminuer les temps de coalescence et mieux les éliminer complètement.

CONCLUSION

Si les resultats obtenus sont imprecis dans l'ensemble, il est néanmoins certain que le transfert de chaleur se trouve amélioré notablement par l'inclusion de plateaux perforés dans des colonnes à pulvérisation. Ces résultats même approximatifs, comparés aux resultats trouves jusqu'à present pour des colonnes à pulvérisation sont satisfaisants et promettants. Si cette étude qui n'est en fait qu'une ébauche du problème ne nous a pas permis d'aboutir à une corrélation des parametres déjà cités, elle nous a cependant beaucoup appris et nous a familiarisé avec ce phénomène physique, au demeurant très complexe qu'est le transfert de chaleur.

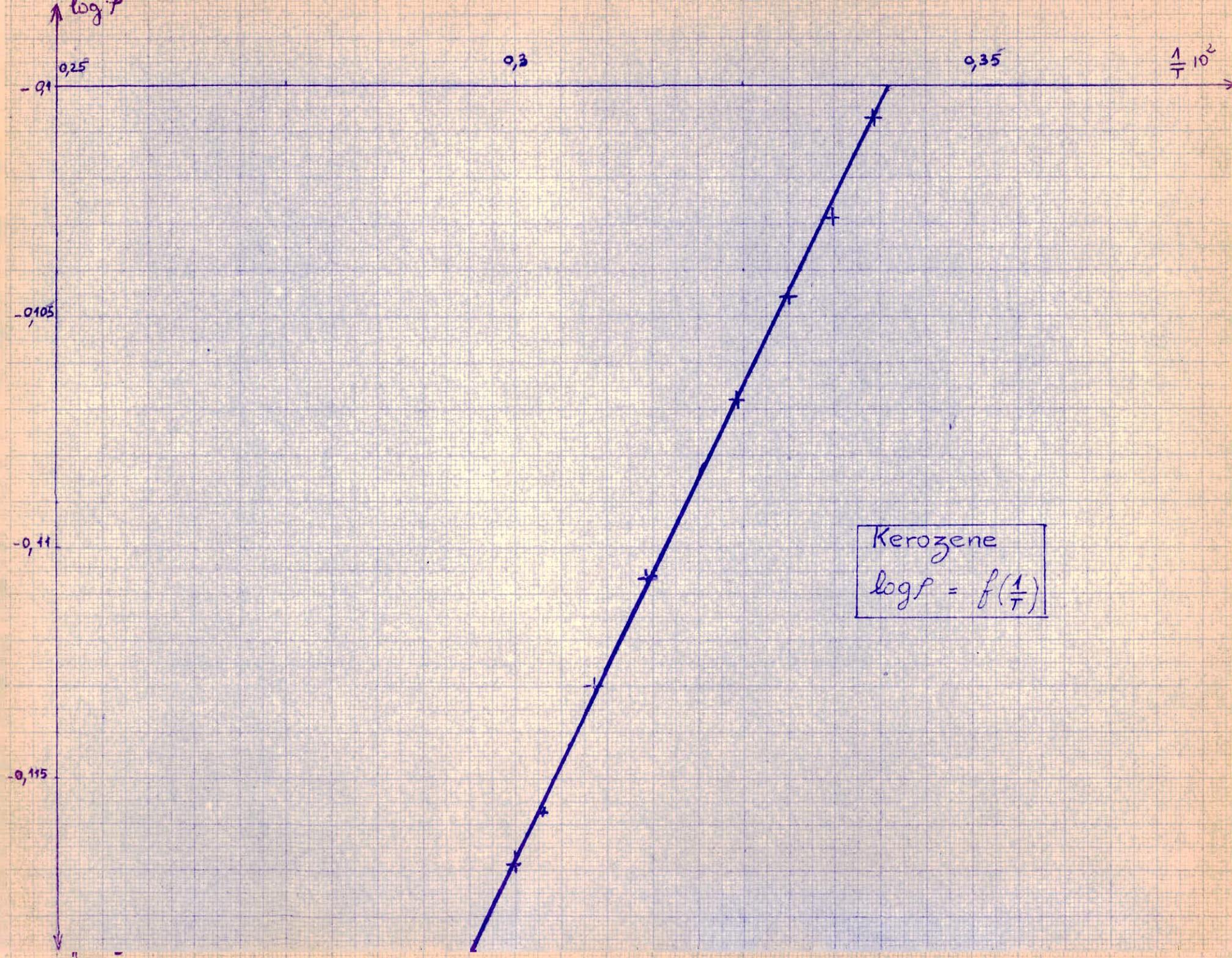
o.o.o.o.o.o.o.

