

Modélisation numérique des écoulements générés dans une cuve mécaniquement agitée par une turbine de Rushton

H. AMEUR, M. BOUZIT, M. HELMAOUI, F. BOUZIT

Faculté de Génie Mécanique USTO-MB, BP 1505 El Mnaouar Oran Algérie

Résumé :

Cet article concerne une simulation numérique de l'écoulement des fluides pseudoplastiques dans une cuve mécaniquement agitée par une turbine de Rushton. La présence des chicanes dans la cuve a une influence importante sur la taille des vortex. La largeur de ces chicanes doit être optimisée, et c'est l'objet de cette étude. La détermination de la taille de ces vortex est mise en évidence et l'influence des paramètres rhéologiques et hydrodynamiques des fluides est étudiée.

Abstract:

This paper presents a numerical simulation of shear thinning fluid flow in a vessel stirred by a Rushton turbine. The presence of baffles in the tank has an important influence on the vortex size. The baffle width must be optimized, and this is the purpose of this study. The determination of the vortex size is highlighted, also the effect of rheological parameters of fluid is studied.

Mots-clés : Agitation, turbine de Rushton, fluide pseudoplastique, cuve chicanée

1 Introduction

Les cuves mécaniquement agitées sont utilisées, soit pour assurer un mélange uniforme du point de vue de la concentration ou de la température de deux ou plusieurs phases, soit pour améliorer les transferts de matière ou de chaleur, soit le plus souvent, pour réaliser les deux opérations simultanément. La présence et les dimensions des chicanes ont un effet considérable sur la structure hydrodynamique ainsi que sur la puissance consommée; à noter que, pour les cuves non chicanées, le rapport de la quantité de liquide refoulé par l'agitateur à la puissance consommée, rapport qu'on peut appeler efficacité de circulation, est plus élevé que dans le cas d'un appareil muni de chicanes [1]. D'autre part, le transfert de matière est plus intense dans les cuves sans chicanes [2]. Il apparaît donc que les cuves non équipées de chicanes ne sont pas à rejeter a priori et que, l'emploi de ces appareils devrait être plus souvent envisagé.

L'analyse du fonctionnement des cuves sans chicanes peut être basée sur une investigation du phénomène de vortex puis des conditions hydrodynamiques qui se développent lors de l'agitation [3-5]. Karcz et al. [6] ont étudié expérimentalement l'influence de la longueur de la chicane sur la puissance demandée pour agiter un fluide newtonien, tout en utilisant différents types de mobiles : turbine de Rushton, Smith, à pale inclinée et turbine marine.

Le but principal du présent papier est de caractériser la structure hydrodynamique induite par une turbine de Rushton pour un fluide non Newtonien, et de fournir des informations détaillées sur la formation des vortex dans tout le volume de la cuve. Les effets du nombre de Reynolds, de l'indice du comportement et de la largeur des chicanes ont été mis en évidence.

2 Configuration du Système d'Agitation

Le système d'agitation adopté pour notre étude est montré sur la figure 1. Il est constitué d'une cuve cylindrique à fond plat d'un diamètre $D = 300$ mm. La hauteur de la paroi latérale (H) est similaire à celle occupée par le liquide, avec $H/D = 1$. L'agitation est assurée par une turbine de Rushton d'un diamètre $d/D = 0.3$, montée sur un disque de diamètre $d_d/D = 0.15$, le tout est fixé sur un axe

présentant un rapport $d_a/D = 0.05$. Trois configurations géométriques ont été réalisées : la 1^{ère} concerne une cuve non chicanée, les 2 autres représentent une cuve munie de 4 chicanes de largeur $l/D = 0.05$ et 0.1 respectivement. Pour toutes les géométries, la distance (c) qui sépare le fond de la cuve de l'extrémité inférieure du mélangeur est prise pour $c/D = 0.3$.

