

Convection thermique pour l'écoulement de Couette avec débit axial; cas d'un fluide pseudo-plastique

C. NOUAR, R. DEVIENNE et M. LÉBOUCHE

Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, C.N.R.S. UA No. 875,
24 rue Lionnois, B.P. 3137, 54013 Nancy Cedex, France

(Reçu le 5 Novembre 1985 et sous forme finale le 9 Mai 1986)

Résumé—On détermine les divers régimes d'écoulement d'un fluide non-newtonien pseudo-plastique entre deux cylindres coaxiaux avec composante axiale de la vitesse. Un nouveau mode d'instabilité est mis en évidence. On examine l'incidence de la structure de l'écoulement et de la densité de flux de chaleur sur le nombre de Nusselt. On propose une corrélation permettant d'évaluer le nombre de Nusselt global, en tenant compte des variations des propriétés physiques du fluide avec la température.

1. INTRODUCTION

LA PRÉSENTE étude traite de l'écoulement, dans un espace annulaire, d'un produit non-newtonien, fortement consistant, aux propriétés physiques thermo-dépendantes. Le fluide choisi est considéré comme un bon modèle de ceux rencontrés dans l'industrie agro-alimentaire.

Dans ce secteur industriel, les échangeurs de chaleur à surface raclée interviennent fréquemment dans les procédés de fabrication et de traitement des produits alimentaires. Actuellement, le dimensionnement de ces dispositifs n'est pas satisfaisant; en effet, il s'effectue à partir de corrélations globales ne prenant pas en considération le caractère non-newtonien et fortement thermodépendant du produit à traiter, ni la structure de l'écoulement interne.

Les expériences que nous avons conduites consistent d'abord à déterminer les divers régimes d'écoulement et à les caractériser par les nombres adimensionnels usuel Re_g , Ta_g .

En second lieu, leur incidence ainsi que celle de la densité de flux de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur local ont été examinées. Nous proposons une corrélation liant le nombre de Nusselt global aux nombres adimensionnels Re_g et Ta_g , ainsi qu'à un nombre caractérisant l'incidence du champ thermique sur les propriétés thermophysiques.

2. INSTALLATION EXPERIMENTALE ET METHODES DE MESURE

2.1 Dispositif expérimental

Il s'agit essentiellement d'une installation permettant la circulation d'un fluide en boucle fermée (Fig. 1). La circulation du fluide est assurée par un groupe à vitesse de rotation ajustable. Afin de limiter la dégradation mécanique éventuelle du produit, la pompe est à rotor hélicoïdal excentré. En sortie de

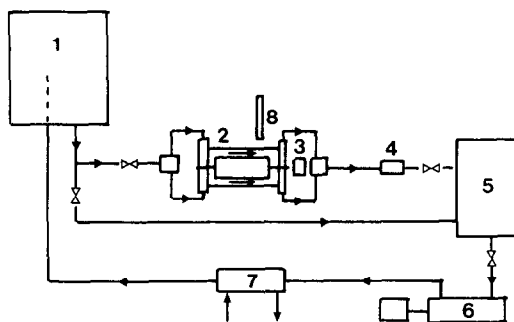


FIG. 1. Schéma du montage expérimental: 1, bac pressurisé; 2, veine d'essai; 3, moteur à vitesse variable; 4, débitmètre électromagnétique; 5, bac aval; 6, groupe motopompe; 7, échangeur de chaleur; 8, laser (vélocimètre).

pompe, le fluide traverse un échangeur de chaleur à faisceau turbulent, monté à contre courant et susceptible d'évacuer une puissance totale de 5 kW; ce dispositif permet de maintenir une température constante à 0,1°C près à l'entrée de la veine d'expérience. Cette veine est alimentée à partir d'un réservoir pressurisé permettant un écoulement régulier en débit. On dispose de deux veines de même géométrie, l'une destinée à la visualisation, l'autre à l'étude thermique. Il s'agit dans chaque cas de deux cylindres coaxiaux dont les caractéristiques principales figurent dans le tableau 1.

Il est à noter que les caractéristiques géométriques reproduisent à l'échelle 1/2 celles d'un échangeur à surface raclée standard. Le système de distribution du fluide comporte une bride percée de quatre trous d'entrée radiaux, suivie d'une zone d'établissement du régime dynamique. Le cylindre intérieur peut être animé d'un mouvement de rotation uniforme par l'intermédiaire d'un moteur à courant continu, le contrôle de la vitesse de rotation s'effectuant par un dispositif opto-électronique.

NOMENCLATURE

a, b	coefficients intervenant dans la loi de variation de K avec la température $k = a \exp(-bT)$	Ta_g	nombre de Taylor généralisé, $((R_2 - R_1)/R_1)(\rho D_h^n/2^n)(\Omega R_1)^{2-n}/K$
a', b'	coefficients intervenant dans la loi de variation de n avec la température $n = a' \exp(b'T)$	Ta_c	nombre de Taylor critique
C_p	chaleur spécifique prise égale à celle du solvant, $4185 \text{ J kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	T_m	température de mélange [$^\circ\text{C}$]
D_h	diamètre hydraulique, $2(R_2 - R_1)$	T_p	température de paroi [$^\circ\text{C}$]
K	indice de consistance [Pas^n]	u	vitesse axiale [m s^{-1}]
L	longueur de la zone chauffée [m]	v	vitesse tangentielle [m s^{-1}]
N	vitesse de rotation (tr/min)	\bar{u}	vitesse moyenne [m s^{-1}]
n	indice de structure, $\tau = K\dot{\gamma}^n$	u'	fluctuation de vitesse [m s^{-1}]
P	pression [Pa]	u_d	vitesse débitante [m s^{-1}]
$Pr_{\text{eq,g}}$	nombre de Prandtl équivalent généralisé,	u_0	valeur maximale de u' [m s^{-1}]
	$C_p(K/A) \left[\frac{U_d^2 + (\Omega R_1)^2(n-1)/2}{D_h^{n-1}} \right]$	z	distance à l'entrée du dispositif.
Q_v	débit volumique [$\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$]	Symboles grecs	
R_1	rayon intérieur du rotor [m]	$\dot{\gamma}$	gradient de vitesse [s^{-1}]
R_2	rayon intérieur du stator [m]	$\bar{\epsilon}$	tenseur des vitesses de déformation
Re_g	nombre de Reynolds généralisé, $\rho U_d^{2-n} D_h^n / K$	λ	conductivité thermique prise égale à celle solvant [$\text{W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
S	cisaillement, 2 trace ($\bar{\epsilon}^2$)	ρ	masse volumique supposée constante et égale à 1010 kg m^{-3}
T	température	$\bar{\tau}$	tenseur des contraintes
		τ_f	pseudo-taux de fluctuation
		$\tau_{rz}, \tau_{r\theta}$	composantes du tenseur des contraintes
		ϕ	densité de flux de chaleur [W m^{-2}]
		Ω	vitesse de rotation [rad s^{-1}].

