

ASSOCIATION INTERNATIONALE DE RECHERCHES HYDRAULIQUES

29 Août. 3 Sept. 1971

C. J. J. J.

ETUDE EXPERIMENTALE DE LA CONVECTION
MIXTE EN CANAL

ILNF

RSA

INIS

M. WENDLING, R. MARTIN, R. RICQUE

Ingénieurs de recherche,
Service des Transferts Thermiques,
Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble, France

Résumé :

On présente quelques résultats expérimentaux obtenus au cours d'une étude relative à la convection mixte en canal, le fluide considéré étant le sodium. On considère essentiellement l'aspect qualitatif des phénomènes, et l'influence de paramètres principaux tels que la vitesse débitante et l'épaisseur du canal. On compare les résultats obtenus en écoulement turbulent aux résultats de calcul correspondant à l'écoulement laminaire.

Abstract :

We present some experimental results obtained about the mixed convection in a channel, with the sodium as working fluid. We essentially consider the qualitative aspect of the phenomena, and the influence of the main parameters as the mean velocity and the width of the channel. Experimental turbulent regime and theoretical laminar results are compared.

INTRODUCTION

Les expériences dont on présente ici quelques résultats portent sur la convection mixte en sodium; elles ont été effectuées dans le cadre d'études relatives aux réacteurs à neutrons rapides refroidis par métaux liquides.

Les métaux liquides comme le sodium se distinguent nettement des fluides classiques comme l'eau par la valeur de leur conductibilité thermique (environ 100 fois supérieure à celle de l'eau) et, en conséquence, par celle du nombre de Prandtl, très faible. Mais cette particularité entraîne surtout de grandes différences sur l'ordre de grandeur du coefficient d'échange thermique.

On s'efforcera de se limiter ici à l'aspect qualitatif des phénomènes et de souligner les résultats qui ne semblent pas particuliers au fluide considéré.

DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Les expériences sont effectuées sur un canal parallélépipédique allongé suivant la direction verticale; la hauteur en est de 3 mètres environ; une des faces verticales est chauffée sur 2 mètres de hauteur, les trois autres faces sont adiabatiques; l'épaisseur du canal, suivant la direction perpendiculaire à la face chauffée, peut être réglée à volonté à une valeur comprise entre 3,4 et 30 cm environ.

L'écoulement ascendant du sodium dans le canal est obtenu au moyen soit d'un échangeur (fonctionnement en thermosiphon) soit d'une pompe situés sur le circuit extérieur relié aux extrémités haute et basse de la Section d'essais.

A cet écoulement d'ensemble forcé se superposent les mouvements naturels provoqués par l'apport de chaleur sur la paroi chauffante.

On mesure le débit traversant la section d'essais, la puissance thermique dissipée (à densité de flux thermique constante), les températures moyennes à l'entrée et à la sortie, les températures de paroi, dans le plan vertical de symétrie, sur la face chauffante et sur la face en regard de cette dernière. On mesure également, au moyen d'une sonde mobile, les températures au sein du fluide à différentes cotes et différentes distances de la paroi chauffante mais toujours dans le plan vertical de symétrie.

DOMAINE D'ETUDE

Au cours de l'étude, on a fait varier l'épaisseur b du canal de 3,4 à 16,4 cm, et, par suite, le diamètre hydraulique D_h de 6,3 à 23,4 cm. La vitesse moyenne débitante a varié entre 0,15 et 20 cm/s. Ce sont les variations de ces deux derniers paramètres (D_h et W_m) qui déterminent principalement l'amplitude de la gamme du nombre de Reynolds, qui s'étend de 775 à 25.000 environ.

La variation du diamètre hydraulique et celle de la densité du flux thermique, qui est restée comprise entre 3 et 8 W/cm² environ, déterminent de même principalement la gamme de variation du nombre de Grashof modifié, qui fait intervenir la densité de flux (au lieu d'une différence de température) et qui est défini par

$$Gr^* = Gr \cdot x \cdot Nu = \frac{g\beta^0 D_h^4}{\nu^2 K}$$

Nu , g , β , ν et K désignant respectivement le nombre de Nusselt, l'accélération de la pesanteur et le coefficient de dilatation, la viscosité cinématique et la conductibilité thermique du fluide.