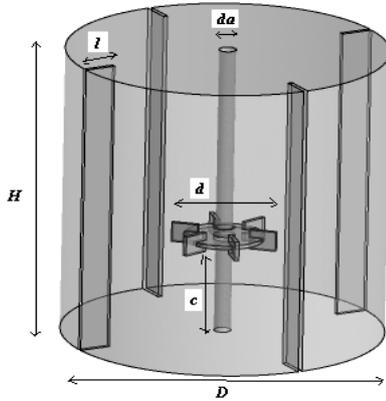
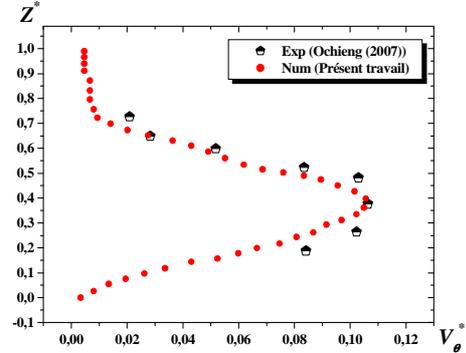


FIG. 1 – Modèle géométrique simulé

FIG. 2 – Vitesse tangentielle pour $R^* = 0.7$

3 Considérations théoriques

La rhéologie du fluide a été considérée dans ce travail, on traite le cas du comportement pseudoplastique pour une gamme d'un indice structural (n) allant du 0.4 à 1. Pour cette classe on définit le nombre de Reynolds généralisé, suivant le modèle d'Ostwald ce nombre est donné par :

$$Re_g = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{m} \quad (1)$$

Avec : n : indice structural, m : indice de consistance, N : vitesse de rotation de l'agitateur, ρ : la masse volumique du fluide et D : le diamètre de la cuve. La puissance d'agitation P est l'un des paramètres les plus importants à caractériser, elle est définie par la formulation suivante :

$$P = \eta \int_{\text{volume de la cuve}} Q_v dv \quad (2)$$

Avec : η : la viscosité apparente du fluide, Q_v : la dissipation visqueuse,

$$Q_v = (2\tau_{rr}^2 + 2\tau_{\theta\theta}^2 + 2\tau_{zz}^2 + \tau_{rz}^2 + \tau_{r\theta}^2 + \tau_{z\theta}^2) / \eta^2 \quad (3)$$

Les contraintes de cisaillement τ_{rr} , $\tau_{r\theta}$, τ_{rz} , sont données par : $\tau_{rr} = -\eta 2\partial v_r / \partial r$ (4)

$$\tau_{r\theta} = -\eta [r \partial (v_\theta / r) / \partial r + (1/r) \partial v_r / \partial \theta] \quad (5)$$

$$\tau_{rz} = -\eta [\partial v_r / \partial z + \partial v_z / \partial r] \quad (6)$$

Avec : r la coordonnée radiale, v_r , v_θ , v_z les trois composantes de vitesse. Le nombre de puissance est calculé suivant cette équation :

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (7)$$

Afin de rendre la formulation du problème adimensionnelle, nous avons retenu comme grandeurs de référence le rayon de la cuve $D/2$, la vitesse linéaire de la paroi de la cuve πND et la masse volumique du fluide (ρ).

4 Résultats et discussion

Le code de calcul CFX 12.0 a été abordé pour effectuer la présente étude. En premier lieu, il a été nécessaire de valider certains résultats avec des travaux antérieurs. A cette fin, on a réalisé une configuration géométrique semblable à celle étudiée par Ochieng et al. [7]. Il s'agit d'une turbine de Rushton de diamètre $0.33*D$ placée à un niveau de 0.15 de la hauteur du liquide, dans une cuve chicanée. Le fluide agité est considéré newtonien (eau douce à 25 °C). Pour un régime turbulent ($Re = 5 \times 10^4$), l'évolution de la vitesse tangentielle en fonction de la côte Z^* ($Z^* = Z/D$) est suivie (figure 2) : la confrontation des deux résultats indique un bon accord.

