POLYPUBLIE

Caractérisation hydrodynamique du mélange dans les mélangeurs coaxiaux

Maya Farhat

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

Date	2009
Type	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis Thèse de doctorat/Ph.D. thesis
URL de PolyPublie PolyPublie URL	https://publications.polymtl.ca/8296/
Conditions d'utilisation Terms of use	© Tous droits réservés / All rights reserved
Référence Citation	Farhat, M. (2009). Caractérisation hydrodynamique du mélange dans les mélangeurs coaxiaux [Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/8296/

Détails de la thèse
Thesis details

Directeurs de recherche Advisors	Philippe A. Tanguy, & Louis Fradette
Programme Program	Non spécifié

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal
https://publications.polymtl.ca

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

CARACTÉRISATION HYDRODYNAMIQUE DU MÉLANGE DANS LES MÉLANGEURS COAXIAUX

MAYA FARHAT

DÉPARTEMENT DE GÉNIE CHIMIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR

(GÉNIE CHIMIQUE)

AVRIL 2009

© Maya Farhat, 2009.

Library and
Archives Canada

Published Heritage
Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Direction du
Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence
ISBN: 978-0-494-49414-1
Our file Notre référence
ISBN: 978-0-494-49414-1

NOTICE:
The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:
L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée :

CARACTÉRISATION HYDRODYNAMIQUE DU MÉLANGE DANS LES MÉLANGEURS COAXIAUX

présentée par : FARHAT Maya

en vue de l'obtention du diplôme de : PHILOSOPHIAE DOCTOR

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de :

M. BERTRAND François, Ph.D., président

M. TANGUY Philippe, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. FRADETTE Louis, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

M. JOLICOEUR Mario, Ph.D., membre

M. BENNINGTON Chad, Ph.D., membre

À François-Xavier pour son soutien inestimable

et sa présence fort appréciée tout au long de ce projet

REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord et avant tout à remercier mes codirecteurs de recherche, les professeurs Philippe A. Tanguy et Louis Fradette. Professeur Tanguy pour la confiance qu'il a eu en moi en m'accordant l'honneur de faire un doctorat au sein de l'URPEI, ainsi que pour son appui et ses conseils tout au long de mes études doctorales. Professeur Fradette pour son appui inestimable et son soutien tout au long de ce projet. Je vous remercie infiniment de m'avoir encouragée, motivée et soutenue durant toutes les étapes.

Je désire aussi souligner l'aide du personnel de SME au Japon pour m'avoir donné l'occasion de faire un stage et m'avoir fait découvrir la culture japonaise. Merci à Dr. Yatomi, Dr. Takenaka, M. Nishimi, Dr. Horiguchi, M. Morinaga, Mme Mori ainsi que MM. Takahashi et Takeda pour leur soutien et leur accueil. Je désire aussi souligner l'aide inestimable de Mme Takahashi.

Je souhaite aussi remercier Dr. Shaffiq Jaffer de chez Procter and Gamble pour m'avoir appuyé tout au long de ce projet par ses conseils et ses idées, ainsi que pour les efforts qu'il a déployés afin de s'assurer que je reçoive une bourse de Procter and Gamble.

Je désire également remercier plusieurs professeurs au sein du département de génie chimique pour leur soutien, particulièrement le Professeur Gregory Patience pour ses conseils avant et durant mon doctorat, le Professeur Jamal Chaouki pour ses suggestions et son aide, le Professeur Danilo Klvana, le Professeur Robert Legros, le Professeur Charles Dubois, ainsi que le Professeur Mario Jolicoeur pour m'avoir donné la chance d'enseigner et d'acquérir de l'expérience académique.

Je tiens aussi à remercier les techniciens du département de génie chimique. Merci pour votre travail de qualité, pour votre dévouement et pour votre soutien lors des différentes étapes du projet. Je dois aussi remercier les secrétaires de l'URPEI, spécialement Mme Diane Pimparé, ainsi que les secrétaires du département de génie chimique pour leur aide sans pareil.

Finalement, je désire remercier tous les membres de l'URPEI, dont le Professeur François Bertrand et le Dr. Mourad Heniche pour m'avoir enseigné la méthode d'éléments finis et la CFD. Je tiens également à remercier les étudiants de l'URPEI qui m'ont aidé lors de mon parcours et avec qui j'ai eu plusieurs discussions et échanges d'idées, entre autres François Cabaret, Stéphane Foucault, Jean-Philippe Gingras, Avinash Khopkar, Sanaz Barar Pour, Robin Giguère, Christophe Devals, Xavier Dommange, ainsi que Yoann Guntzburger.

RÉSUMÉ

Le but principal de ce travail est de caractériser de façon expérimentale l'hydrodynamique de différents mélangeurs coaxiaux et de comparer leur performance. Ces mélangeurs sont très utiles lors d'opérations de mélange au cours desquelles un changement rhéologique apparaît. Lorsque les propriétés rhéologiques changent, celles-ci affectent les performances du mélange. Cette évolution s'explique par une réaction chimique ou biochimique, ou encore par un changement physique dans la structure du milieu mélangé. Ce changement peut induire une augmentation de la viscosité qui peut devenir beaucoup plus grande que celle des composantes initiales. Ce comportement affecte le mélange et présente un défi important en termes de conception. Comme il est souvent impossible de changer un agitateur dans une cuve durant les opérations de mélange, l'industrie se tourne vers des systèmes d'agitation combinant différents agitateurs, tels les mélangeurs coaxiaux, dans le but de surmonter cette difficulté. Ces mélangeurs sont flexibles, car ils sont souvent composés d'un mobile raclant de type ancre en périphérie du réservoir et de différentes turbines de dispersion placées au centre de la cuve. L'indépendance des systèmes de guidage de chacun des mobiles permet de faire fonctionner le système en mode co-rotatif ou contra-rotatif.

L'objectif principal de cette thèse, quant à lui, est de caractériser l'hydrodynamique du mélange dans les mélangeurs coaxiaux.

Bien que l'hydrodynamique des mélangeurs coaxiaux est complexe, les travaux ont permis de caractériser les performances hydrodynamiques de différentes configurations de mélangeurs coaxiaux dans les régimes laminaire, transitoire et en début de régime turbulent. Les résultats expérimentaux et numériques ont nettement démontré la supériorité d'une configuration combinant une turbine de type Mixel TT à une ancre en termes de puissance lorsque comparée à une configuration combinant une turbine Rushton à la même ancre. De plus, il est établi que le mode co-rotatif est supérieur au mode contra-rotatif pour ces deux configurations.

D'un autre côté, l'influence du diamètre de la turbine centrale a été traitée et il a été conclu que, dans le régime laminaire et en début de régime transitoire, un rapport de 1/3 entre le diamètre de la turbine centrale et celui de la cuve est souhaitable. En fin de régime transitoire et en régime turbulent, ce rapport augmente à 1/2. De plus, il a été possible de déterminer de nouvelles définitions du nombre de Reynolds et du nombre de puissance basées sur un nouveau diamètre caractéristique et une nouvelle vitesse caractéristique pour les modes co- et contra-rotatifs. Il est prouvé que ces corrélations sont

applicables pour des turbines radiales et axiales et sont significativement meilleures que les corrélations précédemment proposées dans la littérature.

Par ailleurs, la performance hydrodynamique d'un nouveau mélangeur coaxial, le Superblend, a été traitée. Les travaux ont permis de démontrer l'efficacité de ce nouveau mélangeur coaxial lorsque comparé à différentes configurations de mélangeurs coaxiaux et à double arbres excentrés. Pour les différentes configurations étudiées, le mode co-rotatif permet d'obtenir de meilleures capacités d'homogénéisation que le mode contra-rotatif. Ces capacités se traduisent par un plus petit temps de mélange et une plus petite consommation d'énergie du mélange.

La dernière partie présente l'applicabilité des nouvelles corrélations présentées dans cette thèse. Il a été démontré que ces relations sont valides pour plusieurs types de mélangeurs coaxiaux ainsi qu'un mélangeur à deux arbres excentriques. Les corrélations se sont montrées adéquates pour les divers scénarios incluant différents modes de rotation et ratios de vitesse. Par contre, ces relations présentent une limitation : elles sont seulement valables lorsque les agitateurs sont dépendants ou encore quand ils interagissent ensemble. De plus, ces corrélations permettent d'obtenir une courbe de puissance caractéristique unique pour un mélangeur coaxial. Cette courbe, obtenue pour une certaine combinaison d'agitateurs, permet d'estimer la puissance pour un

autre arrangement combinant d'autres mobiles en utilisant les ratios de Kp. Cette extension de nos travaux ouvre de nouvelles avenues permettant de prédire la performance de nouvelles configurations de mélangeurs coaxiaux en se basant sur des systèmes de référence déjà étudiés.

ABSTRACT

Mixing is the most used unit operation in chemical engineering. There are several process objectives related to mixing and agitation operations such as thermal homogenisation, emulsification, fermentation, etc. However, during mixing operations of a process, rheological changes often occur and they affect the mixing performances. This evolution can be explained by a chemical reaction or else by a physical change in the structure of the solution. These changes can induce an increase in the viscosity of the solution which can become much higher compared to the viscosity of the initial phases. This behaviour affects mixing and presents a big challenge in terms of design. It is often impossible to change the agitator in the tank during mixing operations. Hence, the industry is turning more and more to agitation systems combining different agitators in order to overcome this difficulty. This explains why coaxial mixers are gaining more and more in popularity in various industrial processes. Their flexibility and their great efficiency were proven in the last years.

The main objective of this thesis is to characterize the hydrodynamics of coaxial mixers.

The first part of this work deals with the characterization of the hydrodynamic performances of two configurations of the coaxial mixer in the laminar and

transitional regimes: one combining a radial impeller (Rushton turbine) and an anchor and the other one combining an axial impeller (Mixel TT) and the same anchor. Experimental and numerical results conclude the net superiority of the Mixel TT-anchor configuration in terms of energy consumption and mixing energy. Also, the co-rotating mode was found to be superior in both configurations compared to the counter-rotating mode.

The second part focuses on the influence of the diameter of the central turbine in a coaxial mixer. By comparing four different diameter Rushton turbines combined with an anchor, it appears that the best performance in the laminar and early transitional regimes is obtained when the turbine to tank diameter ratio is equal to 1/3. In the upper transition and turbulent regimes, this ratio goes up to 1/2 in order to obtain the best performances in terms of mixing efficiency criteria. Once again, the co-rotating mode was proved to be more efficient than the counter-rotating mode. Finally, this second part introduces new definitions of Reynolds number and power number based on new characteristic diameter and speed. These correlations proved to be applicable for radial and axial impellers and to be significantly better than the ones previously proposed in the literature.

The third part focuses on the hydrodynamic performances of a newly introduced mixer, the Superblend coaxial mixer, consisting of a Maxblend®

impeller and a helical ribbon mounted on two independently actuated coaxial shafts. Based on mixing efficiency criteria, it was confirmed that the co-rotating mode is consistently yielding the best results in the laminar and early transition regimes. Recent power correlations were proven to be readily applicable for the Superblend. Also, this third part demonstrated the remarkable efficiency of the Superblend and its superiority when compared to standard coaxial mixers based on different mixing efficiency criteria.

