

# INFLUENCE DU FLUX DE CHALEUR ET DE LA NATURE DU GAZ SUR LES COEFFICIENTS D'ÉCHANGE DANS UN TUBE CYLINDRIQUE LISSE

J.-P. DELPONT

Commissariat à l'Énergie Atomique, Saclay, France

(Reçu le 30 janvier 1964)

**Résumé**—Des mesures précises de coefficients d'échange de chaleur dans un tube cylindrique lisse sont présentées. Elles sont établies pour de l'air et du gaz carbonique à des nombres de Reynolds compris entre  $10^3$  et  $10^4$ ; le rapport  $T_p/T_m$  varie de 1, 10 à 1,40. Une diminution du nombre de Nusselt  $Nu_m$  est observée lorsque les valeurs des nombres de Reynolds  $Re_m$  et de Prandtl  $P_m$  sont fixées; elle dépend de la nature du gaz.

Une formulation est proposée utilisant un paramètre de flux de chaleur comme terme correctif. Les corrélations établies sont:

$$Nu_m = 0,0168 Re_m^{0,82} P_m^{0,4} \left(1 - 0,4 \frac{T_p - T_m}{T_p}\right), \text{ pour l'air.}$$

$$Nu_m = 0,0171 Re_m^{0,82} P_m^{0,4} \left(1 - 0,2 \frac{T_p - T_m}{T_p}\right), \text{ pour le CO}_2.$$

## NOMENCLATURE

### Indices

- $o$ , dans la section d'entrée du tube de mesure;
- $m$ , à la température moyenne de mélange du gaz  $T_m$ ;
- $x$ , à la température de film  $T_x$ ;
- $0,4$ , à la température de film  $T_{0,4}$ ;
- $q$ , débit masse du gaz dans le tube (kg/s);
- $D$ , diamètre du tube de mesure (m);
- $s$ , section de passage du gaz (m<sup>2</sup>);
- $T_m$ , température moyenne de mélange du gaz dans une section du tube (degré K);
- $T_p$ , température de la paroi intérieure du tube (degré K);
- $T_x = T_m + x(T_p - T_m)$  température "de film" (degré K)
- [avec  $x = 0,4 T_{0,4} = T_m + 0,4 (T_p - T_m)$ ];
- $\rho$ , masse volumique du gaz (kg/m<sup>3</sup>);
- $c_p$ , chaleur spécifique à pression constante du gaz (J/kg degré K);
- $\mu$ , viscosité absolue du gaz (mks);
- $\lambda$ , conductibilité thermique du gaz (W/m. degré K);
- $V_m = \frac{q}{\rho_m s}$  vitesse moyenne du gaz (m/s);

$\phi$ , flux de chaleur local dans le tube de mesure (W/m<sup>2</sup>);

$h = \frac{\phi}{T_p - T_m}$  coefficient local d'échange de chaleur (W/m<sup>2</sup>, degré K);

$Re_0 = \frac{\rho_0 V_0 D_0}{\mu}$  nombre de Reynolds dans la section d'entrée du tube;

$$Re_m = \frac{\rho_m V_m D}{\mu_m}$$

$$Re_x = \frac{\rho_x V_m D}{\mu_x}$$

$$Re_{0,4} = \frac{\rho_{0,4} V_m D}{\mu_{0,4}}$$

} Nombre de Reynolds dans une section de mesure;

$$Nu_m = \frac{hD}{\lambda_m}$$

$$Nu_x = \frac{hD}{\lambda_x}$$

$$Nu_{0,4} = \frac{hD}{\lambda_{0,4}}$$

} Nombre de Nusselt dans une section de mesure;

$$M_m = \frac{h}{\rho_m V_m C_{pm}} \text{ nombre de Margoulis dans une section de mesure;}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_m, \\ P_x, \\ P_{0,4}, \end{array} \right\} \text{ nombre de Prandtl dans une section de mesure.}$$

### INTRODUCTION

L'ÉCOULEMENT turbulent d'un fluide et les coefficients d'échange de chaleur dans un tube cylindrique lisse ont fait l'objet de nombreuses études.

On sait que, pour des vitesses de gaz peu élevées et lorsque les effets de la température sur les grandeurs qui caractérisent le fluide au point de vue dynamique ( $\rho$ ,  $\mu$ ) et thermique ( $\lambda$ ,  $C_p$ ), peuvent être négligés, le nombre de Nusselt  $Nu_m$  peut être écrit, dans la zone de régime thermique établi, comme une fonction des seuls nombres de Reynolds  $Re_m$  et de Prandtl  $P_m$

$$Nu_m = F(Re_m, P_m)$$

Cependant, pour des flux de chaleurs importants, les écarts de température sont grands et les effets de la température sur les grandeurs caractéristiques du gaz ne sont plus négligeables. Expérimentalement on constate une diminution du nombre de Nusselt  $Nu_m$  pour une valeur donnée des nombres de Reynolds  $Re_m$  et de Prandtl  $P_m$ ; des considérations de similitude montrent qu'il est alors nécessaire d'introduire dans la fonction  $F$  un paramètre supplémentaire  $\phi_m$  traduisant l'effet du flux de chaleur (ou des forts écarts de température) et qu'en outre, cet effet dépend de la nature du gaz.