4.1 Influence du nombre de Reynolds

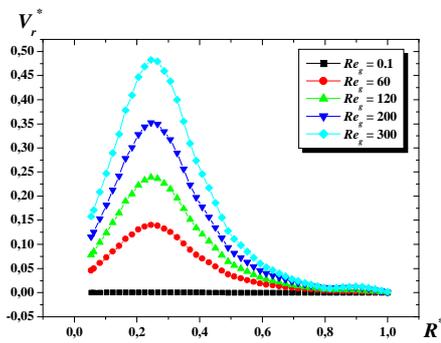


FIG. 3 – Vitesse radiale pour une cuve non chicanée, avec $n = 0.7$, $\theta = 0^0$, $Z^* = Z/D = 0.57$

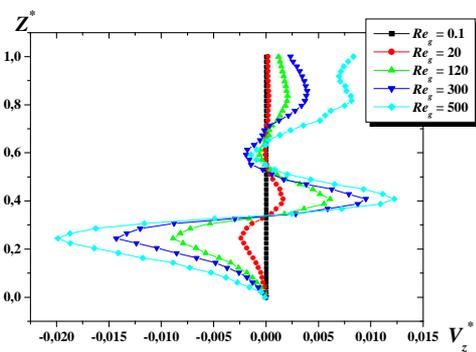


FIG. 4 – Vitesse axiale pour une cuve non chicanée, avec $n = 0.7$, $\theta = 90^0$, $R^* = 2R/D = 0.53$

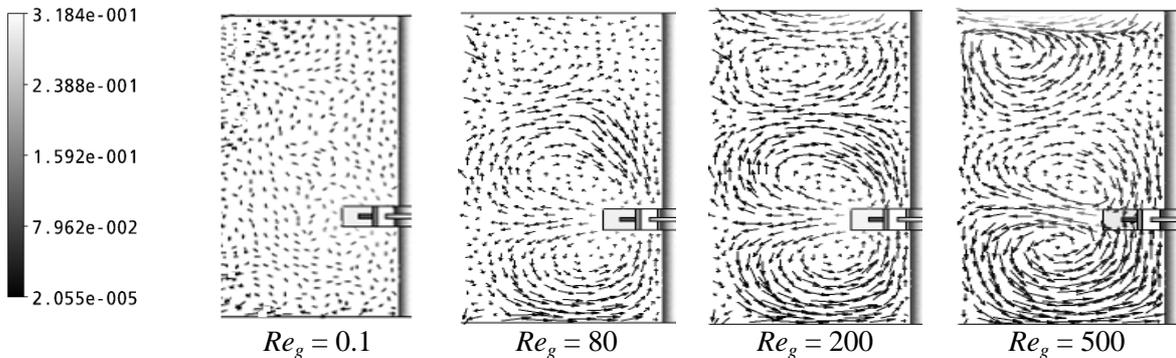


FIG. 5 – Champs de vitesse pour une cuve non chicanée $n = 0.7$

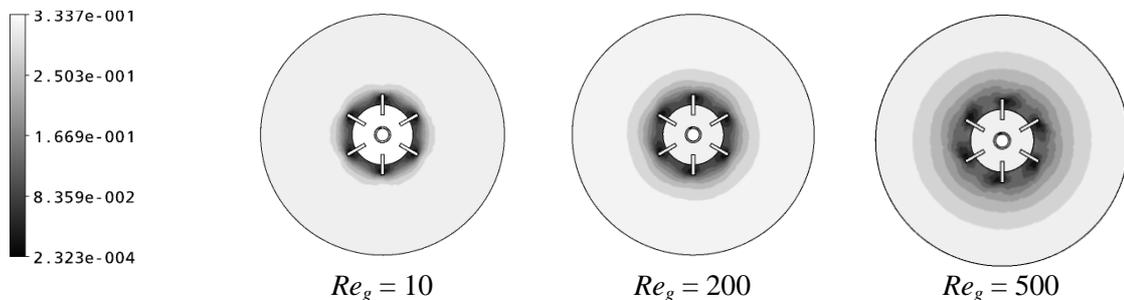


FIG. 6 – Contours de vitesse pour $n = 0.7$, cuve non chicanée

On commence l'analyse par l'influence de la vitesse rotationnelle de l'agitateur, on se limite par le régime laminaire et transitoire pour une gamme du nombre de Reynolds allant du 0.1 jusqu'à 500. Sur

la figure 3 est montrée la variation de la vitesse radiale le long du rayon de la cuve pour une situation verticale $Z^* = 0.57$ (choisie aléatoirement au dessus de la turbine), cette variable prend de l'ampleur dans la surface balayée par la pale puis diminue jusqu'à devenir nulle au contact immédiat avec la cuve. Le pic maximal atteint augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds.