DISTRIBUTIONS LONGITUDINALES DE TEMPERATURE DE PAROI

Les premiers examens portent sur l'allure des distributions longitudinales de température sur les parois chauffante et adiabatique en fonction de la cote z comptée depuis le niveau du début du chauffage.

La figure N°1 est représentative des distributions observées.

Le long de la paroi adiabatique, la température se maintient égale, jusqu'à une certaine cote l , à la température du fluide à l'amont de la section d'essais; cette cote l représente la distance à laquelle la chaleur atteint la paroi adiabatique; elle croît avec la vitesse W_m et avec le diamètre hydraulique D_h et décroît avec la densité de flux thermique.

La figure montre également l'évolution de la température de la paroi chauffante et l'on en déduit celle du coefficient d'échange thermique (ou du nombre de Nusselt) qui est inversement proportionnel à la différence entre cette température et celle du bilan thermique.

Le coefficient d'échange décroît d'abord (comme en convection forcée pure) puis passe par un minimum et croît avant de se stabiliser (parallélisme du profil de température de paroi chauffante et de la droite de bilan thermique).

Le phénomène de "bosse" ou "overshoot" est spécialement net pour les valeurs élevées du rapport $\frac{Gr^*}{Re}$, c'est-à-dire quand l'in-

fluence de la convection naturelle, représentée par le nombre de Grashof, est importante. Des observations analogues ont été faites par Hallman (1) lors d'essais effectués en convection mixte avec l'eau. Hallman utilise en fait non pas le rapport $\frac{Gr^x}{Re}$ mais le nombre Z , défini à partir du gradient longitudinal moyen de température et qui est relié au rapport en question par $Z^4 = \frac{\alpha Gr^x}{Re}$,

α étant une constante dont la valeur dépend de la longueur caractéristique adoptée.

Dans les conditions d'essais considérées ici, la longueur de canal sur laquelle ont lieu les phénomènes d'établissement décrits ci-dessus est relativement importante, de l'ordre de 60 à 80 cm.

Les enregistrements de la température de la paroi chauffante présentent des fluctuations dont l'amplitude croît en général avec la cote.

Cette amplitude croît également avec le nombre de Reynolds et, à nombre de Reynolds donné, avec le nombre de Grashof. La turbulence, qui se manifeste par ces fluctuations, dépend donc à la fois de ces deux nombres sans dimensions; on peut remarquer que l'amplitude croît de façon beaucoup moins régulière avec la cote quand le nombre de Grashof est élevé. Six essais ont été effectués à des nombres de Reynolds inférieurs à la valeur critique classique de 2100, entre 780 et 1800; ils présentent des amplitudes relatives de fluctuations comprises entre 10 et 20%, supérieures à celles d'essais effectués à des Reynolds beaucoup plus grands (de l'ordre de 15.000) mais à des valeurs de nombre de Grashof très inférieures; ils correspondraient donc à des écoulements turbulents; cette conclusion serait cohérente avec la courbe limite définie par Brown (2) à partir d'essais effectués avec de l'eau et séparant les domaines laminaire et turbulent de la convection mixte, alors que, d'après une carte analogue de Eckert et Metais (3) dans le plan $(Re, Gr \frac{L}{Pr})$, Pr désignant le nombre de Prandtl, ces mêmes essais se trouveraient dans le domaine de la convection forcée pure laminaire. Brown montre que l'influence de la convection naturelle dans un écoulement est très sensible entre $Z = 3$ et $Z = 5$, le nombre de Reynolds critique turbulent diminuant rapide-

-
- (1) Hallman T.M.
Experimental study of combined forced and free laminar convection in a vertical tube
NASA TN-D-1104, 1961
- (2) Brown W.G.
The superposition of natural and forced convection at low flow rates in a vertical tube
Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens,
26, VDI - Forschungsheft 480, 1960
- (3) Metais B. et E.R.G. Eckert
Forced, mixed and free convection regimes
Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, C, 86-2, 1964

ment de 900 à 30, pour conserver cette valeur au-delà de $Z = 5$.