De nombreuses études ont été publiées sur ce sujet (références ci-dessous). Leurs auteurs définissent généralement une température dite "de film" par une formule du type

$$T_x = T_p + x(T_p - T_m)$$

avec  $x$  constant dans un intervalle de nombres de Reynolds donné et dépendant de la nature du gaz, de façon que les grandeurs caractéristiques du fluide étant rapportées à la température  $T_x$ , le nombre de Nusselt  $Nu_x$  puisse être écrit comme une fonction des seuls nombres de Reynolds  $Re_x$  et de Prandtl  $P_x$

$$Nu_x = G(Re_x, P_x)$$

Cette étude diffère des études citées en référence sur deux points:

1°. Les définitions des nombres de Nusselt  $Nu_m$ , de Reynolds  $Re_m$  et de Prandtl  $P_m$  ne sont pas modifiées, mais le nombre de Nusselt est écrit comme une fonction de trois paramètres:

$$Nu_m = H(Re_m, P_m, \phi_m)$$

$\phi_m$  est un paramètre qui tient compte de l'effet du flux de chaleur.

2°. Les résultats expérimentaux sont établis au moyen d'un appareillage qui permet, avec des flux de chaleur relativement faibles, [ $(T_p/T_m) < 1,4$ ], de réaliser des mesures extrêmement précises et d'éviter certaines difficultés, liées à l'utilisation de flux de chaleur élevés.

### APPAREILLAGE EXPERIMENTAL

On peut être tenté d'utiliser un appareillage permettant avec des flux de chaleur élevés, d'observer une forte diminution de  $Nu_m$  aisément chiffrable; malheureusement, de tels flux provoquent des températures de paroi élevées nécessitant des tubes en matériaux réfractaires difficiles à usiner, dont l'épaisseur est souvent mal connue et variable le long du tube; les fuites de chaleur sont élevées et les effets d'extrémités importants; les tubes sont généralement de petit diamètre, le gaz étant rejeté dans l'atmosphère; les vitesses de gaz sont élevées aux grands nombres de Reynolds; enfin il paraît difficile d'observer une zone de régime thermique établi. Pour ces raisons, on relève une très forte dispersion des résultats rendant difficile un regroupement des points autour d'une formule de corrélation.

Une valeur de  $(T_p/T_m)$  de l'ordre de 1,4 provoque une diminution de  $Nu_m$  (à  $Re_m$  et  $P_m$  donnés) qui atteint 10 pour cent. Une exploitation et un regroupement des résultats nécessitent une connaissance de  $Nu_m$  avec une précision de l'ordre de 1 pour cent et un ensemble de mesures atteignant une précision de l'ordre de 1 pour mille. Cette précision nécessite de grandes précautions.

Le tube de mesure (Fig. 1) est en acier inoxydable; il est chauffé par effet Joule en courant continu basse tension, le courant arrivant par

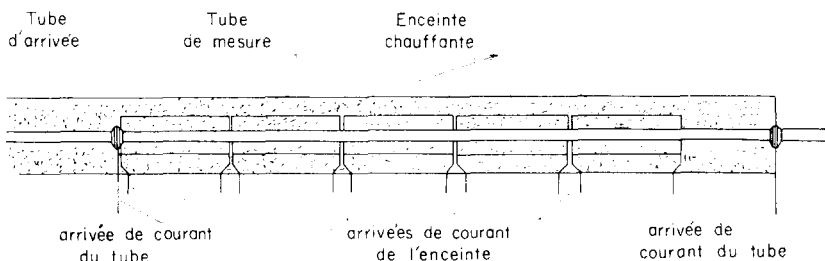


FIG. 1.

les brides de raccordement. Son diamètre intérieur est de 40,25 mm, son diamètre extérieur est de 55 mm; sa longueur est d'environ 5,80 m. Il est usiné intérieurement et extérieurement; ses dimensions sont donc connues avec une grande précision.

Il est précédé d'un tube d'arrivée de même diamètre qui permet au régime dynamique de l'écoulement, de s'établir.

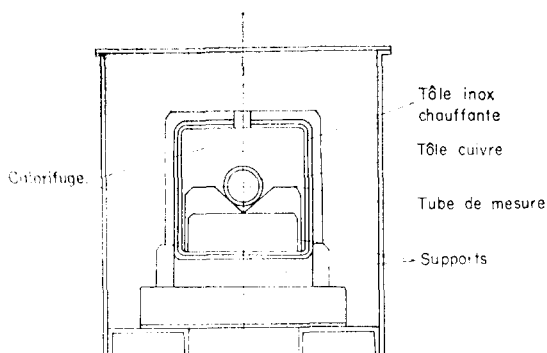


FIG. 2.

Il est entouré sur toute sa longueur d'une enceinte chauffante (Fig. 2) qui annule toute fuite de chaleur vers l'extérieur; elle est de section carrée et constituée d'une tôle chauffante en acier inoxydable entourant une tôle de cuivre qui égalise la température; cinq éléments successifs de 1 m de longueur entourent ainsi le tube; la température de chaque élément en son milieu peut être réglée de façon à être aussi voisine que possible de la température de la paroi extérieure correspondante du tube; un calcul montre que dans le cas des essais effectués, la fuite de chaleur peut toujours être réduite à une valeur inférieure à 3 pour mille de la puissance électrique appliquée au tube.

L'ensemble est monté en circuit fermé avec un compresseur et un échangeur de chaleur, destiné à refroidir le gaz avant son passage dans le compresseur.