Finally, the last part focuses on the applicability of the new correlations presented in this thesis. These relations were shown to be valid for different types of coaxial mixers as well as a dual shaft mixer. The correlations are suitable for different scenarios including different rotational modes and speed ratios. However, these relations have a limitation: they are only applicable when the agitators are dependent and when they have interaction with each other. In addition, these correlations allow getting a unique power master curve for a coaxial mixer. This curve, obtained for a certain combination of agitators, allows the estimation of the power consumption for another arrangement combining other impellers using Kp rations. This new extension of our previous work opens new avenues and allows characterizing just one configuration of a coaxial mixer and predicting the performance of other configurations based on the performance of this one.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE ..... **IV**
REMERCIEMENTS ..... **V**
RÉSUMÉ ..... **VII**
ABSTRACT ..... **XI**
TABLE DES MATIÈRES ..... **XIV**
LISTE DES FIGURES ..... **XVIII**
LISTE DES TABLES ..... **XXII**
NOMENCLATURE ..... **XXIII**
CHAPITRE 1 INTRODUCTION **1**
1.1 Contexte et motivation 1
1.2 Fluides newtoniens et non newtoniens 2
1.3 Régimes d'écoulement 3
1.3.1 Régime laminaire 3
1.3.2 Régime turbulent 6
1.3.3 Régime transitoire 7
1.4 Solutions actuelles 7
1.5 Bilan et objectif général 10
1.6 Contenu de la thèse 12
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE **14**
2.1 Théories de base en mélange 14
2.1.1 Rappels théoriques sur la consommation de puissance 14
2.1.2 Rappels théoriques sur le temps de mélange 19
2.1.2.1 Conductimétrie 21
2.1.2.2 Mesure de pH 21
2.1.2.3 Méthode thermique 22
2.1.2.4 Méthode Schlieren 22
2.1.2.5 Méthode de coloration/décoloration 23
2.2 Hydrodynamique des agitateurs non-raclants 24
2.2.1 Types d'agitateurs 24
2.2.1.1 Agitateurs axiaux 25
2.2.1.2 Agitateurs radiaux 25
2.2.2 Consommation de puissance 26
2.2.3 Effets spécifique du régime laminaire 28

2.2.3.1 Ségrégation et zones mortes 29
2.2.3.2 Compartimentation 31
2.2.4 Comparaison entre un mélangeur muni de deux turbines Rushton sur l'axe central et un mélangeur muni d'une seule turbine 32
2.2.5 Effets du diamètre de la turbine et de sa position dans la cuve 34
2.2.6 Introduction d'asymétrie 35
2.2.7 Synthèse 38
2.3 Hydrodynamique des agitateurs raclants 41
2.3.1 Catégories et théorie de bases des agitateurs raclants 41
2.3.2 Consommation de puissance 42
2.3.3 Littérature sur les différents types d'agitateurs raclants 43
2.3.3.1 Ancre 43
2.3.3.2 Ruban hélicoïdal 46
2.3.3.3 Maxblend 52
2.3.3.4 Paravisc 57
2.3.4 Synthèse 59
2.4 Littérature sur les mélangeurs coaxiaux 61
2.4.1 Puissance d'agitation dans des mélangeurs coaxiaux 73
2.4.2 Temps de mélange dans des mélangeurs coaxiaux 77
2.4.3 Synthèse 80
2.5 Bilan et objectifs spécifiques 81

CHAPITRE 3 PRÉSENTATION DES ÉTAPES DU TRAVAIL 83

CHAPITRE 4 MÉTHODOLOGIE 85

4.1 Montage expérimental 85
4.1.1 Mélangeur coaxial conventionnel 85
4.1.2 Superblend 89
4.1.3 Mélangeur à deux arbres excentriques 93
4.2 Rhéologie et fluides choisis 96
4.3 Consommation de puissance 96
4.4 Temps de mélange 98

CHAPITRE 5 ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE D'UN MÉLANGEUR COAXIAL AVEC DES FLUIDES VISQUEUX 100

5.1 Présentation de l'article 100
5.2 Title : Numerical and experimental study of a dual shaft coaxial mixer with viscous fluids 101
5.2.1 Abstract 101
5.2.2 Introduction 102
5.2.3 Materials and methods 104
5.2.3.1 Experimental setup 104
5.2.3.2 Numerical method 106
5.2.3.3 Power consumption 109

5.2.3.4 Mixing time 109
5.2.4 Results 110
5.2.4.1 Power consumption 110
5.2.4.2 Mixing time 112
5.2.4.3 Flow patterns 117
5.2.4.4 Pumping capacity 122
5.2.4.5 Mixing energy 126
5.2.5 Conclusion 129
5.2.6 Acknowledgements 130
5.2.7 Nomenclature 131
5.2.8 Literature cited 132

CHAPITRE 6 REVUE DE LA PERFORMANCE D'UN MÉLANGEUR COAXIAL 135

6.1 Présentation de l'article 135
6.2 Title : Revisiting the performance of a coaxial mixer 136
6.2.1 Abstract 136
6.2.2 Introduction 137
6.2.3 Materials and methods 140
6.2.3.1 Experimental setup 140
6.2.3.2 Power consumption analysis 142
6.2.3.3 Mixing time 146
6.2.4 Results 147
6.2.4.1 Power consumption 147
6.2.4.2 Mixing time 153
6.2.4.3 Mixing energy 156
6.2.4.4 Mixing evolution 158
6.2.5 Conclusion 160
6.2.6 Acknowledgements 161
6.2.7 Nomenclature 161
6.2.8 References 163

CHAPITRE 7 INVESTIGATION EXPÉRIMENTALE D'UN MÉLANGEUR COAXIAL SUPERBLEND 167

7.1 Présentation de l'article 167
7.2 Title : Experimental investigation of the Superblend coaxial mixer 168
7.2.1 Abstract 168
7.2.2 Introduction 169
7.2.3 Materials and methods 174
7.2.3.1 Experimental setup 174
7.2.3.2 Power consumption analysis 177
7.2.3.3 Mixing time 178
7.2.4 Results 179
7.2.4.1 Power consumption 179

7.2.4.2 Mixing time 181
7.2.4.3 Mixing energy 184
7.2.5 Conclusion 185
7.2.6 Acknowledgements 186
7.2.7 Nomenclature 186
7.2.8 Literature cited 187

CHAPITRE 8 COMPARAISON HYDRODYNAMIQUE DE DIFFÉRENTS MÉLANGEURS MULTI-ARBRES 193

8.1 Présentation de l'article 193
8.2 Title : Hydrodynamic comparison of different multi shaft mixers 194
8.2.1 Abstract 194
8.2.2 Introduction 195
8.2.3 Materials and methods 197
8.2.3.1 Experimental Set-up 197
8.2.3.2 Power consumption analysis 202
8.2.3.3 Mixing time 203
8.2.4 Results 204
8.2.4.1 Power consumption 204
8.2.4.2 Mixing time 211
8.2.4.3 Mixing energy 213
8.2.4.4 Discussion on the new correlations 217
8.2.5 Conclusion 222
8.2.6 Acknowledgements 225
8.2.7 Nomenclature 225
8.2.8 References 226

CHAPITRE 9 DISCUSSION GÉNÉRALE 229

CHAPITRE 10 CONCLUSION ET PERSPECTIVES 232

RÉFÉRENCES 236

ANNEXE : ANALYSE D'ERREURS 250

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Mécanismes de mélange laminaire (étirement-repliement-cassure) (Ottino, 1990) 4
Figure 1-2 : Mélangeurs bi-fonctions a) Mélangeur planétaire; b) Double agitateur décentré 8
Figure 1-3 : Mélangeurs coaxiaux a) Double agitateur centré; b) Mélangeur coaxial 9
Figure 2-1 : Courbe caractéristique de puissance: allure générale (Roustan, 1999) 16
Figure 2-2 : Débit de pompage des principaux types d'agitateurs (Holland et al, 1966) 24
Figure 2-3 : Ségrégation à Re=17.28 et après 1 heure avec une turbine radiale (Lamberto et al., 1999) 30
Figure 2-4 : Démonstration de l'effet de compartimentation (Alvarez et al., 2005) 32
Figure 2-5 : Système étudié par Gogate et al. (2000) 33
Figure 2-6 : Mélangeur étudiée par Alvarez et al. (2002) 36
Figure 2-7 : Mélangeur composé de deux mobiles excentrés (Ascanio et al., 2002) 37
Figure 2-8 : Mélangeur étudié par Cabaret et al. (2006) 38
Figure 2-9 : Image d'une ancre 44
Figure 2-10 : Évolution du temps de mélange adimentionnel en fonction du nombre de Reynolds pour une ancre (Novak et Rieger, 1975) 46
Figure 2-11 : Différentes configurations de rubans hélicoïdaux (De la Villéon et al., 1998) 48
Figure 2-12 : Temps de mélange pour le ruban hélicoïdal simple (Brito de la Fuente, 1992) 51
Figure 2-13 : Mobiles d'agitation de type Maxblend 53
Figure 2-14 : Patrons d'écoulement et mécanisme de mélange du Maxblend (SHI Mechanical & Equipment, 2001) 54
Figure 2-15 : Temps de mélange adimensionnel pour le Maxblend (Takahashi et al., 2006) 57
Figure 2-16 : Mobile raclant de type Paravisc utilisé par Delaplace et al. (2000) 58
Figure 2-17 : Montage expérimental, mélangeur coaxial - Thibault et Tanguy (2002). 62
Figure 2-18 : Montage expérimental, mélangeur coaxial – Köhler et Hemmerle (2003) 63
Figure 2-19 : Turbines utilisées dans les travaux de Foucault et al. (2004) 64
Figure 2-20 : Montage expérimental, mélangeur coaxial – Rudolph et Hemmerle (2007) 65
Figure 2-21 : Dispersion des traceurs pour un fluide newtonien dans les différents modes de rotations (Rivera et al., 2006) 66
Figure 2-22 : Montage expérimental, mélangeur à deux arbres excentriques – Barar Pour et al. (2007) 70

Figure 2-23 : Montage expérimental, mélangeur à deux arbres excentriques – Cabaret et al. (2007) 72
Figure 2-24 :Courbe de puissance unique d'un mélnageur coaxial pour des fluides Newtonien et non newtonien (Ancre-turbine Rushton) (Foucault, 2004) 77
Figure 2-25 : Courbe de temps de mélange pour un mélangeur coaxial avec un fluide newtonien (Ancre-Turbine Rushton) (Foucault, 2004) 79
Figure 2-26 : Images du mélange après une minute d'agitation avec un fluide newtonien (Re=100) 79
Figure 4-1 : Montage expérimental du mélangeur coaxial conventionnel (Foucault, 2004). 87
Figure 4-2 : Agitateurs étudiés pour le mélangeur coaxial conventionnel 89
Figure 4-3 : Montage expérimental du mélangeur Superblend 92
Figure 4-4 : Montage expérimental du mélangeur à deux arbres excentriques (Barar Pour et al., 2007) 93
Figure 4-5 : Agitateurs étudiés pour le mélangeur à deux arbres excentriques 95
Figure 5-1 : Coaxial mixer setup 105
Figure 5-2 : Agitators used in the work: a) Rushton turbine; b) Mixel TT 105
Figure 5-3 : Virtual impellers employed in this work. a) Rushton-anchor impeller b) Mixel TT-anchor impeller 108
Figure 5-4 : Comparison of the experimental power curves for the Rushton turbine and the Mixel TT in the co-rotating mode, the counter- rotating mode and the turbine alone mode 112
Figure 5-5 : Experimental mixing time curve for the coaxial mixer in (a) Rushton-anchor system; (b) Mixel-anchor system 113
Figure 5-6 : Numerical mixed volume percent evolution for the Rushton turbine coaxial system at different Reynolds numbers. a) Co-rotating mode b) Counter-rotating mode 115
Figure 5-7 : Tracer evolution for the Mixel TT coaxial system at different Reynolds numbers. a) Co-rotating mode b) Counter-rotating mode 116
Figure 5-8 : Quality of mixing for the investigated scenarios. 117
Figure 5-9 : Streamlines for the Rushton-anchor coaxial system in the XY plane at 0.25 m from the bottom (40% height): (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5 118
Figure 5-10 : Streamlines for the Mixel TT-anchor coaxial system in the XY plane at 0.25 m from the bottom (40% height): (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5 119
Figure 5-11 : Streamlines for the Rushton-anchor coaxial system in the XZ plane: (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5 120
Figure 5-12 : Streamlines for the Mixel TT-anchor coaxial system in the XZ plane: (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5 121
Figure 5-13 : Tracers dispersion for the coaxial system using a Mixel TT at 150:5 RPM and 1 Pa s fluid after 150 turbine revolutions. a) co-rotating b) counter-rotating 122