Ce type de turbines fait diviser l'écoulement en deux courants : l'un allant vers le fond de la cuve et l'autre vers la surface libre du liquide formant ainsi deux tourbillons. L'augmentation continue du Re_g génère un refoulement radial plus remarquable, les vortex seront ainsi plus larges en taille comme il est marqué sur la figure 5, et par conséquent, la zone de mélange sera plus ample (figure 6). Pour plus de détails sur cette structure on a représenté l'évolution de la vitesse axiale suivant la hauteur de la cuve (figure 4).

En effet la rotation d'un agitateur placé dans l'axe de la cuve entraîne celle du liquide et il apparaît un vortex secondaire, qui déforme la surface. A très grande vitesse de rotation, la profondeur du vortex est grande et l'interface air-liquide peut se situer au niveau de l'agitateur, de l'air étant aspiré dans le liquide. En outre, la faiblesse relative des composantes axiale et radiale de la vitesse abaisse les performances de mélange. Enfin, l'importance que prennent alors les forces de pesanteur interdit qu'on les néglige.

4.2 Effet de l'indice de comportement

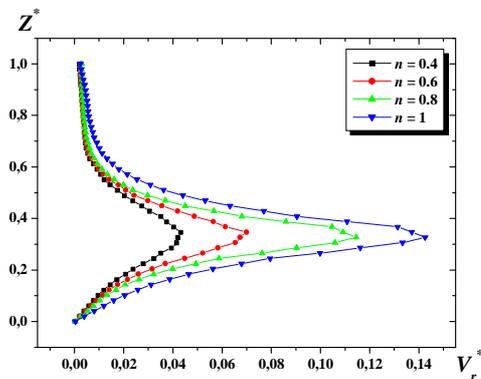


FIG. 7 – Vitesse radiale pour une cuve non chicanée, avec $Re_g = 120$, $\theta = 90^0$, $R^* = 0.6$

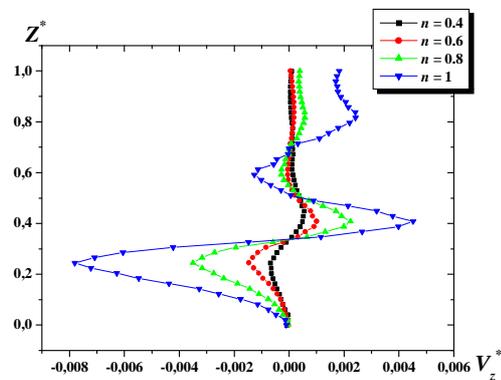


FIG. 8 – Vitesse axiale pour une cuve non chicanée, avec $Re_g = 120$, $\theta = 90^0$, $R^* = 0.53$

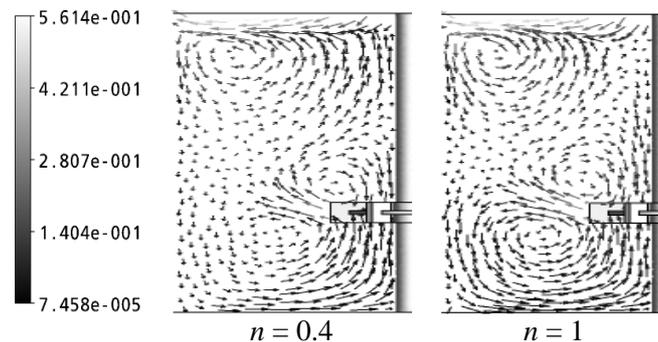


FIG. 9 – Champs de vitesse pour $Re_g = 500$, cuve non chicanée

Un autre facteur pouvant toucher la structure hydrodynamique induite est la nature rhéologique du fluide mis en procédé. Pour effectuer l'investigation, 4 valeurs de l'indice de comportement (n) ont été choisies et qui sont 0.4, 0.6, 0.8 et 1 respectivement.

La composante radiale de la vitesse est suivie le long de la verticale Z^* (figure 7), il est clair que l'intensité maximale est localisée dans la surface balayée par le mobile, d'un autre côté, cette intensité est plus importante avec l'augmentation de l'indice structural.