DISTRIBUTIONS TRANSVERSALES DES TEMPERATURES DANS L'ECOULEMENT

Les profils transversaux relevés à l'aide de la sonde mobile ont permis par extrapolation de confirmer les températures de paroi déterminées au moyen des thermocouples noyés dans cette paroi.

A part le profil relevé à 4 cm au-dessus du niveau de début de chauffage, et qui se distingue nettement des suivants parce que beaucoup plus plat, tous les profils se superposent assez bien à une translation près; on observe que la "couche thermique" où s'effectue la chute de température reste d'épaisseur pratiquement constante tout le long du canal; cette épaisseur croît avec la vitesse massique. Dans les essais à grande largeur de canal et faible débit, la zone de gradient nul occupe plus de la moitié du canal et ceci peut permettre de penser que la présence de la paroi mobile a, dans ces conditions, peu d'effet sur l'échange thermique.

Les enregistrements des températures détectées avec cette sonde montrent que les fluctuations maximales ne se présentent pas sur la paroi chauffante mais à une distance qui peut être de l'ordre de quelques centimètres. Brown observe que ce maximum correspond au point d'inflexion du profil des vitesses.

COEFFICIENT D'ECHANGE THERMIQUE EN REGIME ETABLI

La figure n°2 montre la variation du coefficient d'échange thermique moyen H déterminé en aval de la zone d'établissement en fonction de la vitesse moyenne W_m , de l'épaisseur du canal (désignée ici par B) et de la densité de flux thermique .

Le fait le plus intéressant, et paradoxal à priori, est celui de la décroissance de ce coefficient quand la vitesse moyenne débitante croît.

Pour les faibles valeurs de l'épaisseur du canal et du flux thermique, le coefficient H semble tendre vers une limite; on n'a pas été en mesure de vérifier si la même tendance existe pour les grandes épaisseurs; dans ce dernier cas, on vérifie que le paramètre épaisseur n'a pas beaucoup d'influence.

REPRESENTATION ADIMENSIONNELLE DES RESULTATS

On vérifie que le paramètre principal de la convection mixte est le paramètre $\frac{Gr^x}{Re}$.

Sur la figure N° 3, on présente les résultats obtenus sur le nombre de Nusselt en fonction du nombre Z , analogue, comme on l'a vu, au rapport précédent, et qui est utilisé par les auteurs

russes qui ont effectué des expériences similaires.(4) (5)

On peut voir que la concordance avec les résultats de ces auteurs est assez bonne, sauf aux grandes valeurs de Z .

On remarquera aussi que ces résultats concordent pour indiquer, ce qui apparaît comme un deuxième paradoxe, que l'échange thermique est moins bon en convection mixte turbulente qu'en régime de convection mixte laminaire, dont le graphique présente les courbes théoriques.

La théorie de la convection mixte en écoulement laminaire établi indique que le nombre de Nusselt est fonction du seul paramètre Gr_x^* , et en est fonction croissante. Le rapport $\frac{Gr_x^*}{Re}$ étant une fonction décroissante de la vitesse moyenne W_m , on aboutit au résultat, non intuitif, que le coefficient d'échange thermique est fonction décroissante de la vitesse débitante moyenne W_m en convection mixte laminaire établie. L'expérience montrant (figure n°3) que, en convection mixte turbulente, le nombre de Nusselt est également fonction croissante du rapport $\frac{Gr_x^*}{Re}$, on peut faire le même raisonnement pour expliquer l'influence Re de W_m observée sur la figure n°2. W.B.Hall et P.H.Price étudient cette influence de W_m dans (6).

On peut également faire un raisonnement analogue pour expliquer que la turbulence réduit la valeur du coefficient d'échange en convection mixte; en effet, le rapport $\frac{Gr_x^*}{Re}$ est fonction décroissante des propriétés physiques, viscosité cinématique μ et conductibilité thermique K , dont la valeur croît avec la turbulence.