Figure 5-14 : Axial flow (m/s) for the coaxial system using a Rushton-anchor coaxial system at 150:5 RPM and 1 Pa s fluid a) co-rotating b) counter-rotating 123
Figure 5-15 : Axial flow (m/s) for the coaxial system using a Mixel TT-anchor coaxial system at 150:5 RPM and 1 Pa s fluid a) co-rotating b) counter-rotating 124
Figure 5-16 : Axial pumping number of the different studied configurations 125
Figure 5-17 : Axial flow dominance for the different studied configurations 126
Figure 5-18 : Head number/pumping number ratio for the different studied configurations 128
Figure 5-19 : Dimensionless mixing energy for the different studied configurations . 129
Figure 6-1 : Coaxial mixer experimental setup 141
Figure 6-2: Rushton turbine 142
Figure 6-3: Power curve for all turbines in the co-rotating mode 148
Figure 6-4: Power curve for all turbines in the counter-rotating mode 149
Figure 6-5: Power curve for all turbines in the turbine only mode 149
Figure 6-6: Power curve for the 15.8 cm turbine in all rotation modes using the new correlations (equations 6-11 to 6-13) 150
Figure 6-7: Power curve for the 15.8 cm turbine in all rotation modes using equations 6-7 and 6-8 151
Figure 6-8: Power curve for a 20 cm Mixel TT in all rotation modes using the new correlations (equations 6-11 to 6-13) 152
Figure 6-9: Power curve for a 20 cm Mixel TT in all rotation modes using equations 6-7 and 6-8 152
Figure 6-10: Dimensionless mixing time curve for all turbines in the co-rotating mode 154
Figure 6-11: Dimensionless mixing time curve in all rotation modes for the 15.8 cm turbine 155
Figure 6-12 : Mixing energy versus Reynolds of mixing time for all four turbines in the co-rotating mode 158
Figure 6-13: Mixing time evolution for the 20 cm turbine in the co-rotating mode 159
Figure 7-1 : Superblend coaxial mixer experimental setup 175
Figure 7-2 : Superblend power curve in co- and counter-rotating modes 180
Figure 7-3 : Comparison of power curves between the Superblend and two configurations of a dual shaft coaxial mixer 181
Figure 7-4 : Mixing time curves for the Superblend in the co- and counter-rotating modes 182
Figure 7-5 : Comparison of the mixing time curves between the Superblend and two configurations of a dual shaft coaxial mixer 184
Figure 7-6 : Comparison of the mixing energy versus Reynolds number between the Superblend and two configurations of a dual shaft coaxial mixer 185
Figure 8-1 : Coaxial mixer from the work of Farhat et al. (2007) experimental setup 200
Figure 8-2 : Agitators used in the work of Farhat et al. (2007) for the coaxial mixer: a) Rushton; b) Mixel TT 201

Figure 8-3 : Dual shaft mixer from the work of Barar Pour et al. (2007) experimental setup 201
Figure 8-4 : Superblend coaxial mixer experimental setup 202
Figure 8-5 : Comparison of the power number versus the Reynolds number for different mixers 206
Figure 8-6 : Power curve for the Deflo-Paravisc dual shaft using the correlations from the work of Foucault et al. (2005) 207
Figure 8-7 : Power curve for the Deflo-Paravisc dual shaft using the new correlations from the work of Farhat et al. (2008) 208
Figure 8-8 : Power curve for the Mixel TT-Paravisc dual shaft using the correlations from the work of Foucault et al. (2005) 208
Figure 8-9 : Power curve for the Mixel TT-Paravisc dual shaft using the new correlations 209
Figure 8-10 : Power curve for the Superblend using the new correlations 209
Figure 8-11 : Power curve for the Rotor Stator-Paravisc dual shaft using the new correlations 211
Figure 8-12 : Dimensionless mixing time comparisons for all mixers 212
Figure 8-13 : Dimensionless mixing energy comparisons for all mixers 215
Figure 8-14 : Mixing rate versus Reynolds mixing time for all mixers, Zlokarnik's method 217
Figure 8-15 : Flow patterns in the co-rotating mode (Velocity, m/s) for the coaxial mixer Rushton-Anchor configuration, the plane XY is at Z=0.2 m (Rivera et al., 2006) 219
Figure 8-16 : Flow patterns in the counter-rotating mode (Velocity, m/s) for the coaxial mixer Rushton-Anchor configuration, the plane XY is at Z=0.2 m (Rivera et al., 2006) 219
Figure 8-17 : Power curve of a coaxial mixer consisting of a 15.8 cm Rushton turbine coupled with an anchor in all rotational modes using the newly proposed correlations (Farhat et al., 2008) 221
Figure 8-18 : Power curve of a coaxial mixer consisting of a 20 cm Mixel TT coupled with an anchor in all rotational modes using the newly proposed correlations (Farhat et al., 2008) 222
Figure A-1 – Représentation des barres d'erreurs en régimes laminaire, transitoire et turbulent pour le coaxial Rushton 15.8 cm couplée avec l'ancre 252
Figure A-2 – Représentation des barres d'erreurs en régime laminaire pour le coaxial Rushton 15.8 cm couplée avec l'ancre 253
Figure A-3 – Représentation des barres d'erreurs en régimes transitoire et turbulent pour le coaxial Rushton 15.8 cm couplée avec l'ancre 254
Figure A-4 – Analyse d'erreurs turbines Rushton de divers diamètres couplées à l'ancre 255
Figure A-5 – Analyse de la reproducitibilité de la méthode d'analyse d'images pour le temps de mélange (Bonnot et al., 2007) 258

LISTE DES TABLES

Table 2-1 : Valeurs des constantes Np et Kp pour différents mélangeurs 18
Table 2-2 : Classifications des agitateurs et exemple 25
Table 2-3 : Valeurs des constantes Np, Kp et Ks pour des mobiles non-raclants 28
Table 2-4 : Valeurs des constantes Np, Kp et Ks pour des mobiles raclants 42
Table 5-1 : Power consumption of the investigated scenarios for the Rushton-anchor coaxial system 111
Table 5-2 : Power consumption of the investigated scenarios for the Mixel TT-anchor coaxial system. 111
Table 5-3 : Parameters of the Moo-Young correlation for the investigated coaxial configurations 113
Table 6-1: Mixing time analysis for all four turbines 156
Table A-1 : Avantages et inconvénients de la méthode de temps de mélange et de la technique d'analyse d'images (Cabaret et al., 2007) 256

NOMENCLATURE

Symbole	Description	Unité
A	Constante de Moo-Young	-
A	Aire de surface	m^2
B	Exposant de Moo-Young	-
C_D	Coefficient de trainée	-
c	Espacement entre l'agitateur de proximité et la paroi de la cuve	m
C_W	Distance entre l'ancre et la paroi	m
d	Diamètre de l'agitateur de proximité	m
D_a	Diamètre de l'ancre	m
D_c	Diamètre de la cuve	m
D_i	Diamètre de l'agitateur interne	m
D_o	Diamètre de l'agitateur externe	m
D_t	Diamètre de la turbine centrale	m
E_{mix}	Énergie de mélange	-
F	Force de trainée	Newton
F	Forces visqueuses	Newton
F_r	Nombre de Froude	-
g	Accélération gravitationnelle	m/s^2
H ou H_l	Hauteur du fluide dans la cuve de mélange	m
H_c ou H_o	Hauteur de la cuve	m
k	Indice de consistance du fluide	-
Kp	Constante de puissance d'agitation (fluide newtonien)	-
$Kp_{(i)}$	Constante de puissance d'agitation de l'agitateur interne (fluide newtonien)	-
$Kp_{(o)}$	Constante de puissance d'agitation de l'agitateur externe (fluide newtonien)	-
$Kp_{(\eta)}$	Constante de puissance d'agitation (fluide non newtonien)	-
K_S	Constante de Metzner et Otto (ou constante de cisaillement)	-
L	Largeur des pales de l'agitateur	m
L	Longueur caractéristique	m
M	Couple moteur	$N \cdot m$
M_c	Couple corrigé	$N \cdot m$
M_m	Couple mesuré	$N \cdot m$
M_r	Couple résiduel (à vide)	$N \cdot m$
N	Vitesse d'agitation	tr/s

n	Indice d'écoulement de la loi de puissance	-
n	Vecteur normal	-
N'	Vitesse d'agitation modifiée	tr/s
N_a	Viresse d'agitation de l'ancre	tr/s
N_i	Viresse d'agitation de l'agitateur interne	tr/s
n_i	Vitesse d'agitation périphérique, agitateur interne	-
Njs	Vitesse minimale de suspension	tr/s
N_o	Viresse d'agitation de l'agitateur externe	tr/s
n_o	Vitesse d'agitation périphérique, agitateur externe	-
Np	Nombre de puissance	-
$Np_{co\text{-}rotatif}$	Nombre de puissance, mode co-rotatif	-
$Np_{contra\text{-}rotatif}$	Nombre de puissance, mode contra-rotatif	-
N_t	Vitesse d'agitation de la turbine centrale	tr/s
Ntm	Temps de mélange adimensionel	-
P	Puissance d'agitation	W
P	Pression	Pa
p_L	Pression de Laplace	Pa
P_{tot}	Puissance totale	W
$P_{turbine}$	Puissance d'agitation de la turbine centrale	W
Re	Nombre de Reynolds	-
Re_c	Nombre de Reynolds critique	-
$Re_{co\text{-}rotatif}$	Nombre de Reynolds, mode co-rotatif	-
$Re_{contra\text{-}rotatif}$	Nombre de Reynolds, mode contra-rotatif	-
Re_i	Nombre de Reynolds de l'agitateur interne	-
Re_η	Nombre de Reynolds, fluide non newtonien	-
Re_o	Nombre de Reynolds de l'agitateur externe	-
R_N	Rapport (ratio) de vitesses N_i/N_o ou N_t/N_a	-
s	Pas de l'agitateur de proximité	m
T	Diamètre de la cuve de mélange	m
t	Temps	s
tm	Temps de mélange	s
U	Vitesse de l'agitateur	tr/s
v ou V	Vitesse	m/s
V	Vitesse caractéristique	m/s
V	Volume de la cuve de mélange	m^3
w	Largeur des bras de l'agitateur de proximité	m
W	Hauteur des pales de l'agitateur	m
W_a	Épaisseur des pales de l'ancre	m

Lettres grecques

Symbole	Description	Unité
ρ	Masse volumique	kg/m^3
θ_m	Variable adimentsionnelle de temps de mélange	-
π_2	Reynolds de temps de mélange	-
π_3	Taux de mélange	-
τ	Contrainte de cisaillement	Pa
μ	Viscosité	$Pa \cdot s$
η_a	Viscosité apparente	$Pa \cdot s$
$\dot{\gamma}$	Taux de cisaillement	s^{-1}
$\dot{\gamma}_a$	Taux de cisaillement apparente	s^{-1}
ω ou ω_o	Vitesse angulaire	rad/s

CHAPITRE 1 Introduction

1.1 Contexte et motivation

L'opération unitaire la plus fréquemment utilisée dans le domaine du génie chimique demeure le mélange. Il joue un rôle primordial dans le succès de multiples opérations incluant la dissolution de solides, les formulations de médicaments, la cristallisation ainsi que les réactions chimiques. Celui-ci se retrouve notamment, dans l'industrie alimentaire, pétrochimique, pharmaceutique, papetière, de même que, dans différents domaines de l'industrie tel que la fabrication d'adhésifs, de scellant, de produits cosmétiques, des peintures, de lubrifiants, d'insecticides et de carburants solides.

Deux problèmes fondamentaux subsistent à ce niveau : la conception de nouveaux systèmes de mélange et l'optimisation de ceux qui existent déjà. Trois facteurs peuvent influencer l'efficacité d'un système de mélange soient le type d'agitateur, les régimes d'écoulement (laminaire, transitoire et turbulent) et les caractéristiques hydrodynamiques (pompage, temps de circulation, temps de mélange, puissance consommée, taux de cisaillement effectif) (Tatterson, 1991).