Tableau 1. Caractéristiques principales de la veine

Diamètre du rotor	40 mm
Diamètre du stator	65 mm
Longueur de la zone chauffée L	160 mm
Nombre de prises de température	25
Puissance dissipée	0-1,5 kW
Distance entre la section d'entrée et le début de la zone de chauffage	50 mm

Le premier des prototypes expérimentaux a été réalisé entièrement en polyméthacrylate de méthyle (P.M.M.); il est destiné à l'observation des divers régimes d'écoulement. La visualisation des trajectoires est réalisée par adjonction au fluide de travail de paillettes d'aluminium (module 21). Dans le second prototype, le cylindre extérieur est en cuivre; il porte sur sa face externe un enroulement résistif pouvant dissiper au maximum 2 kW. L'épaisseur du cuivre (2,5 mm) et le pas du bobinage (3 mm) ont été déterminés de façon à ce que l'on puisse considérer la densité de flux de chaleur comme constante. Vingt cinq thermocouples ont été répartis à la surface de ce cylindre. L'isolation thermique est assurée par une couche d'air sec et par une enveloppe épaisse en P.M.M., elle-même protégée par une mousse de polyuréthane. En fin de zone chauffée, une fenêtre en P.M.M. permet la détermination des champs de

vitesse par vélocimétrie à laser; on peut ainsi déterminer les composantes axiale et tangentielle de la vitesse du fluide.

2.2. *Fluide modele*

Le fluide de travail est une solution à 3% en poids d'un éther cellulosique, la carboxyméthylcellulose (sel de sodium, dit C.M.C.). Le solvant utilisé est l'eau déminéralisée, additionnée d'un conservateur: l'azote de sodium (100 p.p.m.). Ce fluide a été choisi car il présente les caractéristiques suivantes:

- non-newtonien pseudoplastique, fortement visqueux,
- transparent,
- stable vis à vis des traitements thermomécaniques.

Cette stabilité a été vérifiée en effectuant la caractérisation rhéologique de la C.M.C. avant et après chaque expérimentation, dans un viscosimètre à cylindres coaxiaux. Les rhéogrammes obtenus montrent qu'une loi de comportement du type $\tau = k\dot{\gamma}^n$ (loi en puissance d'Ostwald) est acceptable à condition de se maintenir dans une plage de cisaillement variant de 100 à 1200 s^{-1} .

Des essais rhéologiques à différentes températures ont conduit à adopter les lois usuelles de variation de

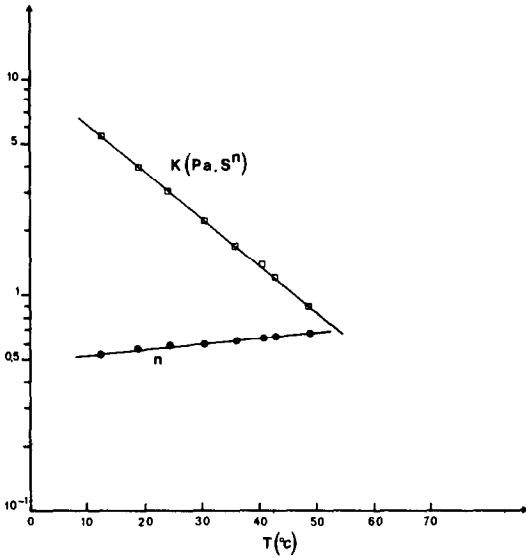


FIG. 2 Variation de la consistance K (\square), et de l'indice de structure n (\bullet) avec la température.

K et n avec la température: $K = ae^{-bT}$ et $n = a'e^{b'T}$ (Fig. 2) En fait, l'indice de structure n varie très faiblement avec la température.

3. RESULTATS—DISCUSSION

3.1. Différents régimes d'écoulement

3.1.1. Ecoulement laminaire établi. Dans ce cas, les équations du mouvement s'écrivent:

$$-\rho \frac{n^2}{r} = \frac{\partial P}{\partial r}$$

$$0 = \left[-\frac{\partial}{\partial r} \tau_{r\theta} + \frac{2}{r} \tau_{r\theta} \right]$$

$$0 = -\frac{\partial P}{\partial z} - \left[\frac{\partial}{\partial r} \tau_{rz} + \frac{1}{r} \tau_{rz} \right]$$

où u et v désignent les composantes axiale et tangentielle de la vitesse, le tenseur des contraintes étant lié au tenseur des taux de déformation par la relation

$$\bar{\tau} = 2 K S^{(n-1)/2} \bar{\epsilon} \quad (\bar{\epsilon} \text{ tenseur des de déformation; } S = 2 \text{ trace de } [\bar{\epsilon}^2]).$$

Dans de cas

$$\tau_{r\theta} = -K \left(r \frac{d\omega}{dr} \right)^2 + \left(\frac{du}{dr} \right)^{2(n-1)/2} \left(r \frac{d\omega}{dr} \right)$$

$$\tau_{rz} = -K \left(r \frac{d\omega}{dr} \right)^2 + \left(\frac{du}{dr} \right)^{2(n-1)/2} \frac{du}{dr}$$