BIOGRAPHIE

- 1 - CHILTON, T.H , et COLBURN , A.P, Ind. Eng. Chem. 26. 1183 (1934)
- 2 - A. VIGNES. Génie Chimique. Vol 93 N° 5 . Mai 1965
- 3 - Cours de P. LE GOFF.
- 4 - Process Design and Development Vol. 10 N° 2 Avril 1971
- 5 - R. LOUTATY, A. VIGNES et P. LE GOFF Chem Eng SC 1969 , Vol 24, PP. 1795 à 1811
- 6 - N. RAMASUBRAMANIAN. Génie Chimique
- 7 - FERRARINI.
- 8 - FROESSLING, N., Gerlands Beitr, Géophys 32- 170 (1938)
- 9 - R. LOUTATY et LE GOFF Chimie et Industrie . Génie Chimique. Vol 102, N° 11
DEC 1969.

Masse volumique du Kerozène

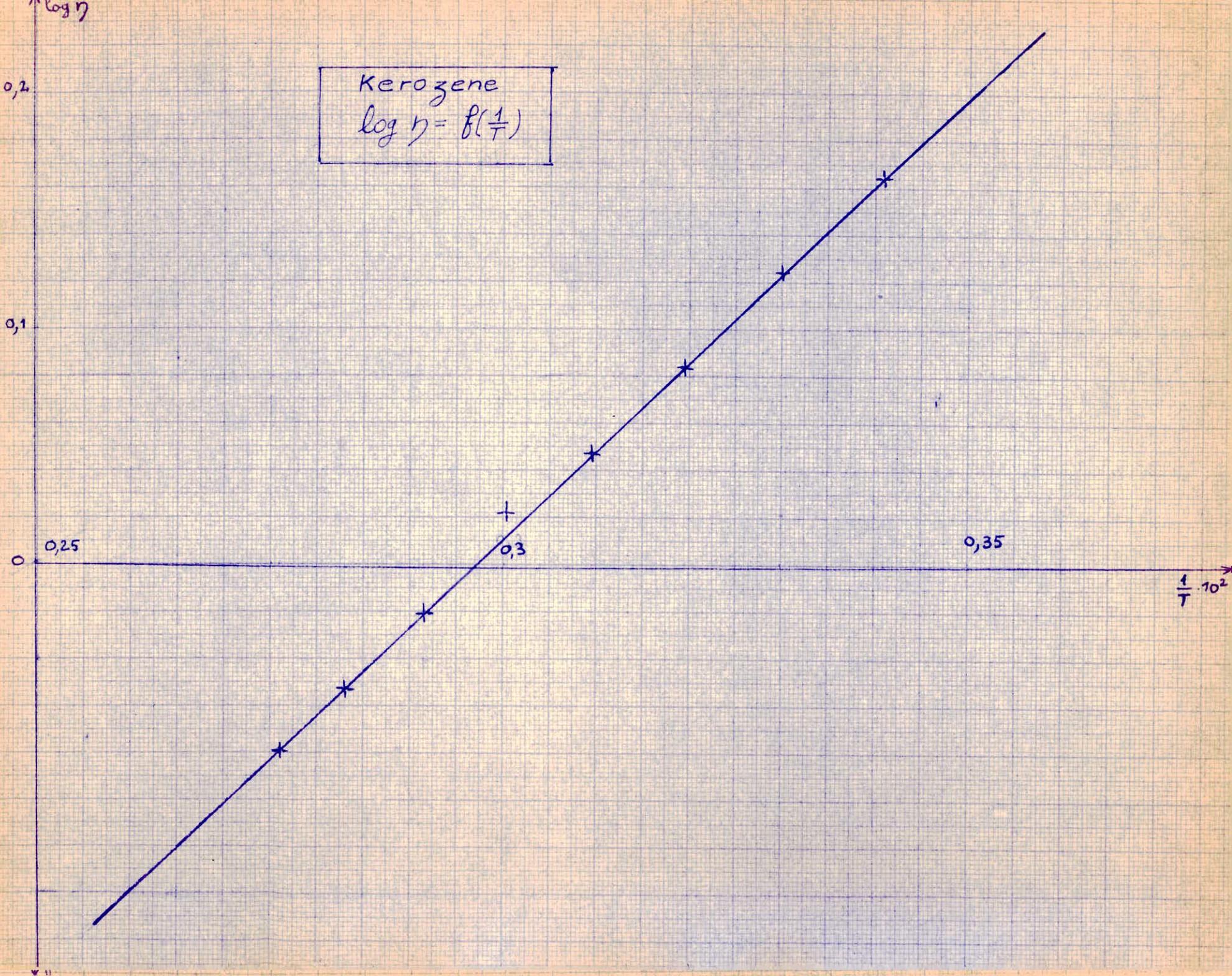
t °C	T °K	ρ	$\log \rho$	$\frac{1}{T} 10^2$
21,5	294,5	0,793	-0,10073	0,33956
22,5	295,5	0,791	-0,10182	0,33841
25,4	298,4	0,789	-0,10292	0,33573
27,5	300,5	0,788	-0,10347	0,33278
30	303	0,786	-0,10458	0,33000
32,4	305,5	0,784	-0,10568	0,32753
34	307	0,783	-0,10624	0,32573
35	308	0,782	-0,10679	0,32467
44,8	317,8	0,775	-0,11070	0,31466
46,5	319,5	0,774	-0,11126	0,31299
47,7	320,7	0,773	-0,11182	0,31182
51	324	0,771	-0,11295	0,30864
52,8	325,8	0,769	-0,11467	0,30694
54,3	327,3	0,768	-0,11404	0,30553
56,7	329,7	0,766	-0,11577	0,30332
58,2	331,2	0,765	-0,11634	0,30191
59,9	332,9	0,764	-0,11691	0,30039