Suivant la hauteur de la cuve, la vitesse axiale est suivie pour examiner la taille du vortex généré (figure 8). Le signe moins de la valeur numérique marqué pour V_z^* indique l'existence d'un écoulement opposé. Les contraintes de cisaillement sont plus intenses lorsque n s'approche de l'unité ($n = 1$), ce qui va produire une circulation plus large de la particule fluide (figure 9) et une zone de mélange plus ample (figure 10).

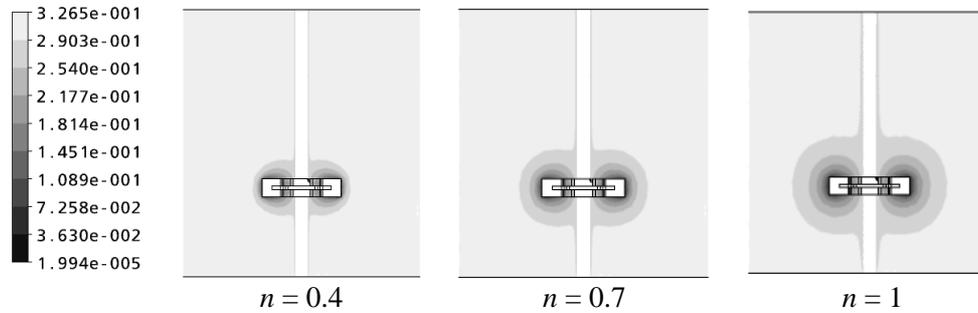


FIG. 10 – Lignes de courant pour $Re_g = 120$, cuve non chicanée

La puissance d'agitation est l'un des paramètres les plus importants pour décrire les performances d'un system mécaniquement agité, l'analyse adimensionnelle nous permet de définir le nombre de puissance Np . Sur la figure 11 est montrée la variation du Np en fonction du Re_g pour deux valeurs de l'indice structural (n). Pour un régime laminaire ($Re_g < 20$) le profil de la puissance consommée semble linéaire avec une décroissance remarquable, et avec l'augmentation continue du Re_g la diminution du Np devient plus légère. D'un autre coté, avec un fluide d'un indice structural plus important, l'agitation est plus consommatrice d'énergie.

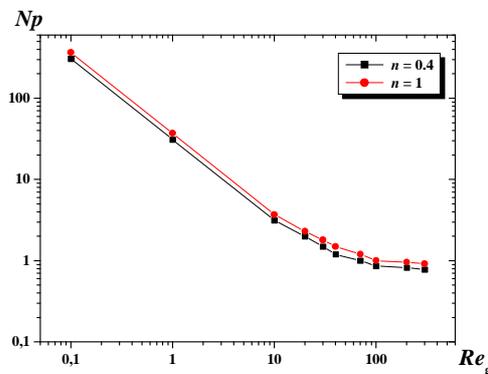


FIG. 11 – Nombre de puissance pour une cuve non chicanée

4.3 Influence des chicanes

La condition géométrique est un autre facteur très influençant sur les performances d'un system mécaniquement agité. On s'intéresse pour notre étude à la chicane : sa présence ainsi que sa largeur. Trois configurations ont été réalisées pour effectuer le test. Sur la figure 12, et sur différents plans de visualisation (horizontale et verticale) la distribution de vitesse est représentée. On peut noter que l'absence de chicane favorise la formation d'un vortex au niveau de la surface libre du liquide. Aussi, la largeur suffisante de la chicane peut supprimer cette zone morte et augmenter la zone de mélange, mais la puissance nécessaire pour cela sera plus importante (tableau 1).