Ce système, complété par l'équation de continuité se ramène à l'étude de deux équations différentielles couplées; il a été résolu numériquement par une méthode de prédiction correction. Les résultats relatifs

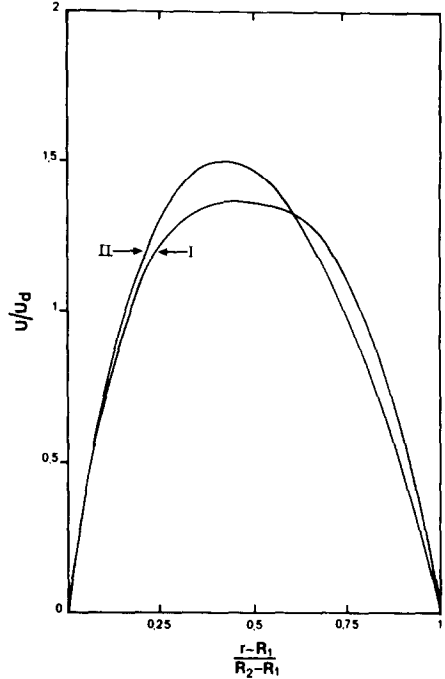


FIG. 3. Profils théoriques de vitesse axiale: I, $Re_g = 0,34$ et $Ta_g = 0$; II, $Re_g = 0,34$ et $Ta_g = 4,7$ ($N = 300 \text{ t/min}$). (I et II) $n = 0,55$; $K = 7,8$; $Q_u = 0,5 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

aux profils de vitesse axiale, pour une vitesse de rotation nulle ou non nulle, sont présentés sur la Fig. 3.

La rotation du cylindre intérieur provoque une déformation "modeste" des profils de vitesse axiale.

Les résultats théoriques sont confirmés par l'expérience comme le montre la Fig. 4. Ou peut attribuer cette déformation à une diminution de la viscosité apparente au voisinage du rotor, diminution elle-même liée à une augmentation du cisaillement provoqué par la rotation. Ce résultat doit être rapproché de ceux de Maingonnat et Corrieu [1] qui ont observé que, dans le cas d'un produit non-newtonien, la perte de charge diminue lorsqu'on impose une vitesse de rotation croissante.

Les écarts observés dans la valeur absolue des vitesses est due au fait que l'écoulement est encore soumis aux conditions géométriques de l'injection.

3.1.2. Divers modes d'instabilité. La consistance du produit et la limitation imposée pour la vitesse de rotation du cylindre intérieur font que, pratiquement, on ne peut observer que le premier mode d'instabilité de Taylor. Comme cela a été montré par ailleurs [2], l'existence d'un débit axial a pour effet de retarder l'apparition des cellules toriques, coaxiales et contrarotatives de Taylor. Dans le cas présent, il faut noter que ces cellules n'occupent que très progressivement l'espace annulaire à partir de l'aval. La Fig. 5 permet de déterminer la fraction longitudinale qui est envahie par les cellules de Taylor, en fonction du nombre de Reynolds généralisé et du nombre de Taylor généralisé. Outre ce mode d'instabilité bien connu, on

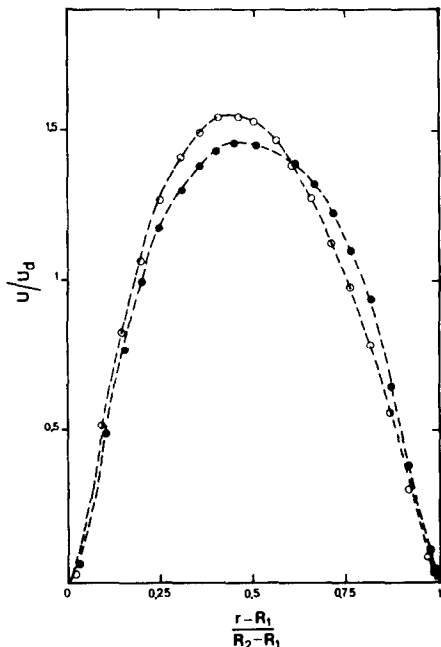


FIG. 4. Profils expérimentaux de vitesse axiale réduite: ●, $Re_g = 0,76$ et $Ta_g = 0$; ○, $Re_g = 0,76$ et $Ta_g = 30,13$.

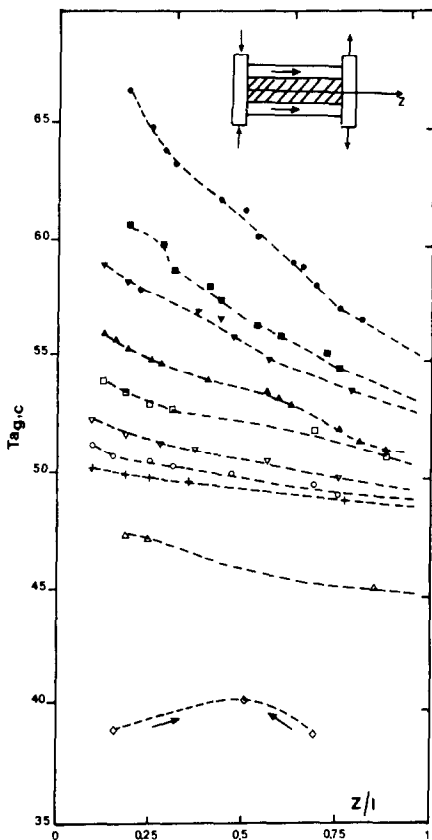


FIG. 5. Nombre de Taylor généralisé critique en fonction de la position axiale dans l'espace annulaire: ◇, $Re_g = 0$; △, $Re_g = 0,08$; +, $Re_g = 0,44$; ○, $Re_g = 0,612$; ▽, $Re_g = 0,81$; □, $Re_g = 1,01$; ▲, $Re_g = 1,5$; ▼, $Re_g = 1,65$; ■, $Re_g = 2,04$; ●, $Re_g = 2,6$.

a constaté également la possibilité d'existence, pour certains débits, d'une seconde structure, hélicoïdale (Fig. 6). Cette structure peut être fixe dans l'écoulement, se déplacer dans le sens du courant ou dans le sens contraire, suivant la valeur de la vitesse débitante. On doit remarquer enfin que les deux types de structure peuvent cohabiter (Fig. 7). La Fig. 8 est une carte qui résume l'ensemble de nos observations à 50 mm en aval de la section d'entrée.