Il existe plusieurs types d'opérations parmi lesquelles intervient l'agitation/mélange, telles que l'homogénéisation thermique, l'émulsification, la fermentation. Comme, il n'y a aucun système de mélange universel pour toutes les applications, la conception de mélangeurs assurant une grande efficacité devient laborieuse. Le manque de connaissance nécessaire en physique du mélange, entraîne des pertes économiques élevées pour l'industrie : il a été calculé qu'entre 1 et 10 milliards de dollars sont perdus chaque année en Amérique du Nord (Harnby et al. 1992).

1.2 Fluides newtoniens et non newtoniens

Tous les fluides homogènes pour lesquels la dissipation d'énergie est due aux collisions d'espèces moléculaires relativement petites, ont un comportement newtonien (gaz, liquides usuels et solutions de molécules de faibles poids moléculaires). Ces fluides sont caractérisés par la prédominance des forces hydrodynamiques par rapport aux forces colloïdales. Par conséquent, les fluides newtoniens ont une viscosité constante qui ne varie pas selon la vitesse de cisaillement.

Les fluides non newtoniens présentent pour leur part, une viscosité qui n'est pas constante, donc, influençable par le cisaillement. La rhéologie lors du mélange de fluides non newtoniens devient par le fait, complexe. La majorité

des fluides possèdent un comportement non newtonien, obéissent à la loi de puissance $\tau=k\gamma^n$ où τ est la contrainte de cisaillement, k est l'indice de consistance du fluide et n est l'indice d'écoulement. Lorsque $0 < n \leq 1$, le fluide possède un comportement pseudo-plastique ou rhéofluidifiant. Quand $n > 1$, le fluide est dit dilatant ou rhéoépaississant.

1.3 Régimes d'écoulement

Pour un agitateur et un fluide visqueux donnés, suivant les valeurs de la vitesse d'agitation du mobile, trois régimes d'écoulement différents peuvent apparaître au sein d'une cuve mécaniquement agitée : le régime laminaire, le régime de transition et le régime turbulent.

1.3.1 Régime laminaire

Pour les faibles vitesses d'agitation ainsi que pour les fluides fortement visqueux, le régime d'écoulement est laminaire et le nombre de Reynolds est petit (0,1<Re<10-50). Pour se mélanger, les filets de fluides subissent une série de mécanismes de mélange laminaire qui consiste en, un étirement suivi d'un repliement puis d'une cassure, voir Figure 1-1 (Ottino, 1990). L'élément de fluide garde longtemps son individualité et suit un mouvement organisé de

cisaillement : les couches de fluides glissent les unes sur les autres dans le sens de l'écoulement.

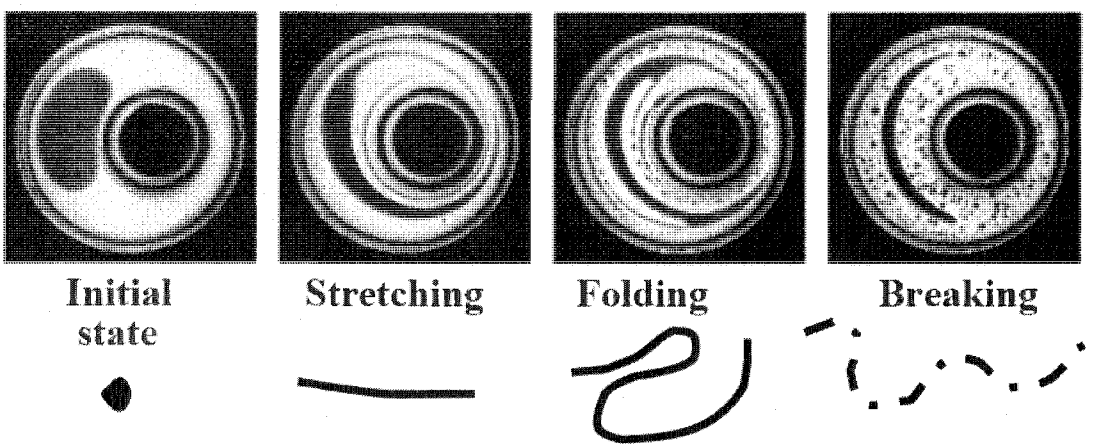


Figure 1-1 : Mécanismes de mélange laminaire (étirement-repliement-cassure) (Ottino, 1990)

En général, dans les applications industrielles, les opérations de mélange débutent avec des réactifs peu visqueux. Par contre, lors du mélange, un changement physique de la structure du milieu mélangé peut apparaître ou encore des réactions chimiques et biochimiques peuvent se produire. Or, cette évolution se traduit souvent par un changement de rhéologie du système qui modifie de ce fait, la viscosité du produit final qui elle, s'avère être beaucoup plus grande que celle des réactifs initiaux (Tanguy et al. 1997). Il faut, par la suite, un système de mélange approprié dès le début de l'opération pour tenir compte des changements physiques, chimiques et rhéologiques, puisqu'il est difficile de changer les dispositifs utilisés durant le mélange. En conséquence,

l'opération de mélange subit un changement du régime d'écoulement et se retrouve donc, en régime laminaire.

Par contre, en plus du problème de changement de rhéologie, les industriels doivent faire face à d'autres problèmes lors de l'opération de mélange en régime laminaire. Dans les contextes pharmaceutiques, cosmétiques, alimentaires et celui des polymères, les opérations de mélange se font souvent dans des conditions de très hautes viscosités et de très faibles vitesses d'agitation. Lors de ces opérations, plusieurs problématiques apparaissent dont la difficulté à disperser des particules ou des bulles, la difficulté à contrôler le pH et des zones de hautes températures. Ces complications s'aggravent également lorsque l'on travaille à grande échelle.

Ainsi, quand le mélange est visqueux et qu'on se retrouve en régime laminaire, il faut essayer de créer un mouvement de circulation du fluide pour parvenir à une opération de mélange efficace afin d'éviter les zones mortes. En général, pour le régime laminaire, le diamètre de l'agitateur se rapproche du diamètre de la cuve de mélange (Gogate et al. 2000). Dans ce cas précis, les agitateurs classiques tels les turbines Rushton et l'hélice marine se révèlent inefficaces et les agitateurs de proximité tels une ancre, un ruban hélicoïdal ou une turbine à pales larges s'avèrent plus adaptés.

Par ailleurs, malgré l'importance cruciale du mélange en régime laminaire, peu d'études ont été faites concernant ce régime. L'approche fondamentale du mélange en régime laminaire reste à parfaire. Dû à ce manque de connaissances fondamentales, les problèmes industriels sont traités, au cas par cas et selon des approches d'essais et erreurs.

1.3.2 Régime turbulent

Pour des vitesses d'agitation très élevées, les particules de fluide se déplacent au hasard dans toutes les directions, même à contre-courant, le régime est dit turbulent. Le nombre de Reynolds est important.

La plupart des procédés de brassage en régime turbulent utilisent des turbines pouvant tourner à haute vitesse. Ainsi, lorsque la viscosité est faible, le régime turbulent est atteint rapidement et il y a formation de vortex à l'intérieur de la cuve. Pour pallier au problème de vortex, il est possible d'utiliser une turbine avec des contre-pales (chicanes). La plupart des procédés utilisent donc des cuves munies d'une turbine à haute vitesse et de contre-pales. Plusieurs turbines sont disponibles telles les turbines à pales droites (refoulement radiale), les turbines à pales inclinées et les hélices marines (refoulement axiale). La sélection de ces différents mobiles d'agitation dépend du procédé de mélange, des vitesses d'agitation nécessaires, de la direction de refoulement de l'agitateur et de la consommation de puissance.

1.3.3 Régime transitoire

Le passage du régime laminaire au régime turbulent ne se fait pas brutalement. Il existe un domaine intermédiaire où des variations de vitesses de faibles amplitudes prennent naissance. Dans ce régime dit de transition, la présence d'instabilités fait que l'écoulement n'est plus laminaire sans être vraiment turbulent non plus. Le nombre de Reynolds est moyen (10-50<Re<500).

1.4 Solutions actuelles

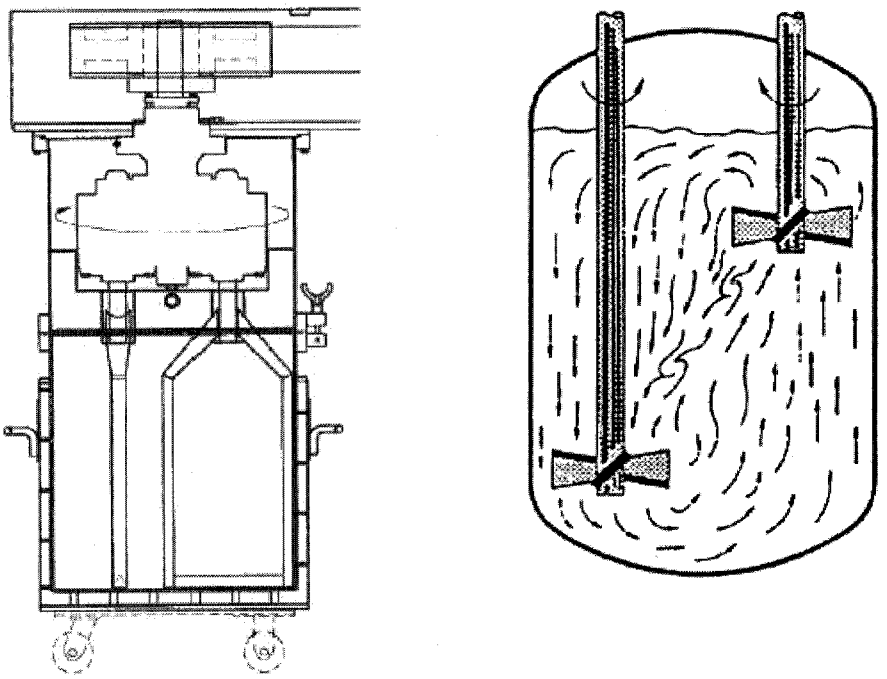
Au cours des dernières années, plusieurs types d'agitateurs ont été développés afin de remédier à différents problèmes de mélange rencontrés dans l'industrie, entre autre le problème du mélange en régime laminaire. Pour l'opération dans ce régime, l'utilisation d'agitateurs de proximité, tels une ancre ou un ruban hélicoïdal est recommandé. Tout comme le recours à une extrudeuse bi-vis. Ces agitateurs permettent une homogénéisation et un mélange à de hautes viscosités. Par contre, puisque l'opération en régime laminaire est souvent la conséquence d'un changement de rhéologie, quelques technologies ont été développées afin de tenir compte de l'opération à faible et haute viscosités. Voici quelques types qui ont été proposés (Tanguy et al. 1997) :

1- le mélangeur planétaire (voir Figure 1-2a);

2- le double agitateur décentré (voir Figure 1-2b);

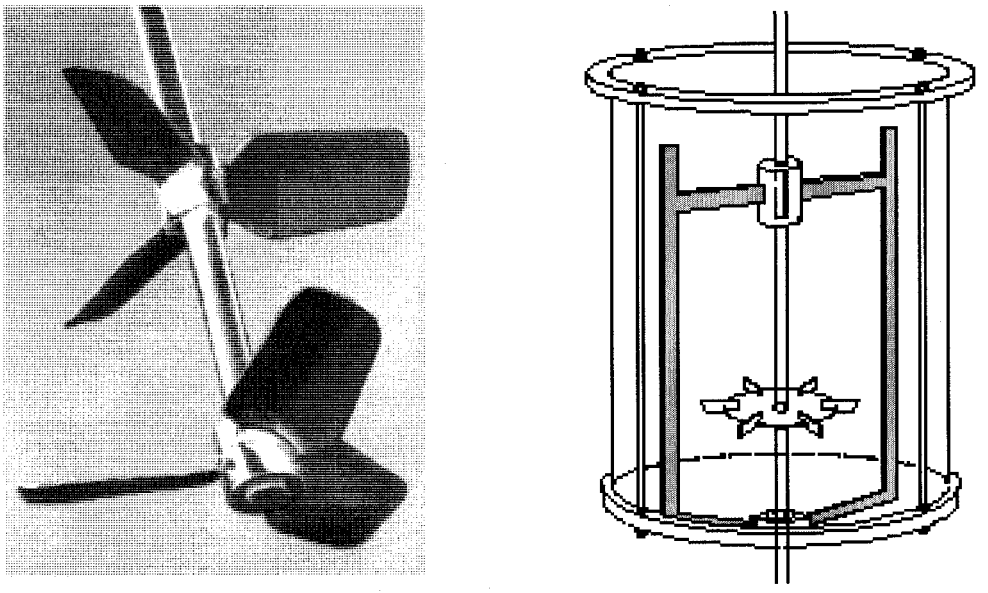
3- le mélangeur coaxial muni de plusieurs turbines de même types et tournant à la même vitesse de rotation (voir Figure 1-3a);

4- le mélangeur coaxial muni d'agitateurs de différents types, fonctionnant à différentes vitesses en mode co-rotatif ou contra-rotatif (voir Figure 1-3b).