Viscosité du Kerozène

T °K	$\frac{1}{T} 10^2$	η (cps)	$\log \eta$
293	0,3410	1,4590	0,164
303	0,3300	1,3310	0,124
313	0,3195	1,2130	0,084
323	0,3096	1,1170	0,048
333	0,3004	1,0300	0,012
343	0,2915	0,9528	-0,021
353	0,2830	0,8851	-0,053
363	0,2760	0,8337	-0,079

Kerogene
 $\log \eta = f\left(\frac{1}{T}\right)$



Chaleur Spécifique du Kérozène

"valeurs tirées à partir du diagramme"

$t \text{ } ^\circ\text{C}$	C_p $\text{Cal/g} \cdot ^\circ\text{C}$
10	0,367
23,9	0,395
37,7	0,421
51,6	0,445
65,5	0,470
79,5	0,490
93,3	0,511
107,2	0,530

c_p
calories/gramme. $^{\circ}C$

Kerozene provenant
de la raffinerie d'Alger

0,6

0,5

0,4

0,3

10

20

30

40

50

60

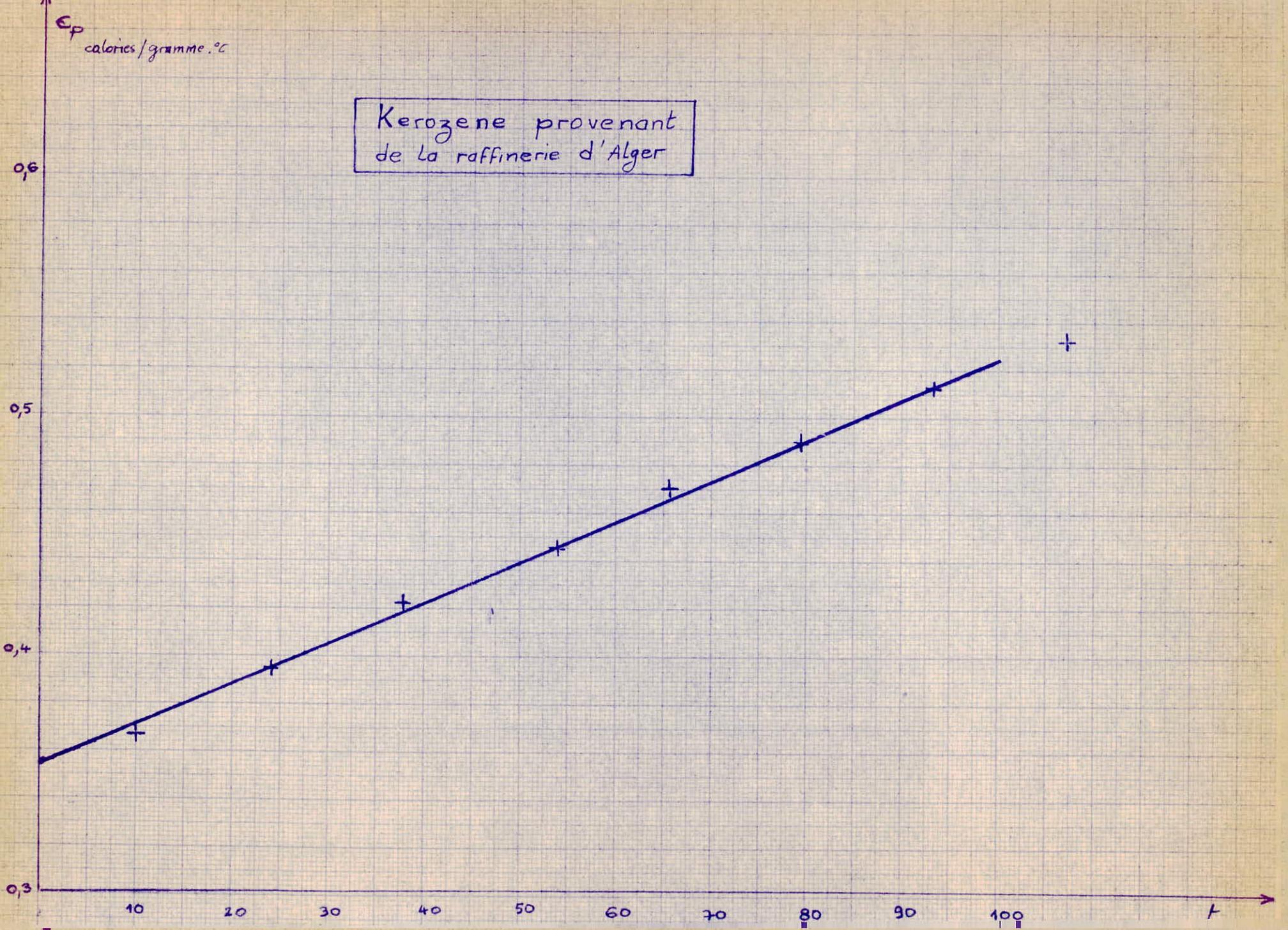
70

80

90

100

t



Densités de l'eau de 0 à 100°C (cf: Handbook - Perry)

t:°C	ρ g/cm ³	t	ρ	t	ρ	t	ρ	t	ρ	t	ρ