Pour $Re_g = 1$: la seule structure observée est la structure toroïdale, pour $Ta_g > 52$.

Pour $Re_g = 1,6$: on observe l'apparition de la structure toroïdale pour $Ta_g > 56$; la structure hélicoïdale apparaît pour $Ta_g > 67$ et se déplace dans le sens opposé à l'écoulement axial; elle disparaît pour $Ta_g > 85$ et on observe à nouveau la structure toroïdale.

3.1.3. *Profils de vitesse et de taux de fluctuation en régime tourbillonnaire.* Les variations de la valeur moyenne de la vitesse tangentielle en fonction du rayon (Fig. 9) montrent essentiellement une inflexion marquée par rapport au cas laminaire. Ces profils sont en accord avec ceux présentés par Abdalla et Coney [3]. Il apparaît également une augmentation du gradient de vitesse en paroi externe, phénomène devant avoir une influence positive sur le transfert de chaleur.

La déformation du profil de vitesse axiale sous l'effet de la rotation du cylindre intérieur persiste en régime tourbillonnaire (Fig. 10).

Le signal analogique issu de la chaîne de mesure, et correspondant à l'une quelconque des composantes de la vitesse, a fait l'objet d'un traitement statistique élaboré. Si on écrit ce signal sous la forme $u(t) = \bar{u} + u'$, le spectre de puissance des fluctuations de la vitesse (Fig. 11) montre que la fonction u' est pratiquement sinusoïdale, soit:

$$u' = u_0(r) \sin 2\pi f_0 t.$$

Les variations de $u_0(r)$ à travers l'espace annulaire sont présentées sur la Fig. 12. Elles rendent compte en fait de la vitesse de rotation des cellules de Taylor (contrarotatives) sur elles-mêmes. Cette vitesse s'annule aux parois et atteint son maximum à 2 mm du cylindre intérieur et à 3 mm du cylindre extérieur, épaisseurs de la couche limite dynamique sur chaque paroi. Elle présente en outre un minimum marqué vers le milieu de l'entrefer, point correspondant au "centre" de la cellule de Taylor. Cette vitesse possède une dépendance quasi linéaire vis à vis du nombre de Taylor dans le domaine exploré.

3.2. Coefficients de transfert thermique dans la zone d'entrée

3.2.1. *Influence des divers modes d'écoulement.* Le nombre de Nusselt caractérisant le transfert est défini par la formule usuelle

$$Nu(z) = \frac{\phi}{T_p(z) - T_m(z)} \cdot \frac{D_h}{\lambda_m(z)}$$

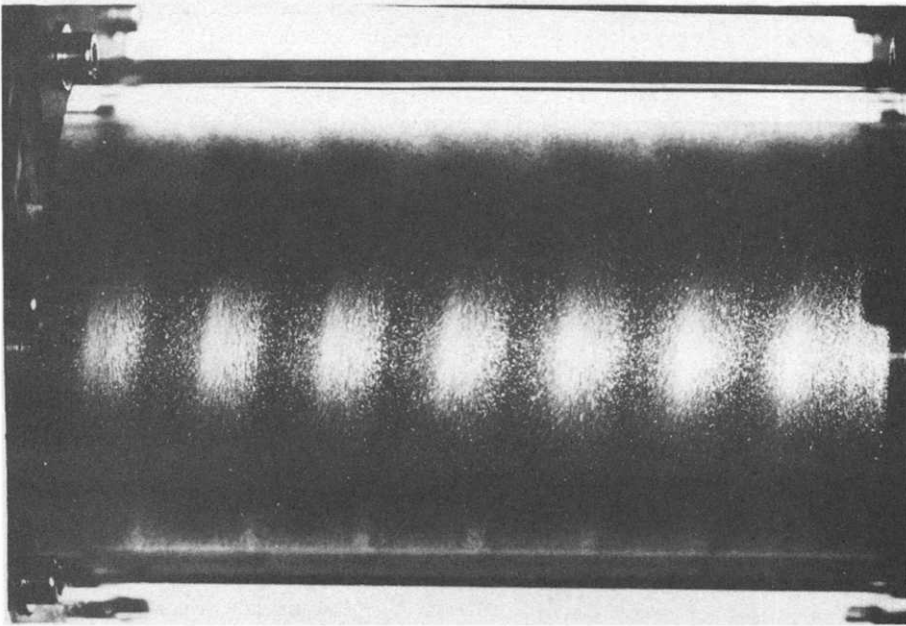


FIG. 6.