### MESURES

Le débit masse du gaz est calculé à partir de la perte de charge créée par une tuyère ASME 25/70 LR PO montée en série avec le tube et bien étalonnée. Le débit est connu avec une précision de l'ordre de 1 pour cent, mais, pour un groupe d'essais caractérisés par une même valeur du débit, celui-ci est connu en valeur relative avec une précision de 1 pour mille environ puisqu'on se place au même point de mesure pour la tuyère.

La température extérieure du tube est donnée par des thermocouples placés dans des bagues segmentées en alliage léger, serrées sur le tube. Du fait du réglage de l'enceinte chauffante, ces bagues sont placées en milieu isotherme et donnent une bonne mesure de la température du tube. La température intérieure est calculée à partir de la puissance électrique dissipée dans le tube.

La température moyenne du gaz est calculée dans une section du tube, connaissant sa température totale à l'entrée du tube et la puissance électrique dissipée.

La puissance électrique appliquée au tube est connue par une mesure de l'intensité du courant électrique et six prises de tension réparties le long du tube.

Les mesures effectuées permettent de calculer  $Num$  avec une précision relative de l'ordre de 1 pour cent; les essais sont reproductibles avec cette précision.

### RESULTATS D'ESSAIS

Les essais sont réalisés successivement avec

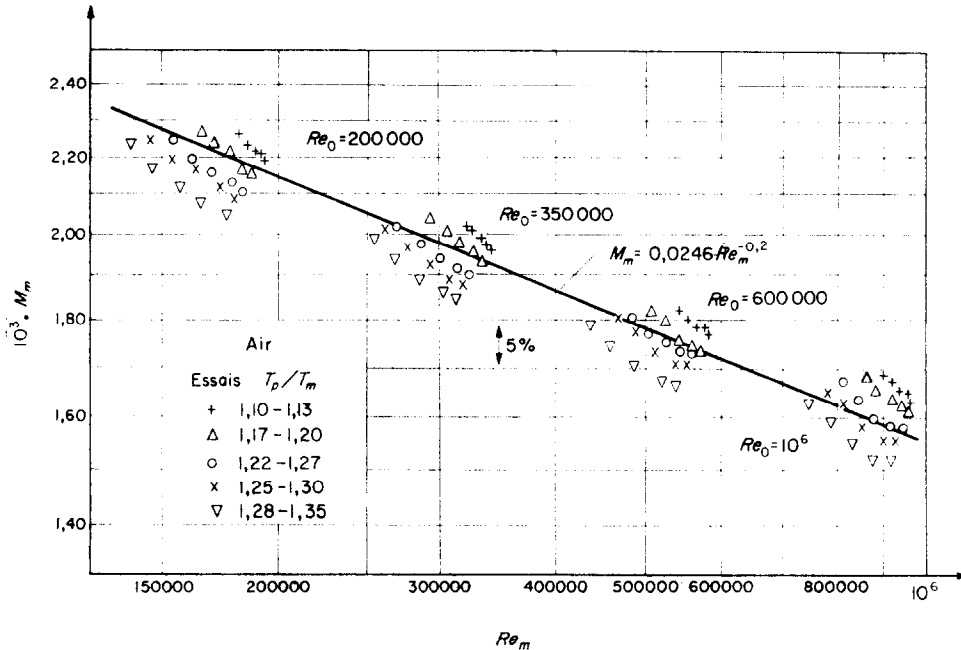


FIG. 3.

de l'air, puis du gaz carbonique. Ils sont classés en quatre groupes caractérisés par une même valeur du nombre de Reynolds  $Re_0$  calculé dans la section d'entrée du tube de mesure (à une valeur de  $Re_0$  correspond pratiquement une même valeur du débit du gaz). Pour une valeur donnée de  $Re_0$  le flux de chaleur prend cinq valeurs différentes telles que le rapport  $(T_p/T_m)$  prenne les valeurs: 1,10; 1,17; 1,21; 1,25; 1,28 approximativement. Un essai donne cinq points de mesure situés en zone de régime thermique établi (c'est-à-dire cinq sections de mesure situées le long du tube où sont calculés les nombres de Reynolds  $Re_m$ , de Prandtl  $P_m$  et les coefficients d'échange de chaleur).

Les Figures 3 et 4 représentent pour l'air et le gaz carbonique, les valeurs relevées du nombre de Margoullis\*  $M_m$  en fonction du nombre de Reynolds  $Re_m$ .  $M_m$  est défini par:

$$M_m = \frac{h}{\rho_m V_m c_{pm}}$$

Il est équivalent d'utiliser  $Nu_m$  ou  $M_m$  qui sont liés par la relation:

\* Ce nombre est généralement appelé nombre de Stanton dans les pays anglo-saxons.

$$Nu_m = M_m Re_m P_m$$

L'utilisation de  $M_m$  donne, dans le cas présent, une représentation plus lisible.

On voit que, pour un nombre de Reynolds donné  $M_m$  décroît lorsque le flux de chaleur croît; des écarts de 10 pour cent sont observés. Les droites  $M_m = 0,0246 Re_m^{-0,2}$  et  $M_m = 0,0251 Re_m^{-0,2}$  sont tracées pour permettre de situer l'ensemble des points de mesure par rapport aux formules de corrélations généralement utilisées.

**RECHERCHE DES FORMULES DE CORRELATION**

$M_m$  peut être écrit comme une fonction de trois paramètres qui sont le nombre de Reynolds  $Re_m$ , le nombre de Prandtl  $P_m$  et un paramètre de flux de chaleur  $\phi_m$

$$M_m = f(Re_m, P_m, \phi_m)$$

$\phi_m$  doit être choisi de façon à rendre compte des effets observés; nous avons choisi  $\phi_m = T_p - T_m/T_p$  qui paraît bien répondre à cette exigence.  $\phi_m$  est nul lorsque le flux est nul et ne dépasse pas 0,40 dans les essais présentés.

