

Incidence du seuil d'écoulement sur les performances dynamiques et thermiques de l'échangeur de chaleur à surface raclée

M. NAIMI, R. DEVIENNE et M. LÉBOUCHE

LEMTA, CNRS, URA 875, Université de Nancy I, 2, Avenue de la Forêt de Haye, BP 160,
54504 Vandoeuvre-lès-Nancy Cedex, France

(Reçu le 16 novembre 1991 et sous forme finale le 16 janvier 1992)

Résumé—L'étude dynamique et thermique de l'écoulement d'un fluide d'Herschel-Bulkley en espace annulaire avec rotation du cylindre intérieur, a été entreprise. Elle met clairement en évidence l'effet du seuil sur la distribution des vitesses, la stabilité hydrodynamique, et le transfert de chaleur. Lorsque le cylindre tournant est muni de lames de raclage, le transfert thermique est nettement amélioré et la thermodépendance ne se manifeste plus.

INTRODUCTION

DANS LE secteur des industries agro-alimentaires, une bonne part des fluides rencontrés présente un comportement rhéologique dominant non-newtonien purement visqueux ; cependant certains possèdent la particularité de ne s'écouler qu'au-delà d'une certaine contrainte : ce sont les fluides à seuil (crèmes dessert, chocolat, ...). L'influence du seuil sur l'écoulement du fluide en conduites circulaires avec ou sans singularités [1-4] et rectangulaires avec ou sans cannelures [5] a fait l'objet d'études variées ; en revanche, l'incidence de ce seuil d'écoulement sur les performances dynamiques et thermiques d'échangeurs de chaleur tournants n'est pas encore examinée.

Le but du présent travail est donc de mettre en lumière les éventuelles modifications que peut introduire le comportement plastique du fluide au sein d'un appareil particulier, susceptible de traiter ce type de fluide en situation industrielle : l'échangeur de chaleur à surface raclée.

Les expérimentations sont menées sur une maquette dont la géométrie reproduit à l'échelle 1/2 la géométrie de base d'un échangeur pilote utilisé par le laboratoire de Génie Industriel Alimentaire de l'INRA à Lille [6]. Deux rotors sont utilisés :

- un rotor dépourvu de lames, pour une approche simple de l'échangeur visé et la mise en évidence des phénomènes de base ;
- un rotor muni de lames pour mieux simuler la réalité industrielle.

EQUIPEMENT EXPERIMENTAL ET TECHNIQUES DE MESURE

Installation expérimentale

C'est un circuit fermé dans lequel le fluide de travail est mis en mouvement au moyen d'un groupe moto-pompe à vitesse variable ; la pompe a été choisie de type volumétrique, à rotor hélicoïdal excentré, de

manière à limiter une éventuelle dégradation mécanique du produit.

En sortie de pompe, le fluide traverse un échangeur de chaleur performant, capable d'évacuer les puissances thermiques dissipées et permettant le maintien du fluide à température constante, à 0,1°C près, à l'entrée de la zone d'expérimentation.

Cette zone est alimentée par un bac pressurisé qui assure un débit régulier du produit. Ce débit est mesuré avec précision à l'aide d'un débitmètre électromagnétique.

Nous disposons de deux veines d'essais : une première veine (Fig. 1) destinée à caractériser, par visualisation et vélocimétrie laser, l'organisation de l'écoulement ; une deuxième veine (Fig. 2) destinée à l'étude thermique.

Il s'agit, dans chaque cas, de deux cylindres coaxiaux, le cylindre intérieur pouvant être muni de deux lames de raclage, diamétralement opposées et à montage fixe (Fig. 3). Dans le Tableau 1 nous donnons les caractéristiques principales des deux modèles géométriques utilisés.

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 ($L_0 = 50$ mm). La longueur de celle-ci est estimée à partir de données relatives à un fluide newtonien, visqueux, par l'utilisation de la formule issue de la théorie de Langhaar [7], pour un canal de section circulaire : $L_0/D_0 \approx Re/20$. A notre connaissance, il n'existe pas de résultats relatifs à l'espace annulaire. Pour les fluides d'Ostwald et un canal de section rectangulaire de faible rapport d'aspect (donc proche de notre géométrie), la formule de Langhaar [7], utilisant le nombre de Reynolds généralisé semble convenable pour $n > 0,5$ [8].

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 à l'aide d'un dispositif opto-électronique.

NOMENCLATURE

a, b	coefficients intervenant dans la loi de variation de K avec la température, $K = a e^{-bT}$	Ta_{gc}	nombre de Taylor généralisé critique
C-P	Couette-Poiseuille	T	température [$^{\circ}\text{C}$]
C_p	chaleur spécifique à pression constante [$\text{J kg}^{-1} \text{C}^{-1}$]	T_p	température de paroi [$^{\circ}\text{C}$]
D_h	diamètre hydraulique, $2(R_2 - R_1)$ [m]	T_m	température de mélange calculée par un bilan thermique [$^{\circ}\text{C}$]
H_b	nombre d'Herschel-Bulkley	U_z	vitesse axiale [m s^{-1}]
H_c	nombre d'Hedström	U_d	vitesse débitante [m s^{-1}]
K	indice de consistance [Pa s^n]	U_θ	vitesse tangentielle [m s^{-1}]
L	longueur de la zone chauffée [m]	z	position axiale dans l'espace annulaire [m].
n	indice de structure	Symboles grecs	
$Nu(z)$	nombre de Nusselt local	$\dot{\gamma}$	gradient de vitesse [s^{-1}]
\overline{Nu}	nombre de Nusselt global	$\dot{\gamma}_{ae}$	gradient de vitesse apparent effectif [s^{-1}]
Pr_{eg}	nombre de Prandtl équivalent généralisé	λ	conductivité thermique [$\text{W m}^{-1} \text{C}^{-1}$]
Pr_g	nombre de Prandtl généralisé	ρ	masse volumique [kg m^{-3}]
R_1	rayon du cylindre intérieur [m]	τ	contrainte dans le fluide [Pa]
R_2	rayon du cylindre extérieur [m]	τ_0	contrainte seuil [Pa]
r	position radiale dans l'espace annulaire [m]	φ_p	densité de flux de chaleur pariétale [W m^{-2}]
Re_g	nombre de Reynolds généralisé axial	Ω_1	vitesse de rotation du cylindre intérieur [rad s^{-1}].
Ta_g	nombre de Taylor généralisé		