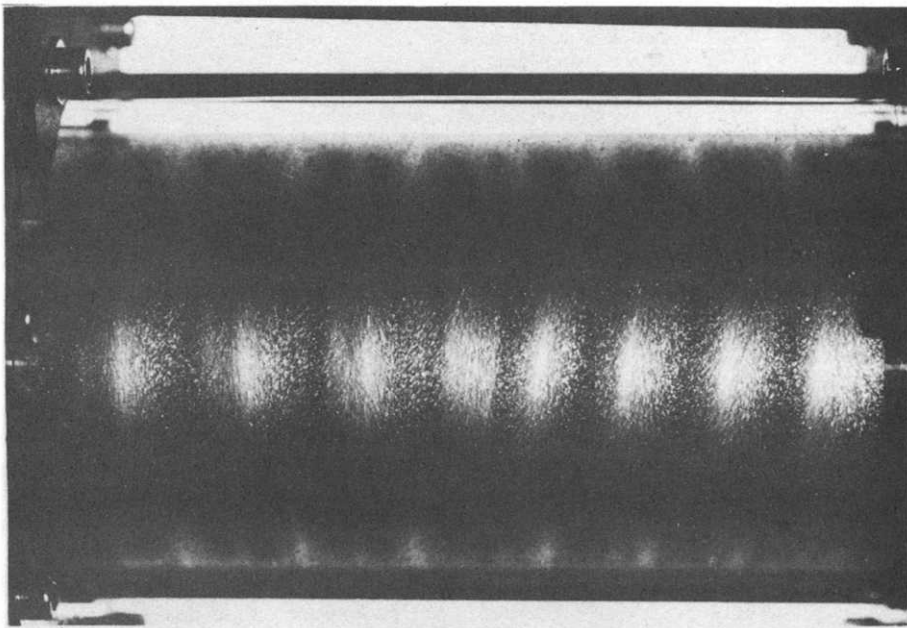


FIG. 7.

On utilise également le nombre de Nusselt global défini par

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_{z=0}^{z=L} Nu(z) du.$$

La Fig. 13 fournit l'évolution du nombre de Nusselt local, en fonction de l'abscisse axiale Z , pour un nombre de Reynolds et une densité de flux de chaleur donnés.

En régime laminaire, la mise en rotation du cylindre intérieur entraîne une diminution peu marquée du coefficient du transfert, mais beaucoup plus nette que pour un fluide newtonien (Wan et Coney [4], Molki *et al.* [5] et Payne et Martin [6]). Cette décroissance est due à notre avis à la diminution du gradient de vitesse axial au niveau de la paroi externe (Fig. 3).

En régime tourbillonnaire, on note une croissance progressive et importante du coefficient d'échange

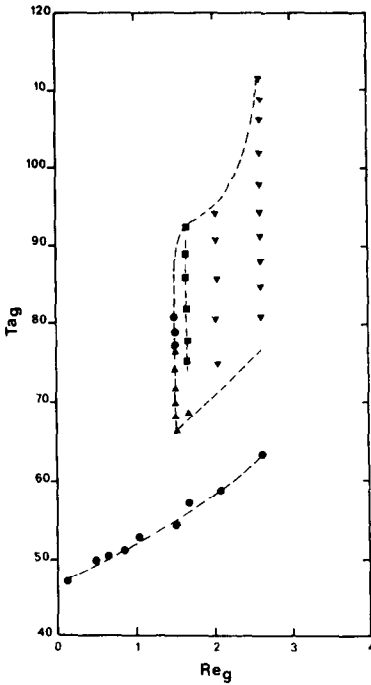


FIG. 8. Divers modes d'instabilité observés à 50 mm en aval de la section d'entrée: ●, structure toroïdale axisymétrique; ▲, structure spirale se déplaçant dans le sens opposé à celui de l'écoulement axial; ■, structure stationnaire ou quasistationnaire; ○, structure spirale se déplaçant dans le sens de l'écoulement axial mais avec une vitesse plus faible que la vitesse débitante.

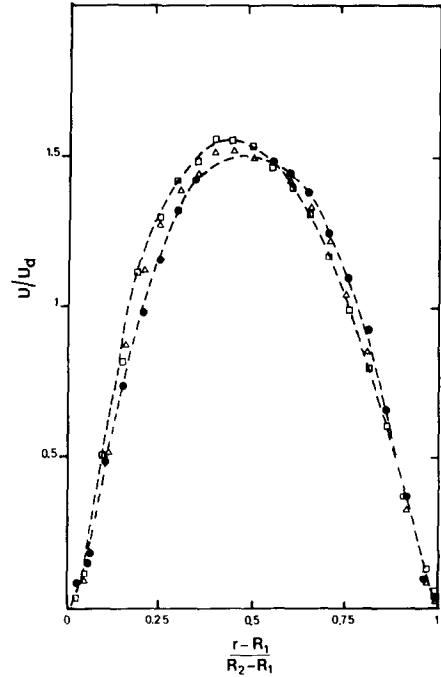


FIG. 10. Profils expérimentaux de vitesse axiale réduite: ●, $Re_s = 0,5$ et $Ta_s = 0$; △, $Re_s = 0,5$ et $Ta_s = 48,22$; ■, $Re_s = 0,5$ et $Ta_s = 61,35$.

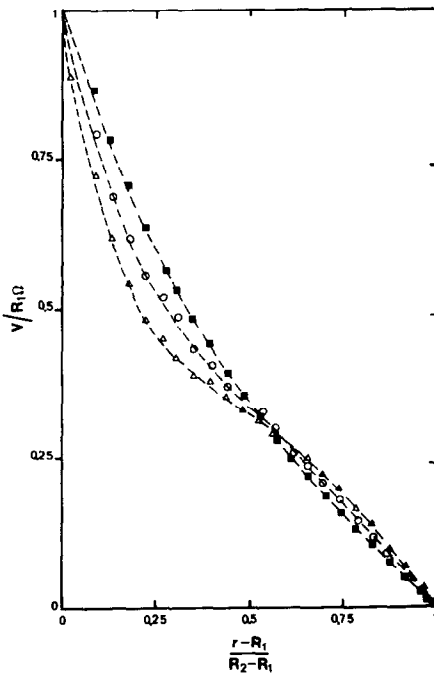


FIG. 9. Profils expérimentaux de vitesse tangentielle réduite. Laminaire: ■, $Re_s = 0,725$ et $Ta_s = 47,22$. Laminaire tourbillonnaire; ○, $Re_s = 0,725$ et $Ta_s = 61,82$; △, $Re_s = 0,725$ et $Ta_s = 77,64$.

thermique en fin de zone chauffée, qui doit être attribuée à l'existence même des structures de Taylor.