Les résultats exposés dans cette communication sont extraits de la thèse de M.Wendling :

Contribution à l'étude de la convection mixte dans le sodium
Faculté des Sciences de l'Université de Grenoble. Déc. 1970
Etude effectuée au Service des Transferts Thermiques du
Centre d'Etudes Nucléaires de Grenoble

- (4) Volchkov L.G., M.K. Gortchakov, P.L. Kirilov et F.A. Kozlov
Echanges thermiques du sodium et de l'alliage sodium-potassium dans les tubes verticaux courts en convection mixte.
"Métaux liquides", pp.32-43, Editions Moscou, 1967
- (5) Ampleev N.A., P.L. Kirilov, V.I. Subbotin, M.Y. Suvorov
Echanges thermiques par métaux liquides dans un tube vertical, pour de faibles valeurs du nombre de Peclet.
"Métaux liquides", pp.15-32, Editions Moscou, 1967
- (6) W.B.Hall and P.H. Price
Mixed forced and free convection from a vertical heated plate to air. Heat Transfer Conference - Paris-Versailles 1970.
(Conf.NC.3.3)

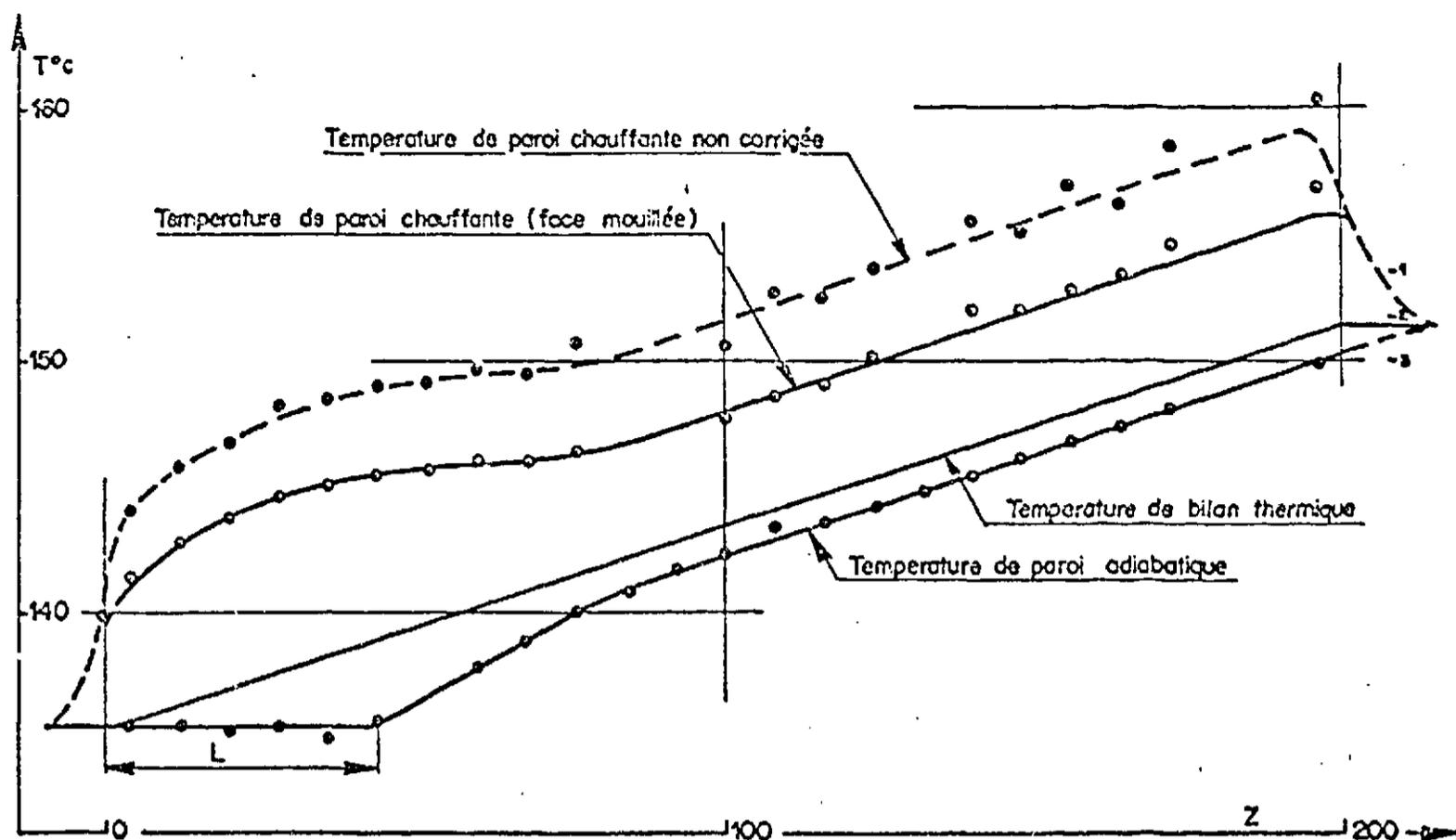


FIG.1. EXEMPLE DE PROFILS LONGITUDINAUX

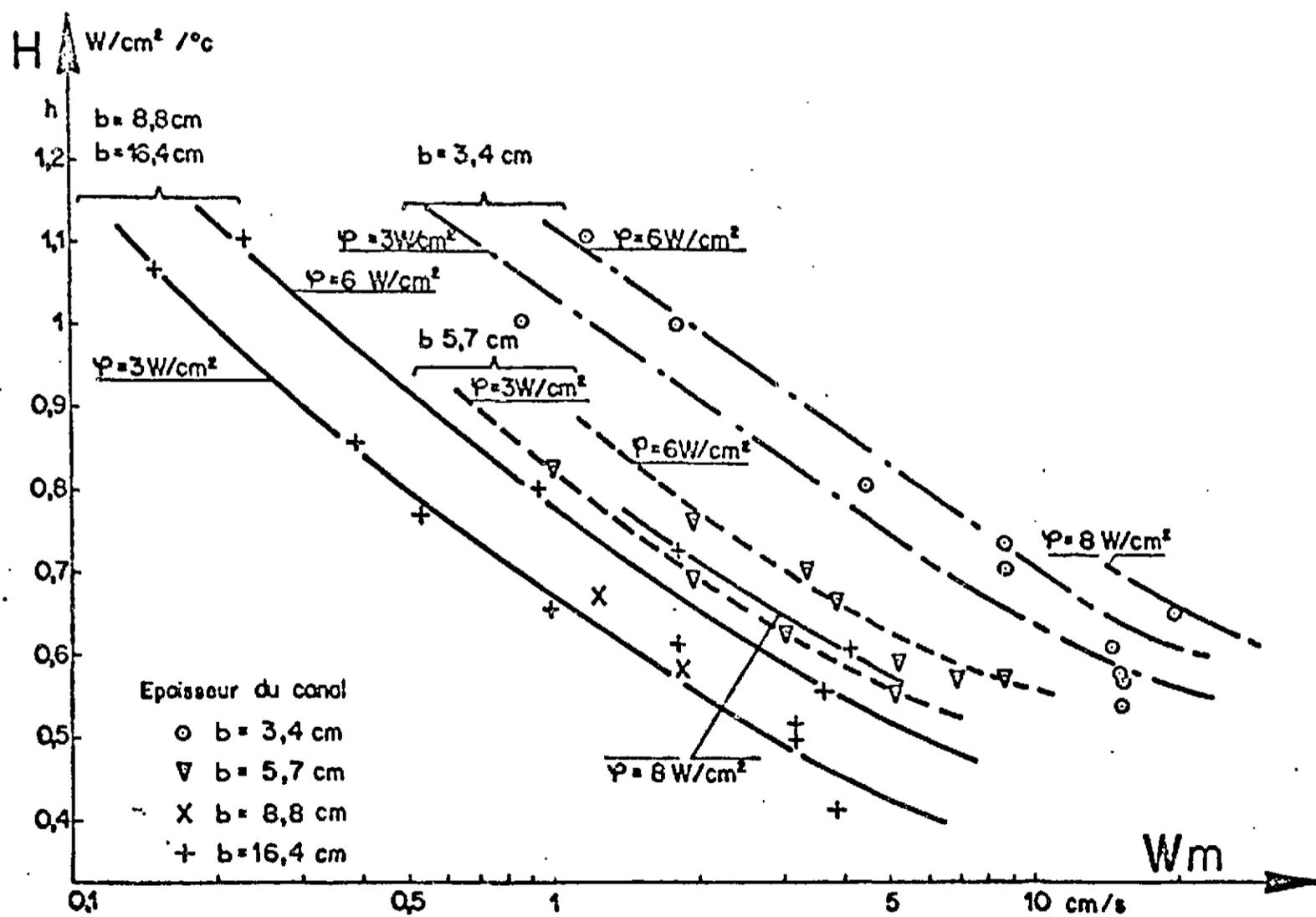


FIG. 2. VARIATIONS DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE THERMIQUE