0	0,99990	17	0,99880	34	0,99440	51	0,98762	68		85	0,96865
1	0,99993	18	0,99862	35	0,99406	52	0,98715	69		86	
2	0,99997	19	0,99843	36	0,99371	53	0,98669	70	0,97781	87	
3	0,99999	20	0,99823	37	0,99336	54	0,98621	71		88	
4	1,00000	21	0,99802	38	0,99300	55	0,98573	72		89	
5	0,99999	22	0,99780	39	0,99263	56		73		80	0,96534
6	0,99997	23	0,99757	40	0,99225	57		74		91	
7	0,99993	24	0,99733	41	0,99187	58		75	0,97489	92	
8	0,99981	25	0,99708	42	0,99147	59		76		93	
9	0,99981	26	0,99682	43	0,99107	60	0,98324	77		94	
10	0,99973	27	0,99655	44	0,99066	61		78		95	0,96192
11	0,99963	28	0,99627	45	0,99025	62		79		96	
12	0,99952	29	0,99598	46	0,98982	63		80	0,97183	97	
13	0,99940	30	0,99568	47	0,98940	64		81		98	
14	0,99927	31	0,99537	48	0,98896	65	0,98059	82		99	
15	0,99913	32	0,99506	49	0,98852	66		83		100	0,95838
16	0,99897	33	0,99473	50	0,98807	67		84			