(a) **(b)**

Figure 1-2 : Mélangeurs bi-fonctions
a) Mélangeur planétaire; b) Double agitateur décentré



(a) **(b)**

Figure 1-3 : Mélangeurs coaxiaux
a) Double agitateur centré; b) Mélangeur coaxial

Pour de grands volumes de mélange, les agitateurs coaxiaux à double fonctionnalité sont beaucoup moins coûteux que les mélangeurs planétaires (Tanguy et al, 2002). L'assemblage mécanique des mélangeurs planétaires est plus complexe que celle des mélangeurs coaxiaux (Zhou et al. 2000). Comparativement au double agitateur centré et au double agitateur décentré, les mélangeurs coaxiaux comportent un agitateur de périphérie qui permet de racler les parois de la cuve et donc, une meilleure homogénéisation globale durant les opérations de mélange en régime laminaire telle que la préparation de polymères, de crèmes, etc.

Contrôlé par deux systèmes de guidage indépendants, ce type de mélangeur est beaucoup plus flexible et permet d'agiter le milieu dans tous les régimes d'écoulement possibles (laminaire, transitoire et turbulent). Il n'est donc pas surprenant de voir ce type de mélangeur gagner en popularité dans l'industrie.

En pratique, les agitateurs centraux de type turbines tournent à haute vitesse et ont pour fonction de mélanger et de disperser. En périphérie du réservoir, un mobile raclant tournant à faible vitesse permet la remise en suspension, le nettoyage de la paroi et favorise l'échange thermique dans la cuve. Les deux mobiles d'agitation peuvent soit tourner en mode co-rotatif ou en mode contra-rotatif.

Dans le cadre de différents procédés industriels actuels, les mélangeurs coaxiaux suscitent un grand intérêt en raison de leur flexibilité et de leur efficacité (Foucault et al. 2004). Ainsi, l'étude plus approfondie de ce type d'équipements devient essentielle étant donné qu'ils deviennent populaires, mais également peu connus d'un point de vue fondamental.

1.5 Bilan et objectif général

Réaliser la préparation de produits à rhéologie complexe relève du défi pour les industriels. Il est, en effet, rarement possible de modifier l'agitateur utilisé

au cours du mélange. L'industrie essaie donc, de développer des systèmes d'agitation permettant de combiner plusieurs effets en utilisant différents agitateurs. Cette combinaison peut s'effectuer soit sur le même axe de rotation ou bien sur deux axes différents. Les mélangeurs coaxiaux représentent une option intéressante pour les industries puisqu'ils permettent de combiner un agitateur central à un agitateur de périphérie. Les effets de pompage et de cisaillement des deux agitateurs permettent d'obtenir des résultats très intéressants en termes d'homogénéisation dans une cuve de mélange. Par contre, bien que ces mélangeurs représentent une bonne solution et bien qu'ils soient de plus en plus utilisés industriellement, la connaissance de ceux-ci est encore minime et leur conception est souvent faite de manière empirique en fonction du procédé ciblé. Quelques configurations de mélangeurs coaxiaux ont été étudiées au cours des dernières années. Par contre, la comparaison de ces systèmes n'a jamais été faite et les différentes études ne s'appuyaient pas sur les mêmes bases de caractérisation hydrodynamique. Il est donc difficile de tirer des conclusions quant à la comparaison des différents mélangeurs qui ont été étudiés à ce jour.

Notre étude s'inscrit dans ce contexte. À partir d'études antérieures, nous approfondirons nos connaissances portant sur les mélangeurs coaxiaux et présenterons une nouvelle méthode pour analyser les données et traiter les résultats, afin de pouvoir comparer différents mélangeurs coaxiaux en se

servant des mêmes critères. De plus, nous voulons approfondir nos travaux en ce qui a trait aux mélangeurs à deux arbres excentriques. Ceux-ci, suscitent de plus en plus d'intérêt et sont souvent comparés aux mélangeurs coaxiaux.

L'objectif général est de caractériser l'hydrodynamique du mélange dans les mélangeurs coaxiaux. Des moyens expérimentaux et des calculs seront mis en œuvre, afin de fournir les informations nécessaires à l'atteinte de cet objectif.

Afin de bien définir les bases de la recherche, le chapitre qui suit présente une revue de littérature sur la théorie de base en mélange ainsi que sur l'hydrodynamique des agitateurs raclants et non-raclants. Finalement, une revue de la littérature sur les mélangeurs coaxiaux y sera présentée.

1.6 Contenu de la thèse

Cette thèse se divise en quatre parties :

- Le chapitre 2 contient une revue de littérature concernant :
    - la théorie de base en mélange;
    - l'hydrodynamique des agitateurs non-raclants;
    - l'hydrodynamique des agitateurs raclants;
    - la littérature sur les mélangeurs coaxiaux.
- Le chapitre 3 présente les étapes de travail.

- Le chapitre 4 présente la méthodologie utilisée.
- Les chapitres 5, 6, 7 et 8 présentent, sous forme d'articles, les travaux réalisés, ainsi que les résultats obtenus.
- Le chapitre 9 présente une discussion générale des travaux.
- Le chapitre 10 présente une conclusion et les perspectives.

CHAPITRE 2 Revue de littérature

2.1 Théories de base en mélange

2.1.1 Rappels théoriques sur la consommation de puissance

La réussite de plusieurs opérations en procédé dépend de l'efficacité de l'agitation du système de mélange. Il est donc, important de prendre en considération, lors de la conception d'une unité de mélange, la puissance requise pour faire tourner l'agitateur à la vitesse voulue. Il faut également, tenir compte de la géométrie du système d'agitation, de la rhéologie du milieu et de la dynamique de l'écoulement en utilisant les deux nombres dimensionnels suivants : le nombre de puissance (Np) et le nombre de Reynolds (Re).

Afin de trouver la relation du nombre de puissance, il est possible de procéder à une analyse adimensionnelle de la consommation de puissance. Ainsi, sachant que la force qui s'oppose au mouvement est la force de traînée :

$$F = 0{,}5 C_D \rho U^2 A \qquad \textbf{2-1}$$

où F est proportionnelle à $\rho * U^2 * A$, U est la vitesse et C_D le coefficient de traînée qui est supposé constant. Ainsi, sachant que P est proportionnel à F*U, P est donc proportionnel à $\rho * U^3 * A$. Considérant que U est la vitesse en bout de pale, U est donc égale à ND. De plus, si on considère que A est proportionnel D^2, P devient alors proportionnel à $\rho * N^3 * D^5$. Ainsi, si l'on définit le nombre de

puissance comme un facteur de proportionnalité entre P et $\rho*N^3*D^5$, il est possible d'écrire :

$$Np = \frac{P}{(\rho N^3 D^5)} \qquad \textbf{2-2}$$

pour le nombre de Reynolds, nous avons la relation suivante :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho N D^2}{\mu} \qquad \textbf{2-3}$$

où P est la puissance consommée par l'agitateur, N est la vitesse de rotation, D est le diamètre de l'agitateur, ρ est la masse volumique du fluide et μ est sa viscosité.

Le nombre de puissance est très fortement influencé par la vitesse de rotation et par le diamètre de l'agitateur. À la Figure 2-1, il est possible d'observer la corrélation entre le nombre de puissance et le nombre de Reynolds pour différents agitateurs. Ce nombre adimensionnel est constant en régime turbulent, car la friction de celui-ci, est négligée. Puisque Re est très grand et que les forces d'inerties sont beaucoup plus grandes que les forces visqueuses. Np peut donc, être assimilé à un coefficient de frottement dont la valeur diminue avec Re en régime laminaire pour atteindre une valeur constante lorsque Re est grand.

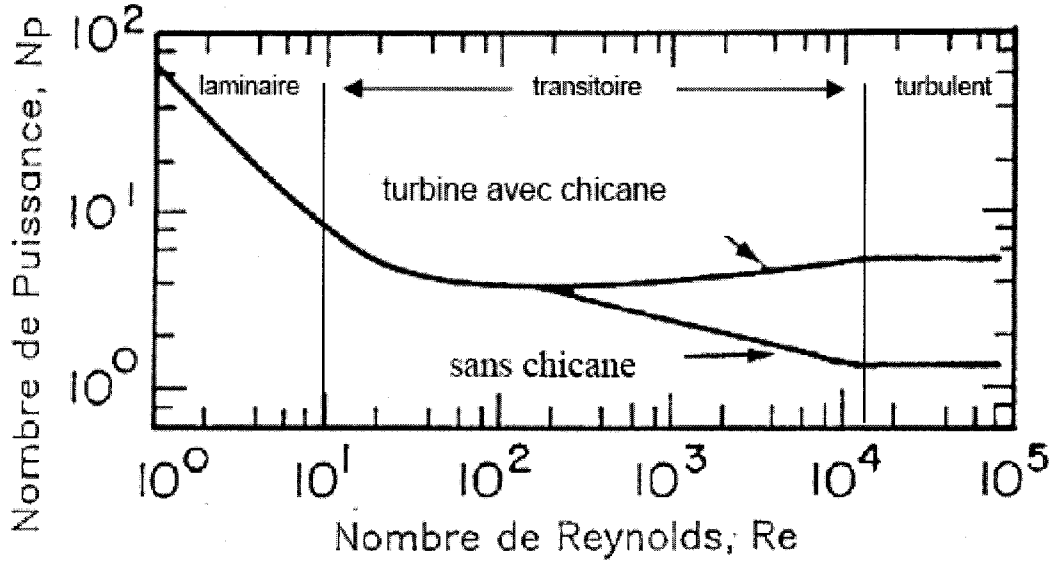


Figure 2-1 : Courbe caractéristique de puissance: allure générale (Roustan, 1999)

Le nombre de Froude (Fr) représente le rapport entre les forces d'inertie et de gravité. Il est relié au nombre de puissance par la relation suivante :

$$Np = Kp\,\mathrm{Re}^{a}\,Fr^{b} \qquad \textbf{2-4}$$

Cette relation donne une courbe caractéristique à chaque mobile d'agitation. Dans le cas d'une cuve avec chicanes (absence de vortex), les effets des forces de gravité sont négligeables et le nombre de Froude est égal à 1.

Ainsi, la définition du nombre de puissance devient la suivante :

$$Np = Kp\,\mathrm{Re}^{a} \qquad \textbf{2-5}$$

Sachant que les forces d'inertie sont négligeables par rapport aux forces visqueuses en régime laminaire, nous pouvons évaluer cet exposant physiquement. Les forces visqueuses peuvent s'écrire ainsi :

$$F \alpha \mu VL \qquad \textbf{2-6}$$

où L est la longueur caractéristique et V est la vitesse.