$M_m$  peut être développé en série par rapport à

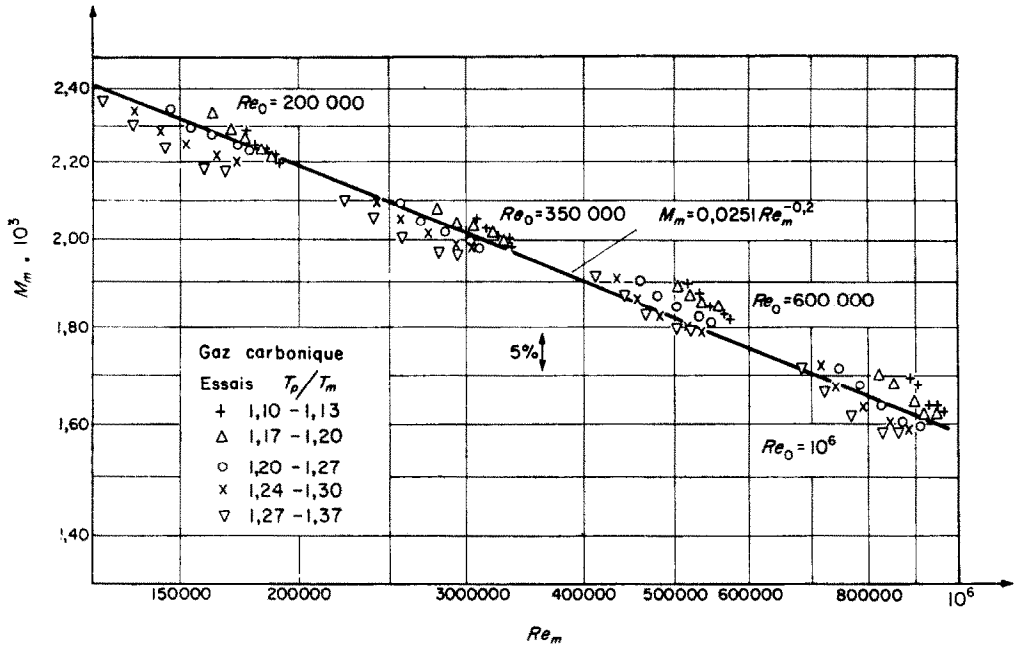


FIG. 4.

$\phi_m$  au voisinage de zéro ( $\phi_m$  joue alors le rôle d'un terme correctif).

$$M_m = f(Re_m, P_m, 0) + \phi_m \frac{\partial f}{\partial \phi} (Re_m, P_m, 0) + \dots$$

En limitant le développement aux deux premiers termes, on peut écrire :

$$M_m = M_0 \left( 1 + a \frac{T_p - T_m}{T_p} \right)$$

$M_0$  désigne le nombre de Margoulis "à flux nul", c'est-à-dire sa limite lorsque le flux thermique tend vers zéro; il ne peut être obtenu que par extrapolation.

$M_0$  et  $a$  sont des fonctions de  $Re_m$  et  $P_m$ .

*Determination de  $M_0$  et  $a$*

La précision des essais est insuffisante pour permettre de déterminer  $M_m$  en fonction de  $P_m$ . On a supposé  $a$  indépendant de  $P_m$  et  $M_m$  proportionnel à  $P_m^{-0,6}$  ainsi qu'il est généralement admis.

Dans un groupe d'essais, une valeur de  $Re_m$  est choisie; les valeurs correspondantes de  $M_m$  et  $T_p - T_m/T_p$  sont relevées pour chacun des cinq essais effectués. On porte sur un graphique

$\log M_m$  en fonction de  $Re_m$  pour ces essais (Fig. 5); les points obtenus s'alignent sur une droite dont la pente est  $a$  (le terme  $a T_p - T_m/T_p$  est petit) et dont l'ordonnée à l'origine est  $\log M_0$ . En se fixant plusieurs valeurs successives de  $Re_m$ , on peut déterminer  $M_0$  et  $a$  en fonction de  $Re_m$ .

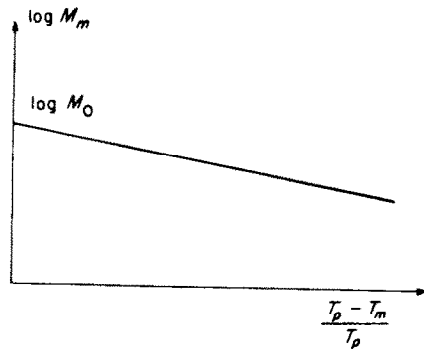


FIG. 5.

Il faut noter que cette méthode ne fait aucune hypothèse sur la forme des fonctions  $M_0(Re_m)$  et  $a(Re_m)$ .