Le prototype de visualisation comporte un cylindre extérieur creux en verre, un cylindre intérieur plein en polyméthacrylate de méthyle (PMM) et une double enveloppe en PMM où circule le fluide chauffant (eau chaude), fourni par un thermostat.

Dans le prototype utilisé pour la détermination du coefficient d'échange, 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 uniforme. L'ensemble est efficacement isolé par une couche d'air et une enveloppe en PMM (elle-même calorifugée par un revêtement en mousse de polyuréthane). Des thermocouples (25) du type chromel-alumel, de diamètre

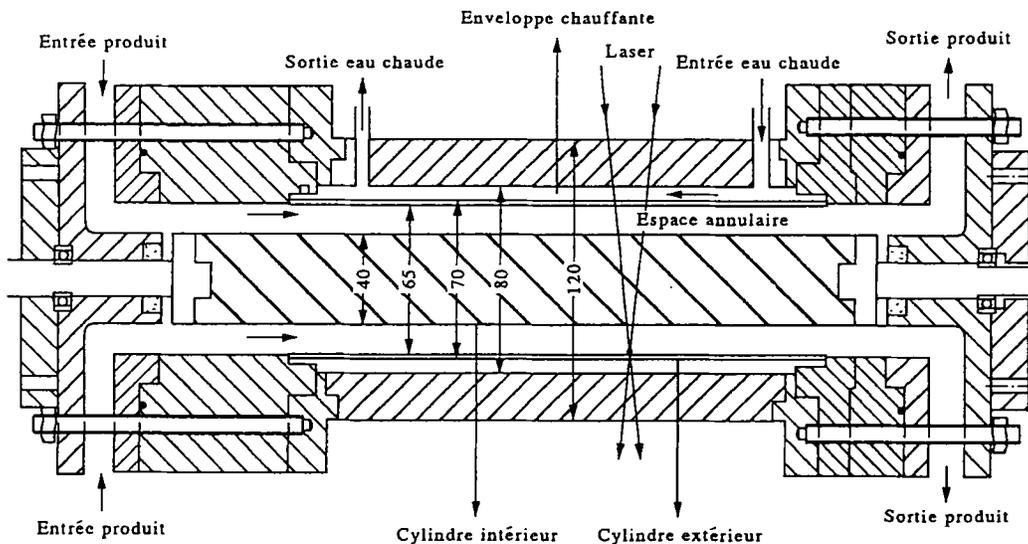


FIG. 1. Schéma de la première veine d'expérience, transparente, adaptée à l'étude dynamique.

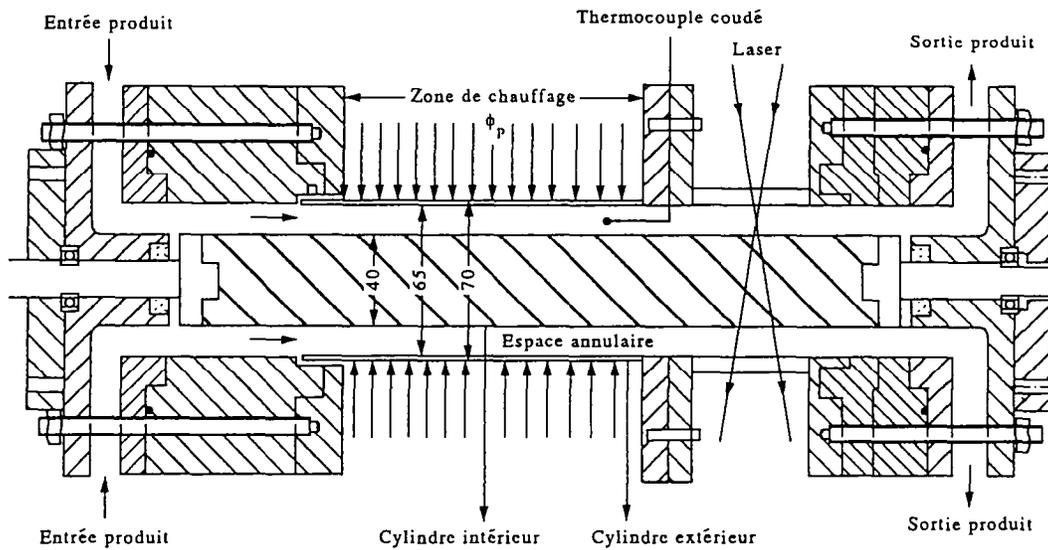


FIG. 2. Schéma de la deuxième veine d'expérience, autorisant les mesures thermiques.

1 mm, répartis régulièrement en paroi de ce cylindre, sont connectés à une centrale de mesures thermiques pilotée par un micro-ordinateur, qui peut ainsi enregistrer la température le long de la paroi chauffante. En fin de zone chauffée, une fenêtre en PMM autorise la mise en oeuvre de la vélocimétrie laser.