Considérant que L est équivalent à D (diamètre de l'agitateur) pour les cuves de mélange et que le produit de la vitesse par la force représentent la puissance :

$$P \alpha FV \qquad \textbf{2-7}$$

puis en combinant les équations 2-6 et 2-7 et considérant que la vitesse est équivalente à NL, la puissance devient :

$$P \alpha \mu N^2 D^3 \qquad \textbf{2-8}$$

d'où

$$Kp = \frac{P}{\mu N^2 D^3} \qquad \textbf{2-9}$$

Ainsi, en utilisant les relations de Re et Np des équations 2-2 et 2-3, le raisonnement en régime laminaire se solde par :

$$Np = Kp\,\mathrm{Re}^{-1} \qquad \textbf{2-10}$$

La Figure 2-1 représente, en l'absence et en présence de contre-pales, l'allure générale de la courbe caractéristique d'un mobile d'agitation. Elle met en

évidence les trois zones de fonctionnement : laminaire (Re<10), transitoire (10<Re<Re_c) et turbulent (Re>Re_c). Le nombre de Reynolds critique (Re_c) correspondant au début du régime turbulent dépend du type d'agitateur et de la configuration du système d'agitation. En général, pour un agitateur à pompage radial Re_c = 10 000 et pour un agitateur à pompage axial Re_c = 100 000 (Foucault, 2004).

À titre d'exemple, la Table 2-1 permet d'illustrer des valeurs typiques des constantes Np et Kp pour différents agitateurs.

Table 2-1 : Valeurs des constantes Np et Kp pour différents mélangeurs

Agitateur	Np	Kp	Référence
Turbine à pales inclinées	3	56	Oldshue (1983)
Turbine Cowles	0,45	65	Foucault et al. (2004)
Turbine Sevin	0,55	70	Foucault et al. (2004)
Turbine Deflo	0,60	65	Foucault et al. (2004)
Turbine Rushton	5,5	66-76	Rushton et al. (1950)
Hélice marine	0,3	40-50	Rushton et al. (1950)
Maxblend sans chicanes	-	164-181	Fradette et al. (2007)
Maxblend avec chicanes	-	180-202	Fradette et al. (2007)
Ancre	fct(Re)	215	Ho et Kwong (1973)
Ruban hélicoïdal simple	fct(Re)	135	Brito de la Fuente (1992)
Ruban hélicoïdal double	fct(Re)	>200	Takahashi et al. (2006)

Pour les fluides non newtoniens, il est aussi possible de lier le nombre de puissance à la constante de proportionnalité :

$$Np = \frac{Kp(n)}{\mathrm{Re}_\eta} \qquad \textbf{2-11}$$

où

$$\mathrm{Re}_{\eta} = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{k} \qquad \textbf{2-12}$$

et

$$K_p(n) = \frac{P}{kN^{n+1}D^3} \qquad \textbf{2-13}$$

et où *n* est l'indice de la loi de puissance ou l'indice d'écoulement et *k* est l'indice de consistance du fluide en question.

2.1.2 Rappels théoriques sur le temps de mélange

Le deuxième critère d'importance pour évaluer l'efficacité d'un mélangeur est le temps de mélange. Ce dernier est en fait, défini par le temps requis pour atteindre un certain degré d'homogénéité dans la cuve de mélange. Il est habituellement exprimé sous forme adimensionnelle Ntm où N est la vitesse de rotation (rotations par seconde) et tm le temps de mélange exprimé en secondes. Une valeur constante de Ntm signifie que le nombre de tours de l'agitateur nécessaires pour atteindre un certain degré d'homogénéité est constant quelle que soit la vitesse d'agitation.

Il existe plusieurs manières d'exprimer le temps de mélange en fonction des paramètres géométriques et dynamiques. L'une de ces manières fut proposée

par Moo-Young et al. (1972). Ainsi, le temps de mélange peut être défini comme une fonction du nombre de Reynolds selon la corrélation suivante :

$$N \cdot t_m = a(\mathrm{Re})^b \qquad \textbf{2-14}$$

où a et b sont des coefficients de régression.

Le temps de mélange peut également, être défini comme une fonction de la vitesse d'agitation nécessaire pour obtenir un état « bien mélangé » qui peut être représentée par la variable adimensionnelle θ_m. Cette variable est une constante qui dépend de la géométrie du système. Pour un nombre de Froude négligeable, θ_m ne dépend pas du nombre de Reynolds dans les régimes laminaire et turbulent, d'où $Nt_m = \theta_m$.

Des méthodes qualitatives et quantitatives de mesure du temps de mélange peuvent être utilisées. La méthode la plus appropriée dépendra alors, des spécifications du fluide et des scénarios de mélange.

Il existe plusieurs techniques de mesure du temps de mélange (Brito de la Fuente, 1992 et Delaplace et al. 2000) :

- mesure de la conductivité ;
- méthode thermique ;
- addition de couleur ;
- décoloration ; etc.

2.1.2.1 Conductimétrie

Cette méthode est basée sur le suivi de l'évolution de la conductivité électrique locale du fluide dans la cuve agitée après l'injection d'une petite quantité d'électrolyte concentré. La conductivité est mesurée à partir de plusieurs sondes. Cette technique n'est pas recommandée pour les systèmes non conducteurs, pour les systèmes où les propriétés rhéologiques sont sensibles au changement de conductivité, ou encore si le milieu peut se dégrader par ajout d'un électrolyte comme le sel. Elle est, par contre, recommandée pour des systèmes agitant des fluides peu visqueux (Germain, 1979). Les sondes à conductivité transmettent des réponses rapides, donc, utile pour des systèmes à court temps de mélange. Le désavantage de celle-ci, est que la mesure est locale et ne représente pas nécessairement le mélange réel, puisque les zones en dehors des lectures ne sont pas prises en compte. Par contre, cette méthode est facile à utiliser et est peu coûteuse.

2.1.2.2 Mesure de pH

Cette méthode consiste à suivre l'évolution du pH au sein du milieu agité à la suite d'un ajout de base ou d'acide. Les sondes à pH sont utilisées de la même façon que les sondes conductrimétriques. Il s'agit, tout comme la technique de conductivité, d'une méthode locale. L'inconvénient réside dans le temps de réponse assez long des sondes à pH.

2.1.2.3 Méthode thermique

Cette méthode est basée sur un changement de température imposé au milieu par l'addition d'une petite quantité de liquide chauffé (ou refroidi) préalablement prélevé dans la cuve ou encore par l'immersion d'un élément chauffant. Les changements de température sont captés par un ou plusieurs thermocouples placés à divers endroits dans la cuve. Dans ce cas, le temps de mélange est défini comme étant, le temps nécessaire pour que la température atteigne une valeur d'équilibre. Cette méthode a pour avantage de ne pas modifier chimiquement la nature du fluide agité, ce qui permet de faire plusieurs mesures de temps de mélange avec la même solution. Par contre, notons que le changement de température doit être faible afin que la viscosité et la masse volumique ne soient pas trop affectées et ce, afin d'éviter les problèmes de convection naturelle.

2.1.2.4 Méthode Schlieren

Cette méthode, utilisée lors du mélange de deux ou plusieurs constituants de nature différente, est basée sur le suivi de l'indice de réfraction du milieu à homogénéiser. Le temps de mélange est le temps à la fin duquel le fluide dans la cuve présente un indice de réfraction constant dans le temps et uniforme volumiquement. Cette méthode nécessite une cuve transparente et sa mise en œuvre est complexe, ce qui fait qu'elle est peu utilisée. De plus, il s'avère que les valeurs de temps de mélange obtenues par cette méthode sont toujours

supérieures à celles obtenues par d'autres méthodes. Ceci peut être expliqué par le fait que cette méthode est subjective et donc moins précise.

2.1.2.5 Méthode de coloration/décoloration

Cette méthode globale, basée sur la mise en œuvre d'une réaction rapide acide fort/ base forte, a été présentée pour la première fois par Norwood et Metzner en 1960. L'indicateur ajouté dans la solution peut être du bromophénol (violet à jaune), de la phénolphtaléine (rose à transparent), de l'iode ou un autre traceur. Cette technique visuelle permet d'évaluer le temps de mélange en observant le changement de couleur de l'indicateur utilisé. Cette méthode est surtout utilisée pour les solutions à haute viscosité et les fluides non newtoniens (Paul et al. 2004). Ces systèmes présentent souvent des zones mortes persistantes qui sont facilement détectées par des méthodes visuelles lors du changement de couleur. Cabaret et al. (2007) ont développé une méthode qui permet désormais de caractériser la cinétique du macro-mélange dans une cuve transparente en analysant le processus de décoloration à partir d'images vidéo enregistrées. Le principal inconvénient de cette technique est qu'elle nécessite une cuve transparente, ce qui limite donc son utilisation aux cuves de laboratoire.

2.2 Hydrodynamique des agitateurs non-raclants

2.2.1 Types d'agitateurs

Plusieurs types d'agitateurs existent et ils sont souvent classés selon leur patron d'écoulement et leur application. Les trois principaux types d'agitateurs sont : les agitateurs axiaux, les agitateurs radiaux et les agitateurs mixtes (voir Figure 2-2).

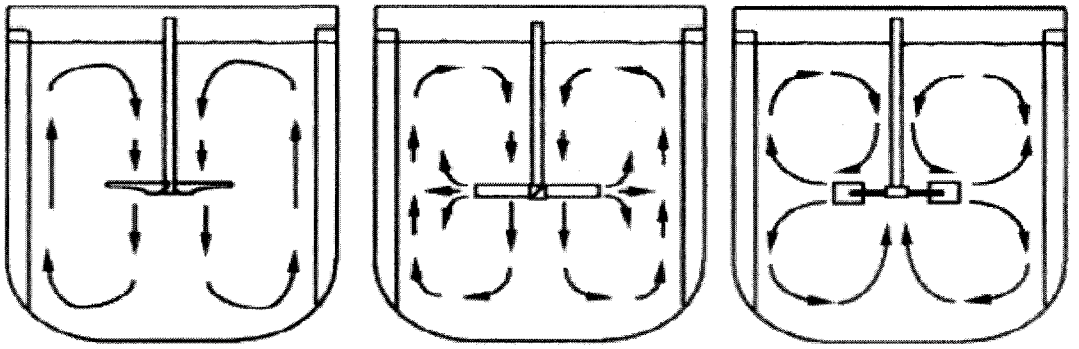


Figure 2-2 : Débit de pompage des principaux types d'agitateurs (Holland et al, 1966)

Table 2-2 : Classifications des agitateurs et exemple

Pompage axial	Hélice marine
Pompage radial	Turbine Rushton (disque), turbine à pales droites, etc.
Pompage mixte	Turbine à pales inclinés (PBT), etc.
Haut cisaillement	Cowles, disque, etc.

2.2.1.1 Agitateurs axiaux

Les agitateurs créent une circulation du haut vers le bas de la cuve (voir Figure 2-2). Ils génèrent une circulation importante de fluide en créant une seule boucle de circulation. L'hélice est le mobile d'agitation le plus connu et le plus répandu de la famille des agitateurs axiaux. L'hélice marine à trois ou quatre pales de forme arrondie, et coulées dans la masse, est à proscrire de nos jours. Aujourd'hui, l'hélice proposée dispose de trois ou quatre pales minces afin d'induire une bonne circulation du fluide. Ces agitateurs, préconisés dans toutes les opérations d'homogénéisation, restent les plus vendus et les plus utilisés. (Poux, 2006) Il faut par contre noter, qu'en régime laminaire, un agitateur axial agit comme un agitateur radial, car son pompage en présence de fluide de haute viscosité devient dans le sens radial.

2.2.1.2 Agitateurs radiaux

Les mobiles d'agitation appartenant à cette famille sont caractérisés par le développement d'un écoulement radial perpendiculaire à l'arbre de rotation. Le

flux de liquide est expulsé depuis les pales du mobile vers les parois de la cuve, puis se divise en deux parties, créant deux boucles de circulation qui se développent : l'une au-dessus du mobile, l'autre en dessous (voir Figure 2-2). Les turbines sont les principaux mobiles de type radiaux. La plus connue, c'est la turbine Rushton. (Poux, 2006)

2.2.2 Consommation de puissance

Tel que discuté à la section 2.1.1, la prédiction de la consommation de puissance pour un fluide newtonien de viscosité μ constante et de masse volumique ρ est relativement simple. Pour un agitateur donné, la connaissance de Kp, du diamètre D et de la vitesse de rotation permet de calculer Np et, par le fait même, de déduire la puissance consommée. La Table 2-3 présente quelques valeurs typiques des constantes Kp et Np (en régime turbulent) pour différents mobiles non-raclants.