Les essais montrent que, dans l'intervalle des

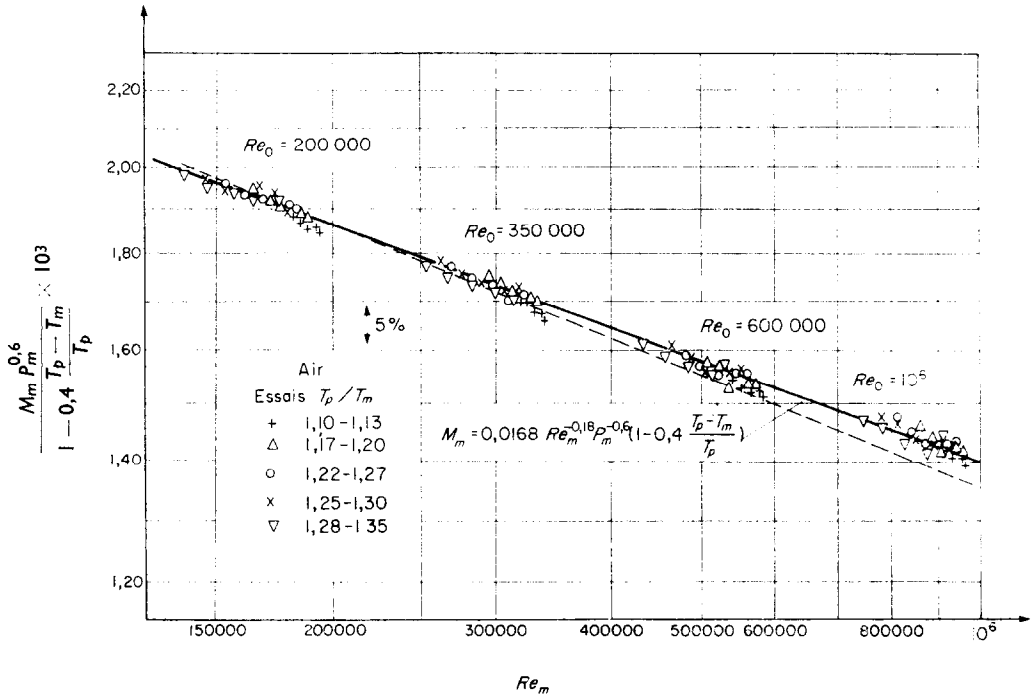


FIG. 6.

nombre de Reynolds réalisés,  $a$  ne dépend pas de  $Re_m$ . Ils donnent pour  $a$  les valeurs:

$a = -0,40$  pour l'air

$a = -0,20$  pour le gaz carbonique.

Les Figures 6 et 7 donnent une représentation en coordonnées logarithmiques, de

$$\frac{M_m P_m^{0,6}}{1 - 0,4 \frac{T_p - T_m}{T_p}}$$

pour l'air et

$$\frac{M_m P_m^{0,6}}{1 - 0,2 \frac{T_p - T_m}{T_p}}$$

pour le gaz carbonique en fonction de  $Re_m$ ; elles permettent de déterminer la fonction  $M_0(Re_m)$ .

On voit que l'ensemble des points se regroupe dans une bande entourant, à  $\pm 2$  pour cent près la droite:

$M_m = 0,0168 Re_m^{-0,18} P_m^{-0,6} \left(1 - 0,4 \frac{T_p - T_m}{T_p}\right)$

ou

$Nu_m = 0,0168 Re_m^{0,82} P_m^{0,4} \left(1 - 0,4 \frac{T_p - T_m}{T_p}\right)$

pour l'air et

$M_m = 0,0171 Re_m^{-0,18} P_m^{-0,6} \left(1 - 0,2 \frac{T_p - T_m}{T_p}\right)$

ou

$Nu_m = 0,0171 Re_m^{0,82} P_m^{0,4} \left(1 - 0,2 \frac{T_p - T_m}{T_p}\right)$

pour le gaz carbonique

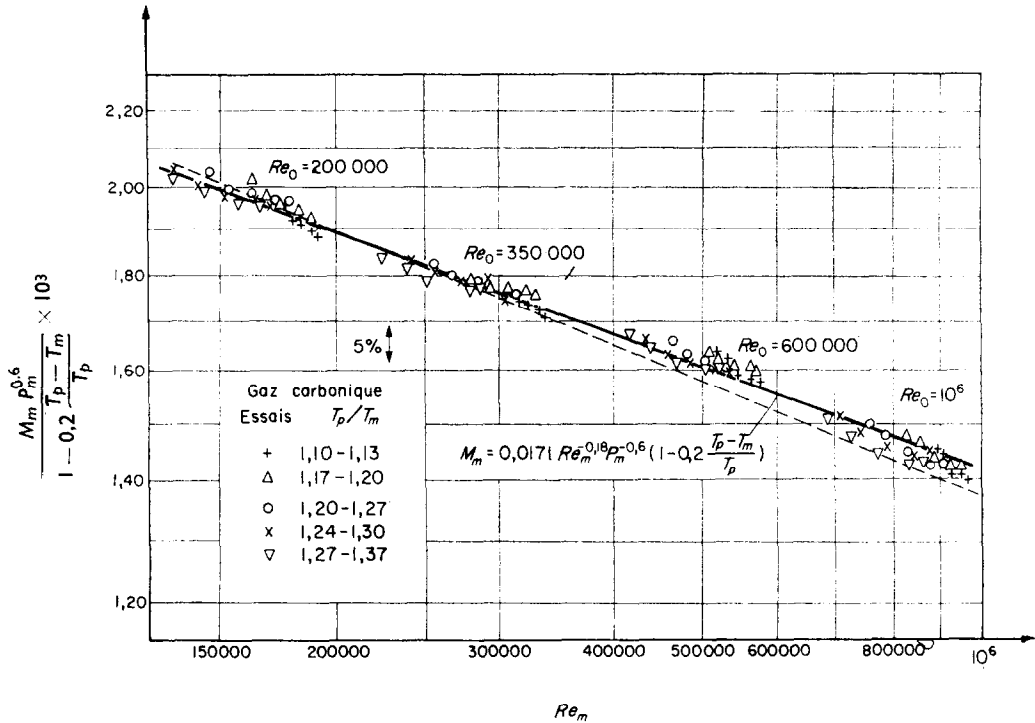


FIG. 7.