La courbe marquée $Ta_s = 52,58$ montre un cas d'écoulement mixte où les cellules de Taylor n'ont pas complètement envahi l'espace annulaire. Le tourbillon de Taylor a une vitesse de rotation qui lui permet, lorsqu'il est à l'aval de l'espace annulaire, de ramener du fluide "froid" vers la zone de chauffage, ce qui est équivalent à "l'attaque" d'une plaque chaude par un fluide froid, d'où la remontée à l'aval de la courbe d'évolution du nombre de Nusselt local.

3.2.2. *Influence de la puissance de chauffe.* La Fig. 14 donne une représentation du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} en fonction du nombre de Taylor généralisé et paramétrée par la densité de flux de chaleur ϕ . Nous constatons que ce nombre de Nusselt dépend fortement de la densité de flux de chaleur. Le fluide utilisé possède en effet une consistance K dépendant fortement de la température; il s'ensuit une réorganisation de l'écoulement sous l'influence du gradient thermique, avec transfert de matière vers la paroi chauffée (Fig. 10); ceci se produisait également dans le cas d'un écoulement en conduite cylindrique [7, 8]; cette dépendance existe pour le régime laminaire ainsi que pour le régime tourbillonnaire. La Fig. 15 montre à l'évidence qu'une paramétrisation simple vis à vis de la densité de puissance de chauffage est possible, l'exposant trouvé 0,177 étant exactement celui avancé par Scirocco *et al.* [7].

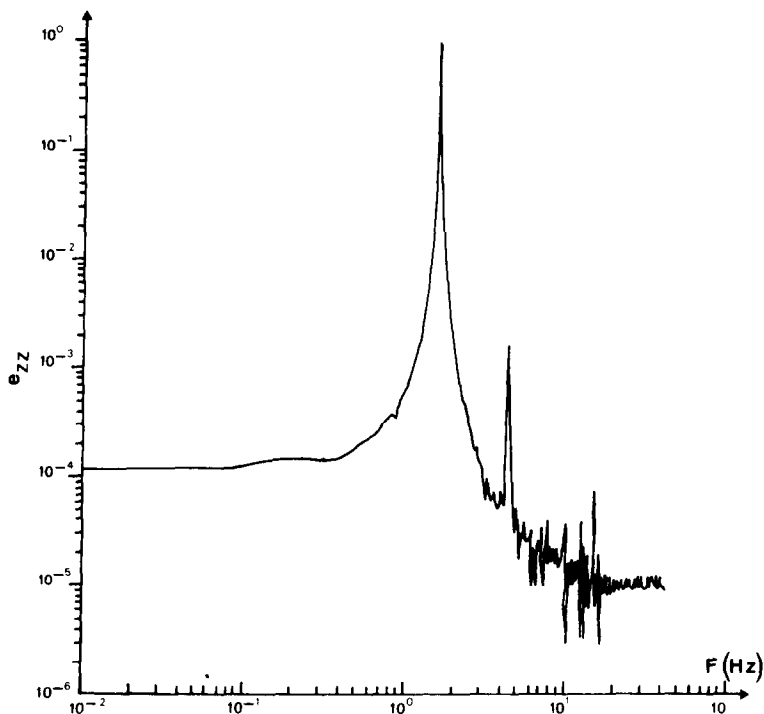


FIG. 11. Densité spectrale énergétique normée des fluctuations de la vitesse axiale.

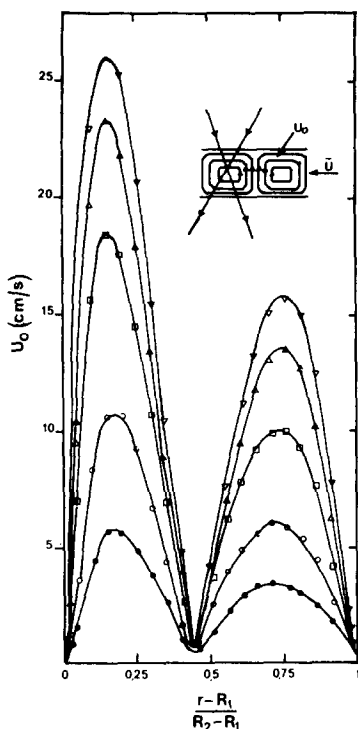


FIG. 12. Vitesse de rotation des tourbillons de Taylor: $Re_g = 0,50$; ●, $Ta_g = 48,22$; ○, $Ta_g = 51,41$; □, $Ta_g = 61,35$; △, $Ta_g = 68,26$; ▽, $Ta_g = 75,41$.

3.2.3. *Correlations proposes.* L'ensemble de nos résultats est présenté sous forme adimensionnelle sur la Fig. 16.

Il convient de remarquer que si en régime laminaire le nombre de Nusselt global diminue lorsqu'on met en rotation le cylindre intérieur (Fig. 14), le groupement $Nu/Pr_{eq,g}^{1/3}$ augmente car le nombre de Prandtl équivalent généralisé.

$$Pr_{eq,g} = C_p \frac{K (U_d^2 + (\Omega R_1)^2)^{(n-1)/2}}{\lambda D_n^{n-1}}$$

diminue lorsque Ω croît.

Pour traduire l'influence de la puissance de chauffage sur le coefficient de transfert de chaleur, on utilise le groupement adimensionnel proposé par [8], soit $b\phi D_h/2\lambda$.