Pour un fluide non newtonien, la procédure décrite ci-dessus ne fonctionne plus. En effet, pour ce type de fluide, la viscosité n'est pas constante durant l'agitation et elle varie avec le cisaillement à priori inconnu. Il n'est donc pas possible de calculer le nombre de Reynolds pour les fluides de types loi de puissance. Pour pallier à ce problème, Metzner et Otto (1957) ont proposé une approche basée sur la courbe de puissance Np en fonction de Re d'un fluide

newtonien en régime laminaire. Cette méthode consiste à utiliser une viscosité apparente valable sur l'ensemble de la cuve agitée. Ils supposent donc, qu'entre la vitesse de cisaillement moyenne et la vitesse d'agitation, il existe une relation de proportionnalité :

$$\dot{\gamma}_a = K_s \cdot N \qquad \textbf{2-15}$$

où Ks est une constante qui dépend de la géométrie du système et de N, la vitesse de rotation de l'agitateur.

Afin de déterminer Ks, Metzner et Otto (1957) ont proposé une approche graphique :

- pour une vitesse de rotation donnée (N), déterminer la puissance d'agitation (P) et le nombre de puissance (Np) pour le fluide non newtonien;
- à partir de la courbe de puissance newtonienne, calculer la valeur de la viscosité apparente (η_a) du fluide non newtonien avec le nombre de Reynolds;
- à partir de la courbe de viscosité en fonction de la vitesse de déformation obtenue en rhéologie, on cherche le taux de déformation associé à cette viscosité apparente;
- finalement, la pente du graphique (en fonction de N) donne la valeur de Ks.

Ainsi, il est possible de déterminer la consommation de puissance d'un mobile pour un fluide non newtonien en utilisant la constante Ks. La Table 2-3 présente quelques valeurs de Ks pour différents mobiles non-raclants.

Table 2-3 : Valeurs des constantes Np, Kp et Ks pour des mobiles non-raclants

Mobile non-raclant	Np	Kp	Ks	Référence
Turbine Rushton	5,00	75	10	Foucault et al. (2004)
Cowles	0,45	65	11	Foucault et al. (2004)
Deflo	0,60	65	11	Foucault et al. (2004)
Sevin	0,55	70	11	Foucault et al. (2004)
Hybride	0,50	70	12	Foucault et al. (2004)
Mixel TT	0,74	-	-	Aubin et al. (2001)
Hélice marine	0,30	40-50	10	Rushton et al. (1950) Metzner et al. (1961)

2.2.3 Effets spécifique du régime laminaire

En régime laminaire, la puissance consommée par un agitateur non-raclant est beaucoup plus élevée qu'en régime turbulent. Les agitateurs doivent opérer à faible vitesse d'agitation et le couple sur l'arbre de rotation est très haut. Les coûts de mise en place d'un tel système de mélange sont très élevés et le risque de bris de l'appareillage est souvent très haut. De plus, la majeure partie de la puissance consommée par le mélangeur est convertie en chaleur. Ainsi, selon l'application, il faut parfois prévoir des systèmes pour contrebalancer cette production de chaleur dans le système, ce qui ajoute donc des coûts additionnels au procédé et ce qui risque d'altérer la qualité finale du produit.

D'un autre côté, l'utilisation de ces agitateurs en régime laminaire peut aussi engendrée les deux problèmes suivants :

- le phénomène de ségrégation et de création de zones mortes;
- la compartimentation.

2.2.3.1 Ségrégation et zones mortes

Dans les procédés industriels, la rhéologie des fluides est souvent négligée. Les trois principaux agitateurs utilisés pour les opérations de mélange en industrie sont les hélices, les turbines à pales droites ainsi que les turbines Rushton et ces turbines résoudent 95% des problèmes de mélange liquide (McCabe et al., 1985). Par conséquent, ces agitateurs sont souvent sélectionnés en industrie sans trop de questionnement. En fait, ces agitateurs sont peu efficaces pour des opérations d'agitation impliquant des fluides non-newtoniens ou encore des fluides de haute viscosité. La conception et l'opération de ces agitateurs peut être très dommageable dans des systèmes de production de polymères ou de mélange de cellules. De plus, ce type d'agitateurs peut induire la formation d'une caverne où un fluide de viscosité faible se forme autour de l'agitateur et la matière autour de cette caverne demeure non mélangée (Bourne et Butler, 1969; Nienow et Elson, 1988). Lamberto et al. (1996 et 1999) ont étudié un mélangeur consistant d'une turbine radiale à 6 pales dans une cuve non munie de chicanes. À travers des expérimentations incluant de la visualisation ainsi que des calculs numériques,

les chercheurs ont observé deux anneaux représentant des zones mortes au-dessus et en dessous de l'agitateur lorsque le Reynolds était en bas de 100, donc en régime laminaire. La position et l'étendue de ces zones étaient très dépendantes du nombre de Reynolds et de la position de l'agitateur. Des résultats similaires ont été observés par Alvarez et al. (2005).

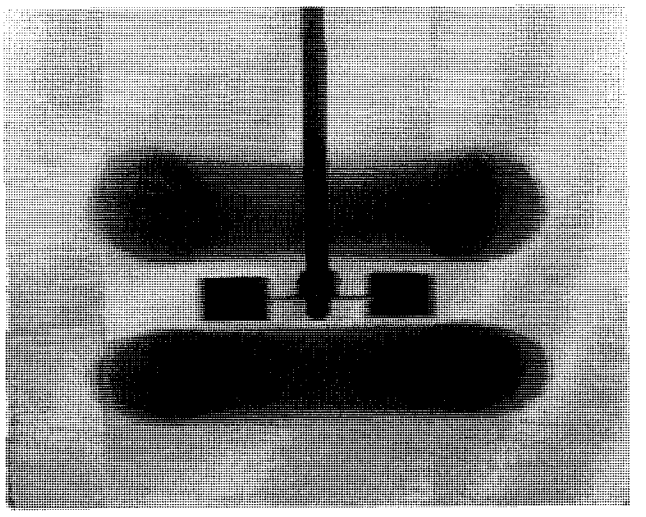


Figure 2-3 : Ségrégation à Re=17.28 et après 1 heure avec une turbine radiale (Lamberto et al., 1999)

Ce phénomène de ségrégation (illustré à la Figure 2-3) peut conduire à des effets non souhaités : réactions désirées ralenties, parfois même stoppées avant d'avoir atteint leur fin, apparition de réactions indésirables qui tendent à minimiser la sélectivité du produit final, etc.

2.2.3.2 Compartimentation

Un second effet peut être observé lors d'opérations de mélange de fluides visqueux en cuve agitée, le phénomènre de compartimentation de l'écoulement. La compartimentation peut être comparée à une ségrégation axiale. Alvarez et al. (2005) ont utilisé des techniques de visualisation afin d'illustrer la présence de zones ségrégées ainsi que la présence du phénomène de compartimentation en régime laminaire. Les auteurs soulignent que la présence de pathologies du mélange tels que la ségrégation et la compartimentation induit des problèmes majeurs face à la performance du mélange dans une cuve agitée. La compartimentation provoque des limitations majeures lors du transfert de matière particulièrement dans les cas où l'on veut contrôlé le pH, dissoudre de l'oxygène, etc. La présence de chemins préférentiels rend les paramètres de contrôle très compliqués et difficiles à atteindre.

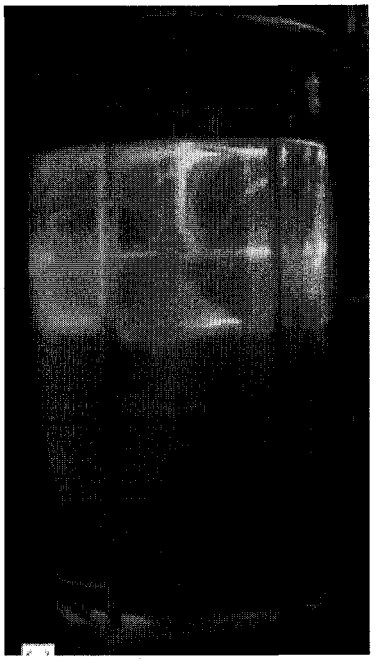


Figure 2-4 : Démonstration de l'effet de compartimentation (Alvarez et al., 2005)

2.2.4 Comparaison entre un mélangeur muni de deux turbines Rushton sur l'axe central et un mélangeur muni d'une seule turbine

Selon Gogate et al. (2000), les systèmes de mélange constitués d'un seul agitateur central présentent souvent une distribution non symétrique du cisaillement et de la dissipation énergétique. C'est alors que l'utilité d'un système de mélange muni de deux agitateurs centraux apparaît.

Gogate et al. (2000) ont effectué une étude comparative entre ces différents systèmes. Ils ont conclu que la distance séparant deux turbines dans un mélangeur à double agitateur influence la consommation de puissance de

celui-ci. En fait, comme bien des conclusions de d'autres recherches sur le sujet, les auteurs ont conclu que si la distance entre les deux agitateurs est plus grande que leur diamètre alors la puissance totale consommée est égale à l'addition des puissances individuelles de chacune des turbines. Par contre, si la distance entre les agitateurs est plus petite que leur diamètre, la puissance totale est de 30 à 50% plus petite que celle calculée par l'addition des puissances individuelles.

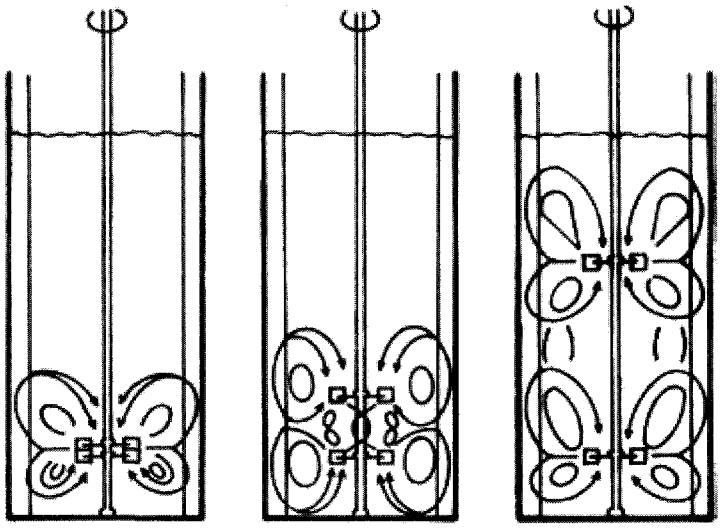


Figure 2-5 : Système étudié par Gogate et al. (2000)

Pour le temps de mélange, Gogate et al. (2000) ont conclu que, pour une puissance donnée, la performance du mélange dans un système à deux agitateurs est inférieure à celle d'un mélangeur composé d'une seule turbine Rushton.

2.2.5 Effets du diamètre de la turbine et de sa position dans la cuve

Selon une étude faite par Mishra et al. (1993), il a été conclu que l'efficacité hydraulique maximale est démontrée lorsque le diamètre de l'agitateur est égal à *T/3* et lorsque celui-ci est situé à la position *H/2* où *T* représente le diamètre de la cuve et *H* représente la hauteur du liquide dans la cuve. D'autres études concluent que le rapport entre le diamètre de l'agitateur et le diamètre de la cuve (D/T) devrait plutôt pencher vers un rapport maximal de D/T donc autour de 1/2 afin d'avoir le plus petit temps de mélange. Ces recherches telles que les travaux de Takenaka et al. (2005) et de Ibrahim et Nienow (1996) se concentrent surtout sur les systèmes à un ou deux agitateurs et à des systèmes où l'on mélange des solides avec du liquide.