Des droites de pente  $-0,2$  ont été également tracées en tirets; elles s'éloignent sensiblement des points de mesure.

$M_0$  nombre de Margoulis "à flux nul" est indépendant de la nature du gaz (lorsque le flux de chaleur devient très faible, les écarts de température deviennent petits et la valeur obtenue pour  $M_m$  est celle qui serait obtenue avec des caractéristiques de gaz indépendantes de la température).

$a$  par contre dépend fortement de la nature du gaz.

CONCLUSION

L'étude qui est présentée se classe parmi les nombreuses études publiées ces quinze dernières années et portant sur l'influence du flux de chaleur sur les coefficients d'échange dans le cas simple d'un tube cylindrique lisse.

Le domaine d'investigation est large en ce qui concerne les nombres de Reynolds ( $10^5$  à  $10^6$ ) mais volontairement restreint en ce qui concerne les flux de chaleur ( $1,10 < (T_p/T_m) < 1,40$ ) afin de permettre une grande précision des

mesures. Un ensemble de résultats bien coordonné, est présenté et une formulation rendant compte des phénomènes avec une précision satisfaisante au moyen d'un paramètre de flux est proposée. Ce paramètre est utilisé comme terme correctif d'un nombre de Margoulis (ou de Nusselt) qui serait obtenu à flux de chaleur nul; les formules proposées sont du type:

$$M_m = M_0 \left( 1 + a \frac{T_p - T_m}{T_p} \right)$$

ou

$$Nu_m = Nu_0 \left( 1 + a \frac{T_p - T_m}{T_p} \right)$$

Ces formules sont générales;  $M_0$  ( $Nu_0$ ) sont des fonctions universelles de  $Re_m$  et  $P_m$  applicables à tous les fluides. Les valeurs de  $a$  ont été établies pour l'air et le gaz carboniques; elles ont la portée des développements limités et ne sont valables, en toute rigueur, que dans les

intervalles des nombres de Reynolds et du flux thermique étudiés; sous leur forme la plus restrictive, elles couvrent cependant un large domaine des applications courantes des échanges de chaleur pour lesquelles elles paraissent suffisamment précises.

### REMERCIEMENTS

L'auteur exprime toute sa reconnaissance à Monsieur le Professeur Fortier, pour l'intérêt constant qu'il a bien voulu attacher à ce travail durant toute son exécution. Il tient à remercier également Monsieur Bazin, Monsieur Le Foll et Monsieur Gelin du Service des Études Mécaniques et Thermiques du Centre d'Études Nucléaires de SACLAY, qui lui ont permis de mener à bien ce travail et lui ont fait bénéficier de leur grande expérience.

### REFERENCES

1. L. G. DESMON et E. W. SAMS, Heat transfer from high temperature surfaces to fluids. Correlation of heat transfer data for air flowing in silicon carbide tube with rounded entrance inside diameter of  $\frac{1}{2}$  in and effective length of 12 in. Lewis Flight Prop. Lab., NACA RM E9 D12 (1949).
2. L. G. DESMON et E. W. SAMS, Correlation of forced convection heat transfer data for air flowing in smooth platinum tube with long approach entrance at high surface and inlet air temperature. Lewis Flight Prop. Lab., NACA RM E50 H23 (1950).
3. L. V. HUMBLE, W. H. LOWDER MILK et L. G. DESMON, Measurement of average heat transfer and friction coefficients for subsonic flow of air in smooth tubes at high surface and fluid temperature. Lewis Flight Prop. Lab., NACA, Report 1020 (1950).
4. R. G. DESSLER, Investigation of turbulent flow and heat transfer in smooth tubes, including the effects of variable fluid properties, *Trans. ASME* 73, 101-107 (1951).
5. R. G. DESSLER et C. S. EIAN, Analytical and experimental investigation of fully developed turbulent flow of air in a smooth tube with heat transfer with variable fluid properties. Lewis Flight Prop. Lab., NACA T.N. 2629 (1952).
6. R. G. DESSLER, Heat transfer and fluid friction for fully developed turbulent flow of air and supercritical water with variable fluid properties, *Trans ASME* 76, 73-85 (1954).
7. H. J. NEWMAN, Measurements of heat transfer coefficients for helium and hydrogen flowing in smooth tantalum tubes at high surface temperatures. Los Alamos Scientific Lab., AECU 4507 (1957).
8. F. P. DURHAM, R. C. NEAL et H. J. NEWMAN, High temperature heat transfer to a gas flowing in heat generating tubes with high heat flux. *Reactor Heat Transfer Conference of 1956*. TID 7529 (Pt. 1) book 2, NDCA, 789-797 (1957).
9. J. FOWLER et C. F. WARNER, Measurements of the heat transfer coefficients for hydrogen flowing in heated tube. *Amer. Rocket Soc. Journal*, mars 1960.