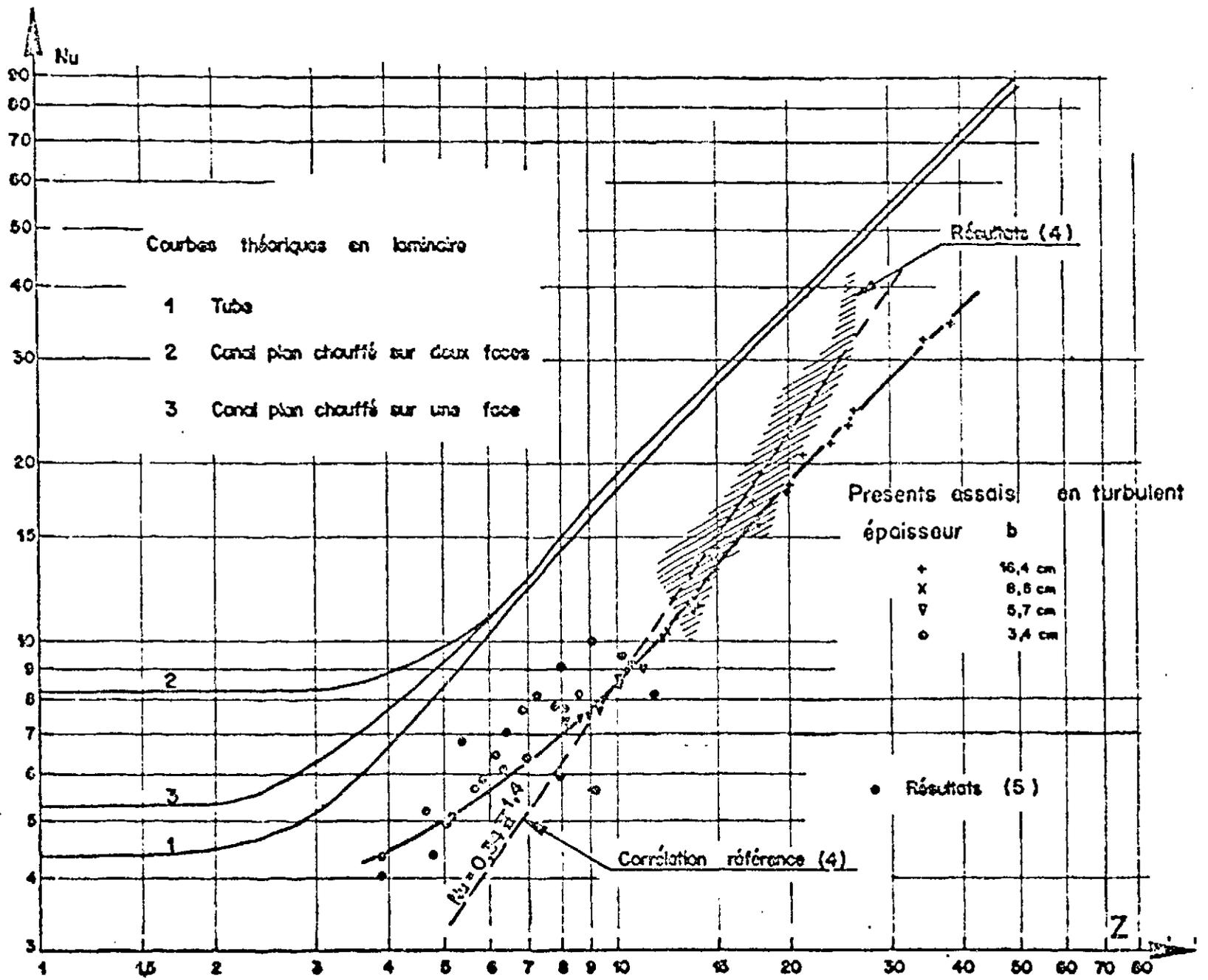


FIG. 3. CORRELATION $Nu = f(Z)$