Dans chaque prototype est placée, en fin de zone de chauffage, une sonde-thermocouple coudée qui, reliée à un thermomètre numérique, autorise le tracé d'un profil radial de température (cette sonde est constituée à partir de fils de chromel-alumel, de diamètre 0,06 mm, la jonction possédant une dimension maximale estimée à 0,3 mm). Toutes les mesures sont effectuées en régime *stationnaire* et nécessitent de ce

fait des temps d'établissement importants, de l'ordre de l'heure.

Fluides de travail

Pour bien sentir l'effet du seuil, nous avons choisi de travailler avec deux fluides dont l'un présente un seuil d'écoulement et l'autre ne le présente pas, tous les deux modèles représentatifs des fluides alimentaires. Notre choix s'est porté sur :

- une solution aqueuse d'un acide acrylique à 0,2% en poids (Carbopol 940 fabriqué par BF Goodrich) ;
- une solution aqueuse d'un éther cellulosique à 3% en poids (Carboxyméthylcellulose, sel de sodium, dite CMC).

Ces produits possèdent les propriétés d'être stables dans le temps, transparents et peuvent garder leur homogénéité sous l'action des grandes déformations. Le fluide à seuil est en outre réversible.

Leur caractérisation rhéologique est effectuée principalement sur un rhéomètre rotatif de type plan-cône, à contrainte imposée. Ce type d'appareil est bien adapté à l'étude des fluides présentant un seuil d'écoulement. Des rhéogrammes types ont été présentés à la référence [9].

Pour le Carbopol 940, une loi du type $\tau = \tau_0 + K\dot{\gamma}^n$ (Herschel-Bulkley), peut être adoptée sur une large gamme de taux de cisaillement ($0,03 \text{ s}^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 900 \text{ s}^{-1}$). La thermodépendance se manifeste par l'intermédiaire de la consistance K qui peut être modélisée par une loi d'Arrhénius :

$$K(T) = 16,01 e^{-0,01467/T}$$

Pour la CMC, le comportement rhéologique peut être approché par la loi puissance d'Ostwald-Van de

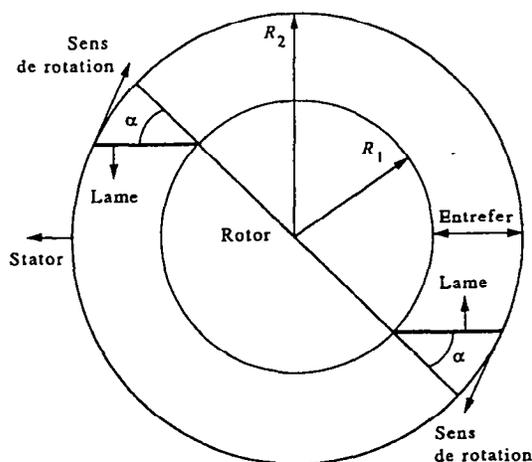


FIG. 3. Schéma d'implantation des lames sur le rotor.

Tableau 1. Principales caractéristiques des veux veines

<i>Veine de visualisation et vélocimétrie laser</i>	
Diamètre du rotor	40 mm
Diamètre du stator	65 mm
Diamètre de l'enveloppe chauffante transparente	80 mm
Épaisseur de l'enveloppe chauffante transparente	20 mm
Longueur de la zone de chauffage	205 mm
<i>Veine de l'étude du transfert thermique</i>	
Diamètre du rotor	40 mm
Diamètre du stator	65 mm
Longueur de la zone de chauffage	160 mm
Nombre de prises de température	25
Puissance électrique dissipée	0–1,5 kW
<i>Lames de raclage</i>	
Nombre	2
Longueur	185 mm
Largeur	15,4 mm
Angle α avec la direction radiale	45,7°

Waelle $\tau = K\dot{\gamma}^n$, pour la plage de taux de cisaillement qui correspond à nos conditions d'expérience ($100 \text{ s}^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 300 \text{ s}^{-1}$). La thermodépendance est plus marquée que dans le cas du Carbopol 940, comme le montre l'évolution de la consistance en fonction de la température :

$$K(T) = 14,08 e^{-0,0527T}$$

La forme de la loi de thermodépendance a été vérifiée pour un domaine restreint de température, $10^\circ\text{C} \leq T \leq 60^\circ\text{C}$; elle présente pour nous l'avantage de correspondre à une dérivée logarithmique constante (d'un point de vue théorique, c'est cette grandeur qui apparaît).

Pour ce qui est des autres grandeurs rhéologiques, nous avons observé une faible croissance de l'indice de structure avec la température, que nous avons estimé pouvoir négliger, au premier ordre; en ce qui concerne le seuil, nous n'avons pas observé de variation significative (compte-tenu de l'incertitude expérimentale) dans le domaine de température exploré.

RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DISCUSSIONS

Incidence du seuil d'écoulement sur la structure de l'écoulement

Distribution des vitesses. Pour mieux appréhender l'effet du seuil, nous comparons le profil de vitesse axiale relatif à un fluide d'Herschel–Bulkley à celui correspondant à un fluide d'Ostwald en situation isotherme.

En écoulement de Poiseuille pur, la présence d'un seuil, donc d'une zone plastique (zone d'isovitesse), conduit à un gradient de vitesse local important dans les zones cisillées, favorable au transfert de chaleur (Fig. 4).

Dans le cas de l'écoulement de Couette–Poiseuille, la contrainte seuil se trouve franchie en tout point de

l'entrefer comme on peut le constater en comparant la Fig. 4 à la Fig. 5 (l'écoulement en bloc, caractérisé par la zone d'isovitesse, disparaît en présence d'un écoulement tournant). La surimposition d'un mouvement de rotation modifie fortement le taux de cisaillement global

$$\sqrt{\left(\left(\frac{dU_z}{dz}\right)^2 + \left(r\frac{d(U_\theta/r)}{dr}\right)^2\right)}$$

suivant les calculs menés par Nouar [10], pour des fluides pseudoplastiques, la chute de viscosité apparente est essentiellement sensible dans une zone proche du rotor. Cet effet a des conséquences plus marquées dans le cas d'un fluide à seuil, dont la viscosité apparente varie plus sensiblement que celle d'un pseudoplastique, avec le cisaillement.