Viscosités de L'eau de 0 à 100°C (valeurs tirées du Handbook. Perry)

t °C	η cps	t	η	t	η	t	η	t	η	t	η
0	1,7921	17	1,0828	34	0,7371	51	0,5404	68	0,4174	85	0,3355
1	1,7313	18	1,0559	35	0,7225	52	0,5315	69	0,4117	86	0,3315
2	1,6728	19	1,0299	36	0,7085	53	0,5229	70	0,4061	87	0,3276
3	1,6191	20	1,0050	37	0,6947	54	0,5146	71	0,4006	88	0,3239
4	1,5694	21	0,9810	38	0,6814	55	0,5064	72	0,3952	89	0,3202
5	1,5188	22	0,9579	39	0,6685	56	0,4985	73	0,3900	90	0,3165
6	1,4728	23	0,9358	40	0,6560	57	0,4907	74	0,3849	91	0,3130
7	1,4284	24	0,9142	41	0,6439	58	0,4832	75	0,3799	92	0,3095
8	1,3860	25	0,8937	42	0,6321	59	0,4759	76	0,3750	93	0,3060
9	1,3462	26	0,8737	43	0,6207	60	0,4688	77	0,3702	94	0,3027
10	1,3077	27	0,8585	44	0,6097	61	0,4618	78	0,3655	95	0,2994
11	1,2713	28	0,8360	45	0,5988	62	0,4550	79	0,3610	96	0,2962
12	1,2363	29	0,8180	46	0,5883	63	0,4483	80	0,3565	97	0,2930
13	1,2028	30	0,8007	47	0,5782	64	0,4318	81	0,3521	98	0,2899
14	1,1709	31	0,7840	48	0,5683	65	0,4255	82	0,3478	99	0,2868
15	1,1404	32	0,7679	49	0,5588	66	0,4293	83	0,3436	100	0,2838
16	1,1111	33	0,7523	50	0,5494	67	0,4183	84	0,3395		

capacité calorifique de l'eau de 1 à 100°C (Cf: Handbook and Perry)

t °C	C _p cal/g°C	t	C _p	t	C _p						
1	1,00717	18	0,99978	35	0,99859	52	0,99935	69	1,00117	86	1,00414
2	1,00636	19	0,99962	36	0,99861	53	0,99943	70	1,00131	87	1,00435
3	1,00564	20	0,99947	37	0,99861	54	0,99950	71	1,00146	88	1,00457
4	1,00495	21	0,99933	38	0,99864	55	0,99959	72	1,00160	89	1,00480
5	1,00433	22	0,99921	39	0,99866	56	0,99969	73	1,00177	90	1,00502
6	1,00378	23	0,99912	40	0,99869	57	0,99978	74	1,00191	91	1,00526
7	1,00325	24	0,99902	41	0,99871	58	0,99988	75	1,00208	92	1,00550
8	1,00274	25	0,99892	42	0,99876	59	0,99998	76	1,00225	93	1,00574
9	1,00234	26	0,99885	43	0,99880	60	1,00007	77	1,00241	94	1,00600
10	1,00194	27	0,99878	44	0,99883	61	1,00019	78	1,00258	95	1,00626
11	1,00158	28	0,99873	45	0,99890	62	1,00029	79	1,00277	96	1,00653
12	1,00124	29	0,99869	46	0,99895	63	1,00041	80	1,00294	97	1,00684
13	1,00093	30	0,99866	47	0,99900	64	1,00053	81	1,00313	98	1,00705
14	1,00067	31	0,99864	48	0,99908	65	1,00065	82	1,00332	99	1,00734
15	1,00041	32	0,99861	49	0,99912	66	1,00079	83	1,00351	100	1,00763
16	1,00019	33		50	0,99919	67	1,00091	84	1,00373		
17	0,99998	34	0,99859	51	0,99926	68	1,00105	85	1,00392		