10. J. R. MACCARTHY et H. Wolf, Forced convection heat transfer to gaseous hydrogen at high heat flux and high pressure in a smooth, round, electrically, Heated tube. *J. Amer. Rocket Soc.* (1960).
11. M. F. TAYLOR et T. A. KIRCHGESSNER, Measurements of heat transfer and friction coefficients for helium flowing in a tube at surface temperature up to 5.900° R. *J. Amer. Rocket Soc.* (1960).
12. A. DE LA HARPE et P. PERROUD, Etude expérimentale du transfert de chaleur et des pertes de charge avec l'hydrogène gazeux en écoulement turbulent dans un tube et dans un espace annulaire. Commissariat à l'Énergie Atomique, France, Rapport n° 1790 (1960).
13. P. PERROUD et J. REBIERE, Étude expérimentale du transfert de chaleur en convection forcée avec le méthane et étude comparative des caractéristique de transfert de chaleur entre le méthane, le gaz carbonique et l'hydrogène. Commissariat à l'Énergie Atomique, France, note PBCT n° 26 (1961).
14. R. G. DESSLER et A. F. PRESTLER, Computed reference temperature for turbulent variable property heat transfer in a tube for several common gases. 2ème Conférence de Boulder report n° 68 (1961).

### ANNEXE

Il paraît intéressant d'appliquer aux résultats d'essais présentés ci-dessus, la formulation utilisée par de nombreux auteurs se référant à une température de film  $T_x$ .

Pour l'air et le gaz carbonique aux nombres de Reynolds étudiés, la température de référence est définie par :

$$T_{0,4} = T_p + 0,4 (T_p - T_m) \text{ (Référence [14])}$$

Les nombres de Nusselt et de Reynolds sont définis par :

$$N = \frac{hD}{\lambda_{0,4}} \quad Re_{0,4} = \frac{\rho_{0,4} V_m D}{\mu_{0,4}}$$

Les Figures 8 et 9, donnent, en coordonnées logarithmiques la représentation de  $(Nu_{0,4}/P_{0,4}^{0,4})$  en fonction de  $Re_{0,4}$  pour l'air et le gaz carbonique. On observe un bon regroupement des points à  $\pm 2$  pour cent autour d'une droite.

$$Nu_{0,4} = 0,0164 Re_{0,4}^{0,82} P_{0,4}^{0,4}$$

pour l'air et

$$Nu_{0,4} = 0,0170 Re_{0,4}^{0,82} P_{0,4}^{0,4}$$

pour le gaz carbonique



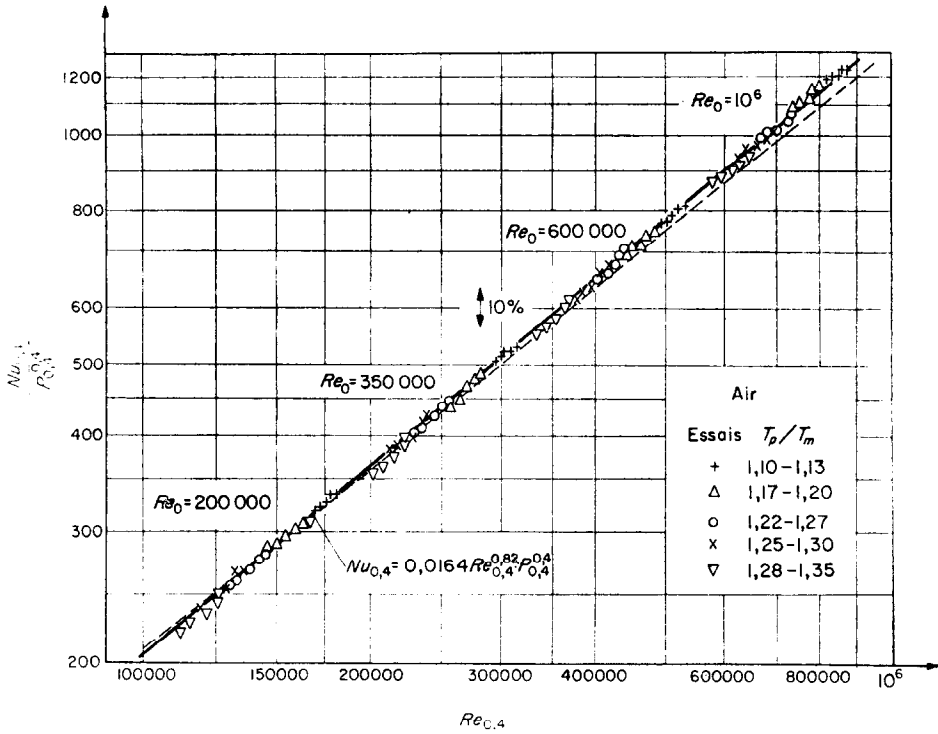


FIG. 8.