Stabilité hydrodynamique. Des essais de visualisation ont été réalisés avec les fluides précédemment cités. Outre les observations déjà connues sur la nature des écoulements dans ce type de géométrie (régime

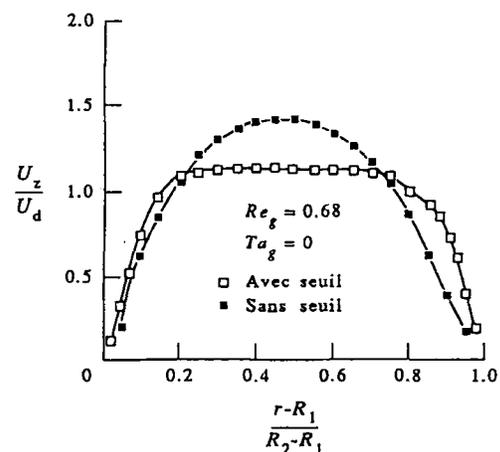


FIG. 4. Comparaison entre le profil de vitesse axiale obtenu pour un fluide à seuil et celui obtenu pour un fluide sans seuil, en écoulement de Poiseuille pur isotherme.

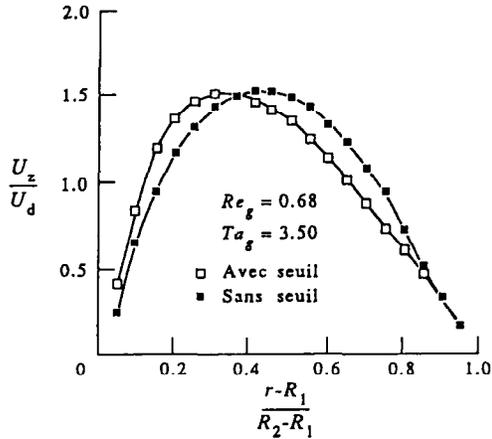


FIG. 5. Comparaison entre le profil de vitesse axiale obtenu pour un fluide à seuil et celui obtenu pour un fluide sans seuil, en écoulement de Couette-Poiseuille laminaire isotherme.

tourbillonnaire ordonné dans certaines conditions (Figs. 6 et 7), les résultats obtenus précisent clairement l'effet du seuil d'écoulement et en particulier son rôle stabilisant en conditions isothermes, retardant l'apparition des tourbillons de Taylor. La Fig. 8 où le nombre de Taylor généralisé critique est représenté en fonction du nombre de Reynolds généralisé, confirme bien ce comportement.

Incidence du seuil sur les performances thermiques

Les performances thermiques d'un échangeur de chaleur s'évaluent par le nombre de Nusselt, qui traduit l'importance du transfert convectif par rapport au transfert conductif en absence de rayonnement

$$Nu(z) = \frac{\varphi_p D_h}{\lambda(T_p(z) - T_m(z))}$$

Dans cette étude nous avons préféré travailler en nombre de Nusselt global, paramètre dont l'intérêt pratique en terme de dimensionnement d'échangeur est évident :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(z) dz.$$

Les variations de celui-ci seront exprimées en fonction des grandeurs adimensionnelles suivantes :

nombre de Reynolds généralisé axial

$$Re_g = \frac{\rho U_d^{2-n} D_h^n}{K}$$

nombre de Prandtl généralisé associé à Re_g

$$Pr_g = \frac{C_p K}{\lambda} \left(\frac{U_d}{D_h} \right)^{n-1}$$

nombre Taylor généralisé

$$Ta_g = \sqrt{\left(\frac{R_2 - R_1}{R_1} \right) \left(\frac{D_h}{2} \right)^n \frac{\rho(R_1 \Omega_1)^{2-n}}{K}}$$

nombre de Prandtl équivalent généralisé

$$Pr_{cg} = \frac{C_p K}{\lambda} \left(\frac{\sqrt{(U_d^2 + (R_1 \Omega_1)^2)}}{\left(\frac{D_h}{2} \right)} \right)^{n-1}$$