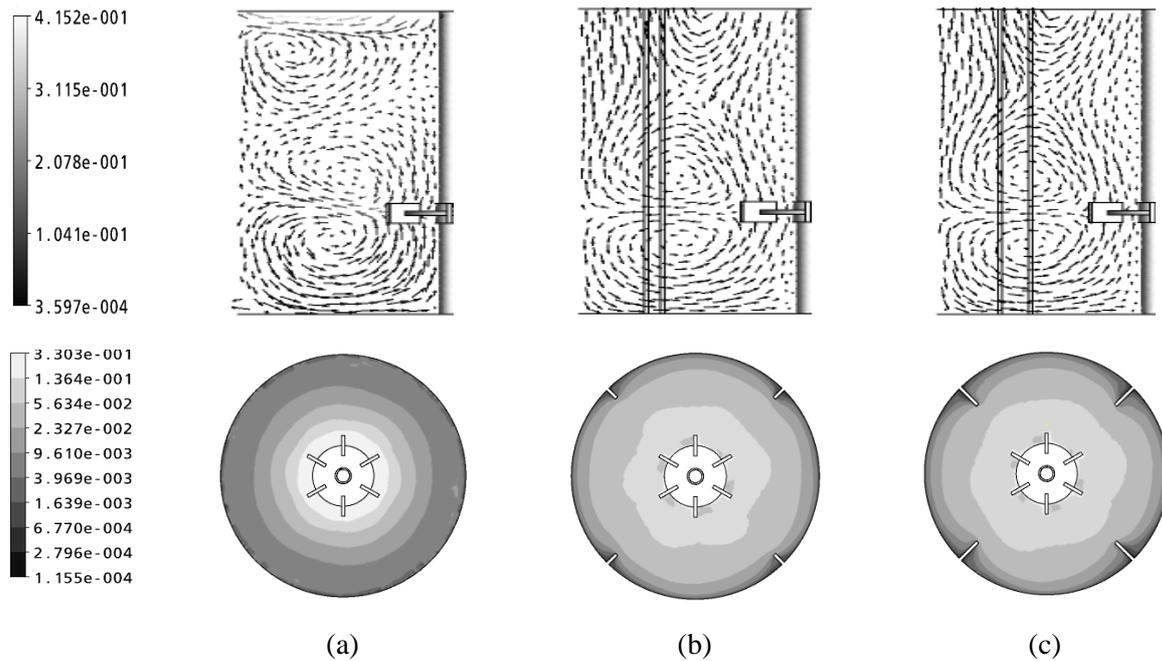


FIG. 12 – Distribution de vitesse pour $n = 0.7$, $Re_g = 500$
 (a) cuve non chicanée, (b) cuve chicanée $l/D = 0.05$, (c) cuve chicanée $l/D = 0.1$

Tableau 1 – Nombre de puissance pour $n = 0.7$, $Re_g = 10$

cuve non chicanée	cuve chicanée $l/D = 0.05$	cuve chicanée $l/D = 0.1$
3.5	7.1	8.21

5 Conclusion

Afin d'éviter le vortex qui se forme au niveau de la surface libre d'une cuve cylindrique munie d'un agitateur rotatif placé dans l'axe de cette cuve, il est d'usage d'équiper celle-ci de chicanes verticales. Quand la largeur de chicanes est suffisante, le vortex est supprimé mais la puissance consommée est alors maximale. La puissance d'agitation augmente avec l'augmentation de l'indice structurel, à cause des forces visqueuses, et elle varie légèrement à partir du régime transitoire.

References

- [1] Nagata S., Mixing : Principals and applications, Kodansha LDT, Tokyo, 1975.
- [2] Mununga L., Hourigan K., Thompson M., Numerical study of the effect of blade size on pumping effectiveness of a paddle blade impeller in an unbaffled mixing vessel, in: Proceedings of the Third International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia, 2003.
- [3] Le Lan A., Angelino H., Etude du vortex dans les cuves agitées, Chemical Engineering Science, 27, 1969-1978, 1972.
- [4] Rieger F., Ditzl P., Novak V., Vortex depth in mixed unbaffled vessels, Chemical Engineering Science, 34, 397-403, 1979.
- [5] Cartland Glover G. M., Fitzpatrick J. J., Modelling vortex formation in an unbaffled stirred tank reactors, Chemical Engineering Journal, 127, 11-22, 2007.
- [6] Karcz J., Major M., An Effect of a Baffle Length on the Power Consumption in an Agitated Vessel, Chemical Engineering and Processing, 37, 249-256, 1998.
- [7] Ochieng A., Onyango M. S., Homogenization energy in a stirred tank, Chemical Engineering and Processing, 47, 1853-1860, 2008.