Les corrélations proposées sont alors les suivantes:

(1) Ecoulement de Poiseuille

$$\bar{Nu} = 1,12 \left(\frac{b\phi D_h}{2\lambda} \right)^{0,177} Pr_{eq,g}^{1/3} Re_g^{0,27}$$

(2) Ecoulement composé Couette-Poiseuille en régime laminaire

$$\bar{Nu} = 1,24 \left(\frac{b\phi D_h}{2\lambda} \right)^{0,177} Pr_{eq,g}^{1/3} Re_g^{0,17} Ta_g^{0,08},$$

$$4 < Ta_g < 51.$$

(3) Ecoulement composé Couette-Poiseuille en régime tourbillonnaire

$$\bar{Nu} = 0,036 \left(\frac{b\phi D_h}{2\lambda} \right)^{0,177} Pr_{eq,g}^{1/3} Ta_g^{1,026},$$

$$53 < Ta < 93.$$

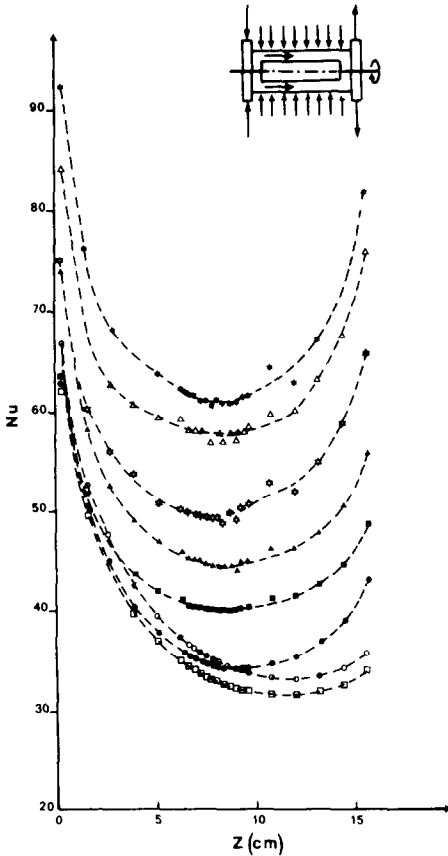


FIG. 13. Evolution du nombre de Nusselt local en fonction de l'abscisse axiale z , $Re_g = 0,79$, $\phi = 31678 \text{ W m}^{-2}$: \circ , $Ta_g = 0$; \square , $Ta_g = 49,01$; \bullet , $Ta_g = 52,58$; \blacksquare , $Ta_g = 56,22$; \blacktriangle , $Ta_g = 63,73$; \star , $Ta_g = 71,51$; \triangle , $Ta_g = 79,57$; \blackstar , $Ta_g = 87,88$.

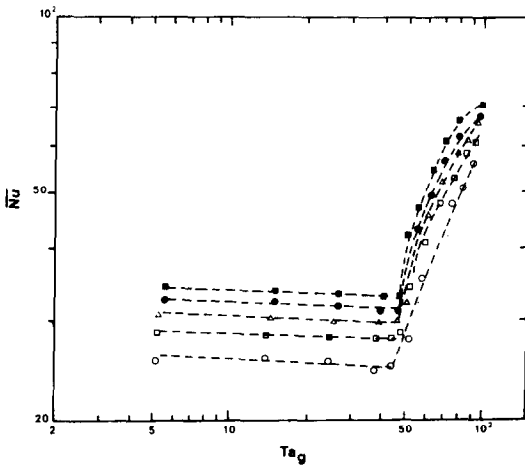


FIG. 14. Evolution du nombre de Nusselt global en fonction du nombre de Taylor généralisé pour différentes valeurs de la densité de flux chaleur, $Re_g = 0,63$: \circ , $\phi = 6121 \text{ W m}^{-2}$; \square , $\phi = 12319 \text{ W m}^{-2}$; \triangle , $\phi = 18760 \text{ W m}^{-2}$; \bullet , $\phi = 24639 \text{ W m}^{-2}$; \blacksquare , $\phi = 31065 \text{ W m}^{-2}$.

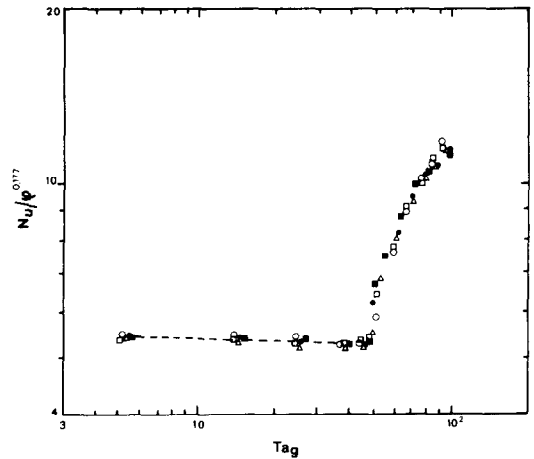


FIG. 15. Evolution du nombre de Nusselt global rapporté à $\phi^{0,177}$ en fonction du nombre de Taylor généralisé, $Re_g = 0,63$: \circ , $\phi = 6121 \text{ W m}^{-2}$; \square , $\phi = 12319 \text{ W m}^{-2}$; \triangle , $\phi = 18670 \text{ W m}^{-2}$; \bullet , $\phi = 24639 \text{ W m}^{-2}$; \blacksquare , $\phi = 31065 \text{ W m}^{-2}$.

Ces corrélations ont été établies pour un nombre de Reynolds généralisé variant de 0 à 2,5 (soit un débit variant de 0 à $1,5 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$).

Le nombre de Prandtl varie, entre l'écoulement de Poiseuille et l'écoulement composé Couette-Poiseuille avec tourbillons de Taylor, de 5000 à 1200.

L'apparition de la structure hélicoïdale fait encore augmenter le coefficient de transfert de chaleur; on a pu montrer que cette augmentation est liée à la présence de turbulence dans cette structure. Aux plus grands nombres de Taylor réapparaît la structure toroïdale et on retrouve l'évolution correspondante.

4. CONCLUSION

Nous avons étudié les divers régimes d'écoulement d'un fluide pseudo-plastique par visualisation et détermination des vitesses et des taux de fluctuations. La structure de l'écoulement a une influence considérable sur la convection thermique: le nombre de Nusselt croît en présence des tourbillons de Taylor, et davantage en présence de la structure hélicoïdale.