En particulier, le nombre de Reynolds utilisé ici

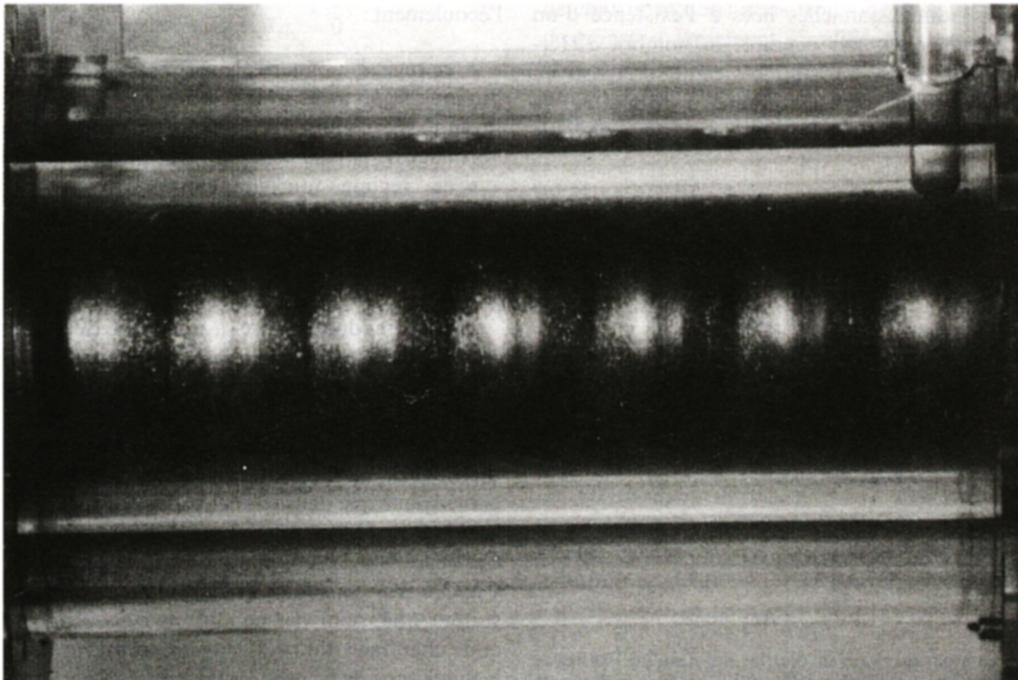


FIG. 6. Tourbillons de Taylor en absence d'écoulement axial.

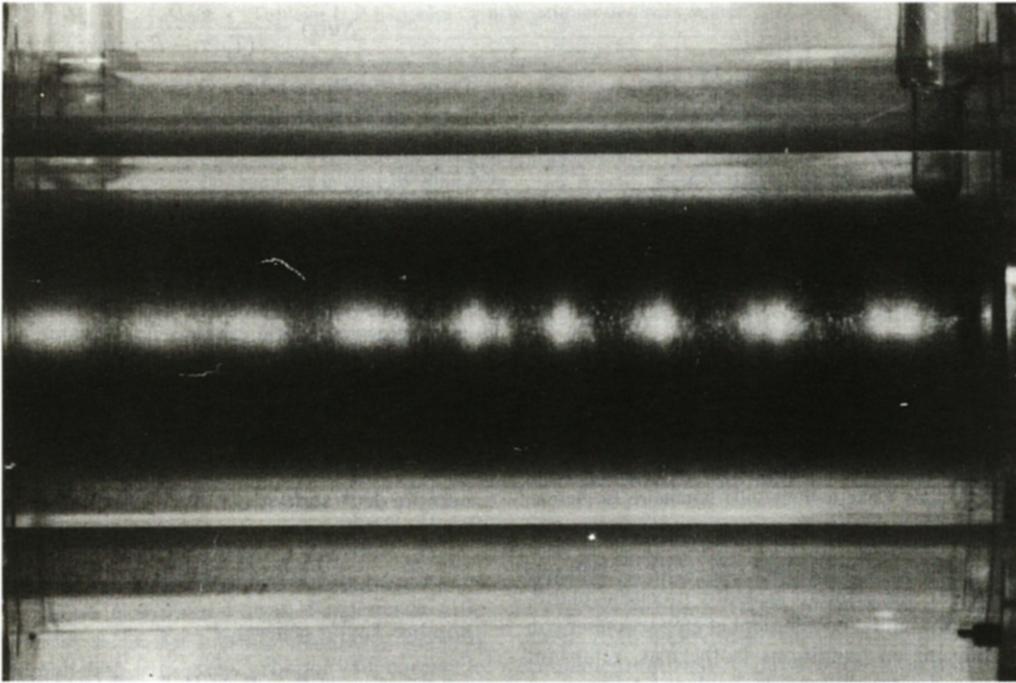


FIG. 7. Tourbillons de Taylor en présence d'écoulement axial.

correspond à celui introduit par Metzner et Reed, pour un fluide d'Ostwald ; il a été préféré à celui adopté pour les fluides à seuil, car dans ce cas (géométriquement complexe) la détermination d'une viscosité apparente effective nécessite la mesure d'un écart de pression, ce qui demeure une opération complexe lorsque le fluide traité présente un effet de seuil ou un caractère visco-élastique. Par ailleurs, il existe d'autres grandeurs adimensionnelles liées à l'existence d'un seuil d'écoulement, par exemple le nombre d'Herschel-Bulkley $H_b = \tau_0 / K \dot{\gamma}_{ac}^n$ et celui d'Hedström $H_c = \rho \tau_0 D_h^2 / K^2 \dot{\gamma}_{ac}^{2(n-1)}$. Ces paramètres permettent de caractériser l'influence du seuil et leur utilisation pour

une seule valeur de celui-ci conduirait à une généralisation abusive.

Outre l'incidence de la structure de l'écoulement, de la thermodépendance et de la géométrie du système, l'étude illustre à travers les résultats présentés, l'effet du seuil d'écoulement sur les propriétés convectives.

Géométrie simple. En absence des lames, le transfert de chaleur se trouve conditionné par la structure de l'écoulement :

- en régime laminaire, le nombre de Nusselt global diminue légèrement avec le nombre de Taylor ; diminution liée à celle du gradient de vitesse axiale au voisinage de la paroi chaude ;
- en régime tourbillonnaire, l'apparition progressive des tourbillons de Taylor entraîne un accroissement important du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Taylor.

La thermodépendance a un effet positif sur le coefficient de transfert global, effet qui, pour un fluide à seuil, ne devient sensible qu'en présence de cisaillement circonferentiel [9].