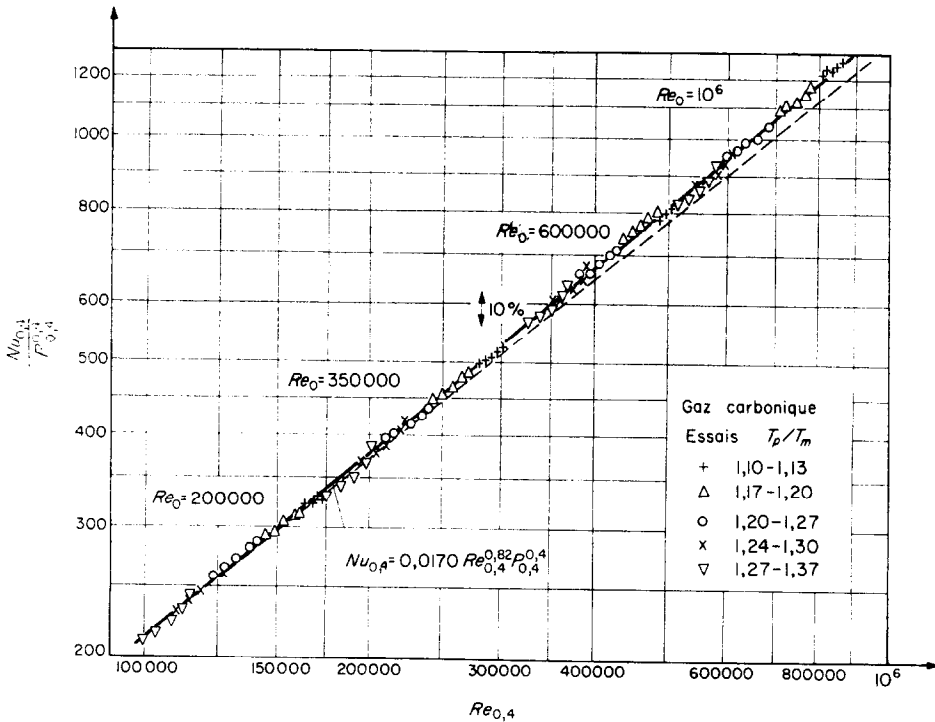


FIG. 9.

Des droites de pente 0,80 (tracées en tirets) s'éloignent assez nettement des points expérimentaux; les valeurs prises par les constantes (0,0164 et 0,0170) sont très voisines de celles que donnent les planches 6 et 7 (0,0168 et 0,0170) ainsi qu'il pouvait être prévu puisque lorsque le flux de chaleur tend vers zéro,  $Nu_{0,4}$ ,  $Re_{0,4}$ ,  $P_{0,4}$  tendent vers  $Nu_m$ ,  $Re_m$ ,  $P_m$ .

Cette formulation se révèle aussi précise que la précédente mais elle a le défaut d'être plus difficile à utiliser dans les applications courantes (nécessité de recalculer  $Nu_x$  au cours de plusieurs itérations), et d'être moins générale, parce qu'elle inclut la correction de flux sous une forme qui peut ne pas être applicable à tous les fluides.

**Abstract**—Accurate measurements of heat-transfer coefficients in a smooth cylindrical tube are presented. They are established for air and carbon dioxide for Reynolds numbers ranging from  $10^5$  to  $10^6$ ; the ratio  $T_p/T_m$  varies from 1.10 to 1.40. A Nusselt number  $Nu_m$  decrease is observed when values of Reynolds  $Re_m$  and Prandtl  $P_m$  numbers are fixed; it depends on the nature of the gas.

A formulation is proposed using a heat flux parameter as correcting term. Correlations established are:

$$Nu_m = 0.0168 Re_m^{0.82} P_m^{0.4} \left( 1 - 0.4 \frac{T_p - T_m}{T_p} \right) \text{ for air.}$$

$$Nu_m = 0.0171 Re_m^{0.82} P_m^{0.4} \left( 1 - 0.2 \frac{T_p - T_m}{T_p} \right) \text{ for CO}_2.$$

**Zusammenfassung**—In einem glatten, zylindrischen Rohr wurden Wärmeübergangskoeffizienten durch genaue Messungen ermittelt. Sie wurden für Luft und Kohlendioxid bei Reynolds-Zahlen von  $10^5$  und  $10^6$  bestimmt. Das Verhältnis  $T_p/T_m$  variiert von 1,10 bis 1,40. Eine Verminderung der Nusselt-Zahl bei festen Werten der Reynolds-Zahlen  $Re_m$  und der Prandtl-Zahlen  $P_m$  lässt sich abhängig von der Gasart beobachten.

Folgende Formulierungen werden vorgeschlagen, wobei für den Wärmefluss ein Parameter als Korrekturglied benützt wird:

$$Nu_m = 0.0168 Re_m^{0.82} P_m^{0.4} \left( 1 - 0.4 \frac{T_p - T_m}{T_p} \right) \text{ für Luft.}$$

$$Nu_m = 0.0171 Re_m^{0.82} P_m^{0.4} \left( 1 - 0.2 \frac{T_p - T_m}{T_p} \right) \text{ für CO}_2.$$

**Аннотация**—Получены точные значения коэффициентов теплообмена для гладкой цилиндрической трубы. Для воздуха и углекислого газа они определены в интервале чисел Рейнольдса от  $10^5$  до  $10^6$  и отношения температур  $T_p/T_m$  от 1,10 до 1,40. При определенных значениях чисел Рейнольдса  $Re_m$  и Прандтля  $P_m$  наблюдается уменьшение числа Нуссельта  $Nu_m$ ; оно зависит от природы газа.

Дается выражение, в котором в качестве поправочного члена введен параметр теплового потока.

Установлены следующие соотношения:

$$Nu_m = 0,0168 Re_m^{0,82} P_m^{0,4} \left( 1 - 0,4 \frac{T_p - T_m}{T_p} \right) \text{ для воздуха.}$$

$$Nu_m = 0,0171 Re_m^{0,82} P_m^{0,4} \left( 1 - 0,2 \frac{T_p - T_m}{T_p} \right) \text{ для CO}_2.$$