Les résultats obtenus prouvent également que le gradient thermique dans une section a un effet marqué sur la distribution des vitesses et plus spécialement sur le transfert thermique. Les corrélations proposées font intervenir, en plus des grandeurs habituelles, le groupement adimensionnel $b\phi D_h / 2\lambda$ dont l'importance se trouve ainsi confirmée.

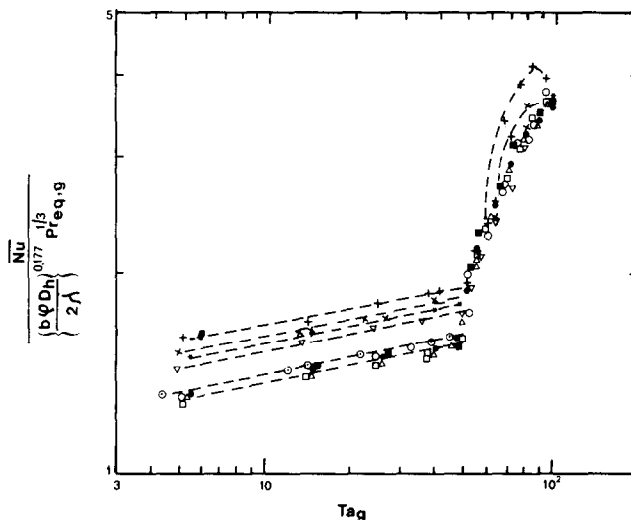


FIG. 16. L'Ensemble des résultats expérimentaux: \circ , $Re_g = 0,63$ et $\phi = 6121 \text{ W m}^{-2}$; \square , $Re_g = 0,63$ et $\phi = 12319 \text{ W m}^{-2}$; \triangle , $Re_g = 0,63$ et $\phi = 18670 \text{ W m}^{-2}$; \bullet , $Re_g = 0,63$ et $\phi = 24639 \text{ W m}^{-2}$; \blacksquare , $Re_g = 0,63$ et $\phi = 31065 \text{ W m}^{-2}$; \odot , $Re_g = 0,77$ et $\phi = 31678 \text{ W m}^{-2}$; ∇ , $Re_g = 1,25$ et $\phi = 31678 \text{ W m}^{-2}$; \ast , $Re_g = 1,4$ et $\phi = 31678 \text{ W m}^{-2}$; \times , $Re_g = 1,49$ et $\phi = 31648 \text{ W m}^{-2}$; $+$, $Re_g = 1,81$ et $\phi = 31678 \text{ W m}^{-2}$.

REFERENCES

1. J. F. Maingonnat and G. Corrieu, Influence of the operational conditions on the pressure drop of a scraped surface heat exchanger. Third International Congress of Engineering and Food, Dublin, Ireland, 26–28 September (1983).
2. K. W. Schwarz, B. E. Springett and R. J. Donnelly, Modes of instability in spiral flow between rotating cylinders, *J. Fluid Mech.* **20**, 281–289 (1964).
3. Y. A. G. Abdalla and J. E. R. Coney, An experimental investigation of fully developed adiabatic flow at low Reynolds numbers in vertical annular gap with rotating inner cylinder, 3ème rencontre internationale tourbillons de Taylor, Nancy (1983).
4. C. C. Wan and J. E. R. Coney, An experimental study of diabatic spiral flow, *Int. J. Heat Fluid Flow* **3**(1), 31–39 (1982).
5. M. Molki, K. N. Astill and E. Leal, Measurement of heat transfer in the annulus with an axial flow using a sublimation technique—Taylor vortex flow working party, IVth Meeting, Karlsruhe, pp. 22–26 (1985).
6. A. Payne and B. W. Martin, Heat transfer to laminar axial flow in a concentric annulus from a rotating inner cylinder, Vth International Heat Transfer Conference, Tokyo, pp. 80–84 (1974).
7. V. Scirocco, R. Devienne et M. Lebouche, Ecoulement laminaire et transfert de chaleur pour un fluide pseudo-plastique dans la zone d'entrée d'un tube, *Int. J. Heat Mass Transfer* **28**, 91–99 (1985).
8. S. D. Joshi and A. E. Bergles, Experimental study of laminar heat transfer in tube flow of non newtonian fluids, *J. Heat Transfer* **102**, 397–401 (1980).

THERMAL CONVECTION FOR COUETTE FLOW WITH AXIAL FLOW RATE. CASE OF A PSEUDO-PLASTIC FLUID

Abstract—The different patterns of pseudo-plastic fluid flow between two coaxial cylinders, with an axial component of velocity, have been determined. A new mode on stability was set obviousness. The incidence of the flow's structure and heat flux on the Nusselt number has been examined. The variation of rheological properties has been accounted for in the correlation between the mean Nusselt number and the usual dimensionless parameters.

KONVEKTION IN EINER COUETTE-STROMUNG MIT AXIALEM MASSENSTROM— FALL EINES PSEUDO-PLASTISCHEN FLUIDS

Zusammenfassung—Die unterschiedlichen Formen einer pseudo-plastischen Fluidströmung zwischen zwei koaxialen Zylindern, mit einer axialen Geschwindigkeitskomponente, wurden bestimmt. Eine neue Form von Instabilität wurde dabei entdeckt. Die Einflüsse von Strömungsform und Wärmestromdichte auf die Nusselt-Zahl wurden betrachtet. Die Variation der rheologischen Eigenschaften wurde bei der Korrelation zwischen mittlerer Nusselt-Zahl und den üblichen dimensionslosen Parametern berücksichtigt.

ТЕПЛОВАЯ КОНВЕКЦИЯ ПРИ АКЦИАЛЬНОМ ТЕЧЕНИИ КУЭТТА. ПСЕВДОПЛАСТИЧЕСКАЯ ЖИДКОСТЬ

Аннотация—Определены режимы осевого течения псевдопластической жидкости между двумя коаксиальными цилиндрами. Выявлена новая мода неустойчивости режима. Исследовано влияние структуры течения и теплового потока на число Нуссельта, реологических свойств на зависимость среднего числа Нуссельта от обычных безразмерных параметров.