Sur la Fig. 9 nous avons représenté les performances thermiques de l'échangeur tournant dépourvu de lames, pour une densité de flux de chaleur et un nombre de Reynolds donnés. Les produits traités sont du Carbopol 940 à 0,2% en poids (fluide à seuil) et de la CMC à 3% en poids (fluide sans seuil). Nous constatons que, pour des conditions d'écoulement axial et de chauffage données, le transfert est meilleur avec le fluide sans seuil ; dans les deux cas, les performances thermiques évoluent à peu près de la même manière

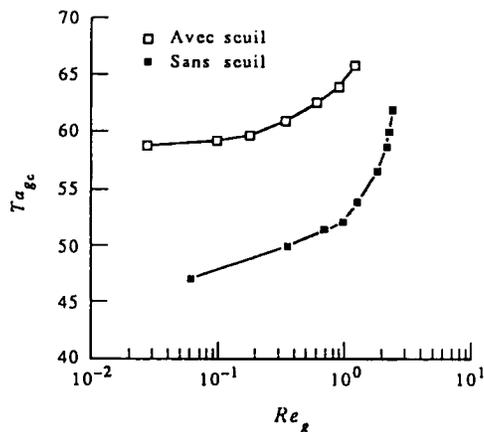


FIG. 8. Comparaison de la courbe de stabilité isotherme relative au fluide à seuil avec celle relative au fluide sans seuil, pour une position axiale donnée ($Z/L = 0,255$).

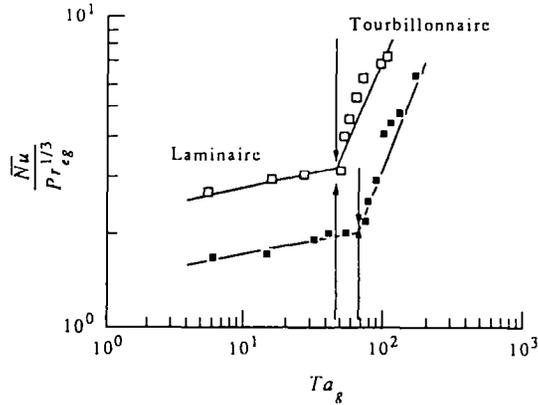


FIG. 9. Comparaison des performances thermiques de l'échangeur tournant dépourvu de lames, pour les deux fluides modèles. ■, Fluide à seuil, $Re_g = 0,62$; $\varphi_p = 32\,000\text{ W m}^{-2}$. □, Fluide sans seuil, $Re_g = 0,63$; $\varphi_p = 31\,000\text{ W m}^{-2}$.

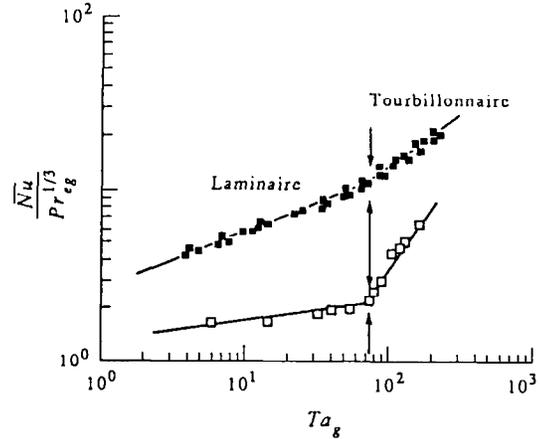


FIG. 10. Comparaison des performances thermiques de l'échangeur tournant muni ou dépourvu de lames. Cas d'un fluide à seuil. □, Sans lames, $Re_g = 0,62$; $\varphi_p = 32\,000\text{ W m}^{-2}$. ■, Avec lames, $Re_g = 0,62$; $\varphi_p = 32\,000\text{ W m}^{-2}$.

avec le nombre de Taylor, pour un régime d'écoulement établi (laminaire ou laminaire tourbillonnaire). On notera que pour le fluide à seuil, la transition est bien retardée.

En l'absence de rotation (écoulement de Poiseuille pur), nous aboutissons également à la conclusion d'un meilleur transfert avec le fluide d'Ostwald. Ce résultat est prévisible, car la présence du seuil atténue la thermodépendance [9], qui revêt une importance capitale dans le transfert de chaleur.

L'ensemble des situations décrites ci-dessus peut être résumé à l'aide des lois d'échange suivantes :

Cas du fluide à seuil : $0,05 \leq Re_g \leq 1,3$

Écoulement de Poiseuille : $Ta_g = 0$

$$\overline{Nu} = 1,05 \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^{0,098} Pr_{cg}^{1/3} Re_g^{0,28}$$

Écoulement de Couette-Poiseuille

+ Régime laminaire : $4,6 \leq Ta_g < 67,8$

$$\overline{Nu} = 1,08 \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^{0,156} Pr_{cg}^{1/3} Re_g^{0,21} Ta_g^{0,08}$$

+ Régime laminaire tourbillonnaire :

$77,5 \leq Ta_g \leq 202,1$

$$\overline{Nu} = 0,012 \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^{0,156} Pr_{cg}^{1/3} Ta_g^{1,08}$$

Cas du fluide sans seuil : $0,14 \leq Re_g \leq 1,72$

Écoulement de Poiseuille : $Ta_g = 0$

$$\overline{Nu} = 1,13 \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^{0,177} Pr_{cg}^{1/3} Re_g^{0,27}$$

Écoulement de Couette-Poiseuille

+ Régime laminaire : $4 \leq Ta_g < 51$

$$\overline{Nu} = 1,36 \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^{0,177} Pr_{cg}^{1/3} Re_g^{0,17} Ta_g^{0,08}$$

+ Régime laminaire tourbillonnaire : $53 \leq Ta_g \leq 93$

$$\overline{Nu} = 0,039 \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^{0,177} Pr_{cg}^{1/3} Ta_g^{1,03}$$

Rotor muni de lames. Lorsque le rotor central est muni de lames, les influences des paramètres densité de flux de chaleur et nombre de Reynolds axial ne se font plus sentir. La présence des lames crée des écoulements secondaires très favorables au transfert de chaleur et nous nous trouvons avec un coefficient de transfert largement amplifié par rapport à celui correspondant à la situation sans lames, comme le montre la Fig. 10 avec le fluide à seuil, Carbopol 940.

Si nous comparons (Fig. 11) les performances ther-

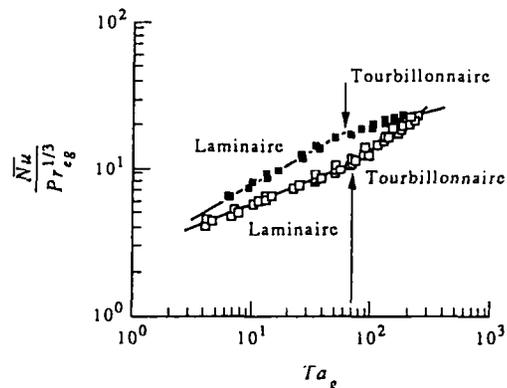


FIG. 11. Comparaison des performances thermiques de l'échangeur tournant muni de lames, pour les deux fluides modèles. ■, Fluide à seuil. □, Fluide sans seuil.

miques du Carbopol 940 à celles de la CMC, nous concluons là aussi que le transfert est toujours meilleur avec ce dernier produit et que, pour chacun des deux fluides, l'échangeur présente deux comportements thermiques différents.

En écoulement laminaire, dans les deux cas, l'effet de mélange des lames est incontestable; il croît avec le nombre de Taylor, de façon plus rapide dans le cas du fluide sans seuil, moins stabilisé.

Mais en présence de tourbillons de Taylor (qui apparaissent plus tardivement avec le fluide à seuil), l'effet de mélange dû à ces tourbillons croît plus rapidement avec le nombre de Taylor pour le fluide à seuil que pour le fluide sans seuil. Si bien que les performances de l'échangeur deviennent comparables pour les deux fluides aux plus forts nombres de Taylor; il faut sans doute voir là une conséquence de la disparition de toute trace de comportement plastique dans un fluide fortement cisailé et déstabilisé.

Une visualisation de l'écoulement (Fig. 12) a montré que la structure tourbillonnaire n'était pas remise en cause par la présence des lames et a confirmé que le changement de comportement thermique coïncidait bien avec la transition.

Au vu de ces constatations, nous concluons que le seuil garde là aussi une incidence marquée sur les performances thermiques de notre échangeur, sauf dans les conditions extrêmes de cisaillement. Nous pouvons d'ailleurs illustrer ce résultat par les corrélations suivantes :

Cas du fluide à seuil : $0,5 \leq Re_g \leq 2,2$

Régime laminaire : $4,06 \leq Ta_g < 65,6$

$$\overline{Nu} = 2,64 Pr_{cg}^{1/3} Ta_g^{0,34}$$

Régime laminaire tourbillonnaire :
 $71,94 \leq Ta_g \leq 228,1$

$$\overline{Nu} = 1,12 Pr_{cg}^{1/3} Ta_g^{0,55}$$

Cas du fluide sans seuil : $0,5 \leq Re_g \leq 5,4$

Régime laminaire : $6,4 \leq Ta_g < 50$

$$\overline{Nu} = 2,67 Pr_{cg}^{1/3} Ta_g^{0,47}$$

Régime laminaire tourbillonnaire : $61,12 \leq Ta_g \leq 153,71$

$$\overline{Nu} = 6,52 Pr_{cg}^{1/3} Ta_g^{0,24}$$

Récapitulation des résultats relatifs au transfert de chaleur. L'ensemble des résultats relatifs au transfert de chaleur peut être résumé sous forme d'une loi générale du type

$$\overline{Nu} = A \left(\frac{b\varphi_p D_h}{2\lambda} \right)^p Pr_{cg}^{1/3} Re_g^q Ta_g^m$$

Les coefficients y figurant sont donnés par le Tableau 2, en fonction de la géométrie, de la nature du fluide et du type d'écoulement.

CONCLUSION

Le travail qui vient d'être présenté entre plus particulièrement dans le cadre de la contribution à l'étude de l'écoulement et des propriétés diffusionnelles des fluides rhéofluidifiants, présentant des effets de seuil. La géométrie considérée est un espace annulaire hori-

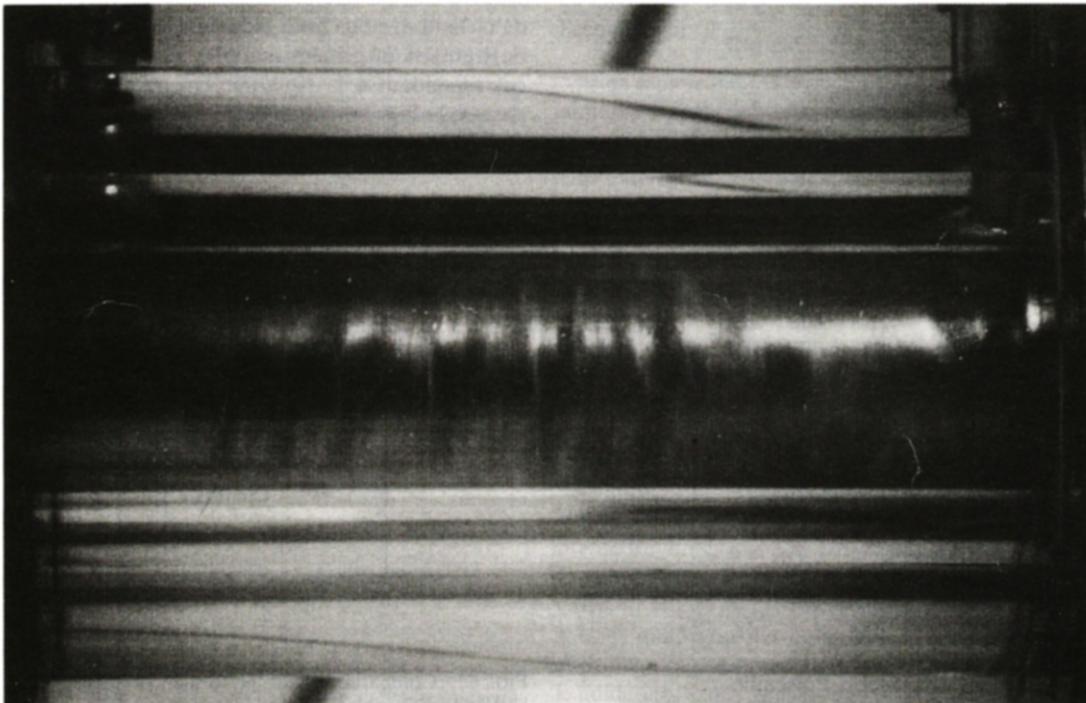


FIG. 12. Structures tourbillonnaires en présence de lames.

Tableau 2. Valeurs des différents coefficients de la loi d'échange générale

Géométrie	Écoulement	Fluide	A	p	q	m
Sans lames	Poiseuille	A seuil	1,05	0,098	0,28	0
	C-P laminaire	A seuil	1,08	0,156	0,21	0,08
	C-P tourbillonnaire	A seuil	0,012	0,156	0	1,08
	Poiseuille	Sans seuil	1,13	0,177	0,27	0
	C-P laminaire	Sans seuil	1,36	0,177	0,17	0,08
	C-P tourbillonnaire	Sans seuil	0,039	0,177	0	1,03
Avec lames	C-P laminaire	A seuil	2,64	0	0	0,34
	C-P tourbillonnaire	A seuil	1,12	0	0	0,55
	C-P laminaire	Sans seuil	2,67	0	0	0,47
	C-P tourbillonnaire	Sans seuil	6,52	0	0	0,24

zontal dont le cylindre intérieur tournant peut être muni ou non de lames de raclage. Un tel travail a été entrepris dans le but de modéliser un échangeur de chaleur à surface raclée et devrait normalement aboutir à une conception plus réaliste de ce type d'appareil.

Sur le plan dynamique, nous montrons que, si un accroissement de la viscosité stabilise l'écoulement comme l'ont montré maintes études antérieures, le comportement plastique le rend beaucoup plus stable. Ce comportement affecte également la distribution des vitesses.

Sur le plan thermique, nous avons vu qu'en absence de lames, les performances thermiques dépendent de la vitesse débitante (nombre de Reynolds axial), de la thermodépendance et de la structure de l'écoulement. L'introduction de deux lames permet d'améliorer sensiblement le transfert et change radicalement le comportement thermique de l'échangeur, dans la mesure où l'influence du débit axial et de la thermodépendance ne se manifestent plus.

RÉFÉRENCES

1. R. W. Hanks, Low Reynolds number turbulent pipeline flow of pseudohomogeneous slurries, *Hydrotransport 5*, Paper C2, pp. C2-23 to C2-34 (1978).
2. E. J. Garcia and J. F. Steffe, Comparison of friction

- factor equations for non-Newtonian fluids in pipe flow, *J.Fd Process. Engng* **9**, 93-120 (1989).
3. S. Benhadid, Rhéologie des écoulements sanguins: modélisation, approche numérique et expérimentale, Thèse présentée à l'Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, France, décembre (1987).
4. A. Magnin et J. M. Piau, Etude expérimentale et modélisation des écoulements établis et singuliers en conduite d'un fluide à seuil modèle, Actes du 2^{ème} colloque "Traitement Industriel des Fluides Alimentaires Non Newtoniens", La Baule, pp. 47-60, septembre (1989).
5. R. Devienne et J. C. Leuliet, Incidence du seuil d'écoulement sur les performances thermohydrauliques des échangeurs, Actes du 2^{ème} colloque "Traitement Industriel des Fluides Alimentaires Non Newtoniens", La Baule, pp. 79-95, septembre (1989).
6. J. F. Maingonnat, J. C. Leuliet et T. Benezech, Modélisation de la vitesse de cisaillement apparente dans un échangeur de chaleur à surface raclée, *Revue Gén. Therm. Fr.* 306-307, 381-385 (1987).
7. H. L. Langhaar, Steady flow in the transition length of a straight tube, *J. Appl. Mech.* **9**, 55-58 (1942).
8. M. Tachibana, N. Kawabata and H. Genno, Steady laminar flow of power law fluids in the inlet region of rectangular ducts, *J. Rheol.* **30**, 517-538 (1986).
9. M. Naïmi, R. Devienne et M. Lebouché, Etude dynamique et thermique de l'écoulement de Couette-Taylor-Poiseuille; cas d'un fluide présentant un seuil d'écoulement, *Int. J. Heat Mass Transfer* **33**, 381-391 (1990).
10. C. Nouar, Convection thermique pour un fluide rhéofluidifiant. Cas de l'écoulement de Couette-Poiseuille, Thèse présentée à l'Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, France, juin (1986).

YIELD FLOW INCIDENCE ON THE DYNAMICAL AND THERMAL PERFORMANCES OF SCRAPED SURFACE HEAT EXCHANGER

Abstract—A dynamical and thermal study of Herschel-Bulkley fluid flow in annular space with rotating inner cylinder, is investigated. The yield effect on the distribution of velocities, hydrodynamic stability and heat transfer is set obvious. When the rotating cylinder is equipped with scraper blades, thermal transfer is greatly increased and thermodependent behaviour is no longer observed.