D'un autre côté, Poux et Xuereb (2006) séparent l'effet du diamètre selon le type d'agitateur. Pour une hélice, elles présentent la limite théorique du diamètre de l'agitateur comme étant égale à 0,707 du diamètre de la cuve. Cette limite correpond à l'égalité des sections des zones de descente et de remontée du fluide et au cas limite où le débit d'entraînement serait nul. De plus, elles précisent, qu'à hauteur d'implantation identique, l'augmentation du diamètre de l'hélice se traduit par l'augmentation de la demande énergétique (Np). Pour une turbine, le jet de fluide en sortie de l'agitateur est radial et les parois latérales constituent une zone d'impact. Ainsi, l'interaction entre le flux de liquide et les parois est très forte. Ce qui se traduit à partir de D/T = 0,4 par

une augmentation de la demande énergétique avec l'augmentation de D/T, puisque les parois vont jouer le rôle d'un obstacle frontal à l'écoulement, entraînant une surpression importante au voisinage de la paroie, et consécutivement une augmentation de la perte de charge au sein de l'écoulement.

2.2.6 Introduction d'asymétrie

En régime laminaire, différentes études portant sur l'introduction de l'asymétrie ont été menées. Ces études (Edwards et al., 1992; Alvarez, 2000; Ascanio et al., 2002; Hall et al., 2005) concluent que l'excentrage de l'arbre de rotation permet de casser les régions ségrégées non mélangées entourant l'agitateur. Selon Alvarez et al. (2002), l'excentrage permet même d'augmenter la circulation axiale dans des systèmes constitués d'agitateurs radiaux. De plus, l'excentrage de l'arbre a l'avantage de ne pas être très coûteux à implanter sur un mélangeur déjà existant.

Alavrez et al. (2002) ont mené une étude sur deux systèmes de mélange constitués respectivement d'un et de trois agitateurs centrés pour différentes géométries d'agitateur (un disque, une turbine Rushton et une turbine Rushton modifiée où l'orientation de deux des pales a été changée) (voir Figure 2-6). Les résultats ont montré que la configuration utilisant la Rushton modifiée est

la plus efficace. De plus, le mélange global semblait plus chaotique, ce qui prévient l'apparition des zones ségrégées.

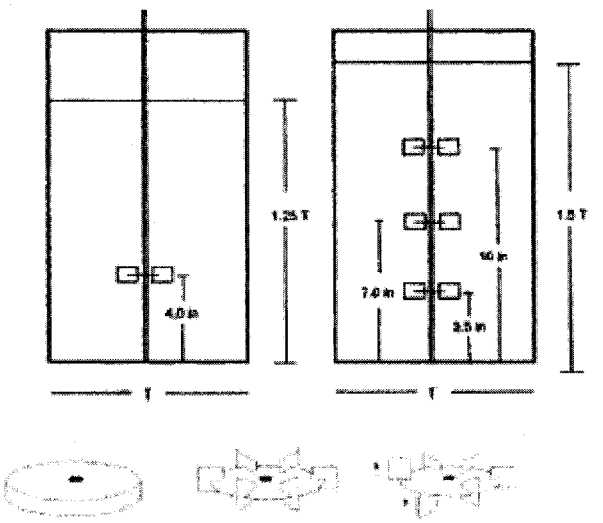


Figure 2-6 : Mélangeur étudiée par Alvarez et al. (2002)

Ascanio et al. (2002) ont utilisé le concept de l'excentrage en étudiant un mélangeur sans chicanes agité par deux agitateurs excentrés et placés sur deux arbres de rotation différents (voir Figure 2-7). Les auteurs ont conclu que ce réacteur est plus efficace qu'un simple agitateur excentré pour le mélange des liquides visqueux et non newtoniens rhéofluidifiants. Il a permis de détruire efficacement les zones ségrégées et d'améliorer le mélange. Ce mélangeur a les avantages d'être flexible, car il est muni de deux agitateurs indépendants, de ne pas avoir de chicanes et d'être peu coûteux.

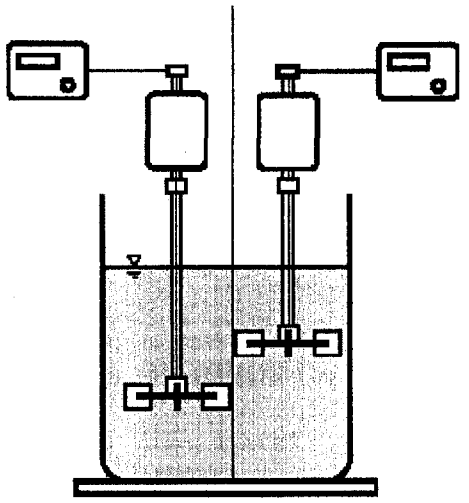
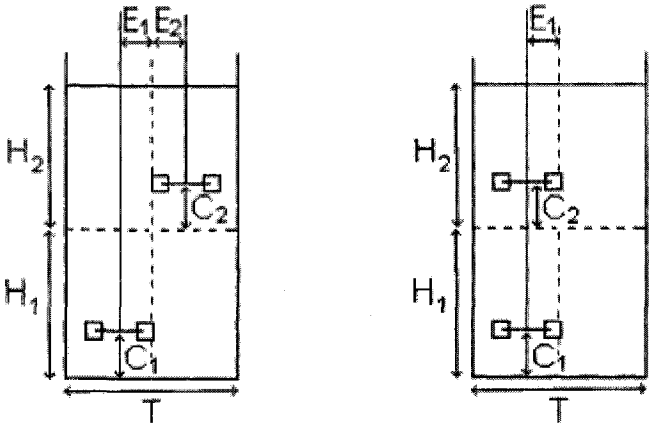


Figure 2-7 : Mélangeur composé de deux mobiles excentrés (Ascanio et al., 2002)

Cabaret et al. (2006) ont aussi étudié un système biaxial asymétrique pour des fluides visqueux newtoniens et ils l'ont comparé à un système à un axe décentré à deux turbines (voir Figure 2-8). Les auteurs ont conclu que le système biaxial était plus efficace que le système à axe décentré en termes de consommation de puissance et que, dans cette configuration, le phénomène de compartimentation disparaissait complètement.



(a) **(b)**

Figure 2-8 : Mélangeur étudié par Cabaret et al. (2006)
a) système biaxial; b) système à un axe décentré

2.2.7 Synthèse

Les études sur l'hydrodynamique des agitateurs non raclants nous montrent que les procédés industriels utilisent encore ce genre de mobiles pour résoudre bien de problèmes en mélange. Ces agitateurs sont souvent sélectionnés sans trop de questionnement malgré qu'ils sont peu efficaces pour des opérations d'agitation impliquand des fluides de haute viscosité. L'utilisation de ce type de mobile de manière aléatoire peut induire des grosses pertes en termes de coûts d'opérations, mais aussi des pertes au niveau de la consommation de puissance, du temps de mélange et, dans certains cas, de la qualité du produit.

Dans des conditions de régime laminaire, ce type d'agitateurs peut générer plusieurs problèmes tels que la compartimentation, la ségrégation, etc. Comme les régions non homogènes sont rarement recherchées par les industriels, ceux-ci répondent à ce problème en augmentant la vitesse d'agitation, ce qui occasionne une grande consommation d'énergie et un grand cisaillement. Ces techniques sont coûteuses et inadaptées aux produits sensibles au cisaillement comme les protéines, les fibres ou les milieux vivants. Il faut donc trouver des solutions plus adaptées au procédé, moins coûteuses et moins dommagrables.

Les mélangeurs coaxiaux peuvent donc être une solution à ce problème, car ils combinent l'action de dispersion des mobiles non raclants (turbines centrales) à l'action de distribution des mobiles raclants (mobile périphérique). Pour cette raison, la recherche dans ce domaine se popularise de plus en plus. Cependant, plusieurs lacunes subsistent dans le domaine des mélangeurs coaxiaux par rapport à la caractérisation des agitateurs non raclants. D'une part, il n'y a pas de conclusion claire sur l'influence du ratio entre le diamètre de l'agitateur non raclant et le diamètre de la cuve (D_t/T). En effet, la plupart des études menées jusqu'à maintenant, un diamètre de turbine centrale a été sélectionné sans plus. L'étude de cette influence est donc importante et la détermination du diamètre optimal du mobile central selon le régime d'écoulement est intéressante et elle doit être adressée. De plus, la

comparaison de l'influence du type de turbine n'a pas été tout à fait concluante. Foucault et al. (2004) ont comparé plusieurs types de turbines. Par contre, ils n'ont pas comparé des turbines des deux types les plus souvent utilisés : turbines radiales et turbines axiales. Ainsi, une conclusion claire sur la performance de ces deux types de turbines et leur influence sur l'efficacité d'un mélangeur coaxial serait bien utile. Ainsi, des travaux complémentaires sont nécessaires pour traiter ces lacunes.

2.3 Hydrodynamique des agitateurs raclants

2.3.1 Catégories et théorie de bases des agitateurs raclants

Les agitateurs raclants développent un écoulement primaire essentiellement tangentiel, c'est-à-dire dans le sens de rotation du mobile. Ces mobiles ont été surtout préconisés pour assurer le renouvellement du fluide à la paroi de la cuve. Parmi ces mobiles, on retrouve l'ancre, le ruban hélicoïdal, le Paravisc et d'autres mobiles raclants. (Poux, 2006)

Ces agitateurs de proximité peuvent être classés en deux grandes catégories (Delaplace et Guérin, 2006a) :

- ceux qui génèrent un écoulement principalement tangentiel : c'est le cas des ancres, des barrières, des agitateurs bipales, etc. Ces agitateurs plans verticaux ont des performances d'homogénéisation du même ordre de grandeur que celles des agitateurs de petit diamètre;
- ceux qui garantissent un pompage vertical en plus du mouvement tangentiel. Ces deux caractéristques en font des agitateurs de choix pour homogénéiser des fluides visqueux. Dans cette catégorie, on retrouve les rubans hélicoïdaux, le Maxblend, le Paravisc, etc.

2.3.2 Consommation de puissance

Tel que discuté à la section 2.2.2, la prédiction de la consommation de puissance pour un fluide newtonien se fait à l'aide de la constante Kp du mobile d'agitation, du diamètre D et de la vitesse de rotation N. Ce qui permet de calculer Np et, par le fait même, de déduire la puissance consommée. La Table 2-3 présente quelques valeurs typiques des constantes Kp et Np (en régime turbulent) pour différents mobiles raclants.

Pour un fluide non newtonien, la constante de proportionnalité Ks permet de prédire la consommation de puissance. La Table 2-4 présente quelques valeurs de Ks pour différents mobiles raclants.

Table 2-4 : Valeurs des constantes Np, Kp et Ks pour des mobiles raclants

Mobile raclant	Kp	Ks	Référence
Ancre	230	22	Foucault et al. (2004)
Maxblend sans chicanes	164-181	-	Fradette et al. (2007)
Maxblend avec chicanes	180-202	-	Fradette et al. (2007)
Ruban hélicoïdal simple	135	32 – 35	Brito de la Fuente (1992)
Ruban hélicoïdal double	>200	30	Takahashi et al. (2006) Nagata et al. (1971)
Paravisc	315	30	Delaplace et al. (2000)

2.3.3 Littérature sur les différents types d'agitateurs raclants

2.3.3.1 Ancre

Calderbank et Moo-Young (1961) ont confirmé l'importance des agitateurs de proximité. Ces auteurs ont prouvé que la diminution de l'espacement entre l'agitateur et la paroi de la cuve améliorait grandement l'efficacité du mélange dans des conditions de haute viscosité. Pour les autres auteurs, même si les corrélations de Kp ont des formes très différentes, ils s'accordent quand même pour dire que la taille de l'entrefer (ou valeur du rapport c/d) est le paramètre déterminant qui influe principalement sur la consommation de puissance des agitateurs de proximité, spécialement les ancres. L'étude de Calderbank et Moo-Young (1961) a aussi montré la supériorité de l'ancre en termes de consommation de puissance lorsque comparé à des turbines pour des fluides non newtoniens. Par contre, les ancres, reconnus pour leur grande capacité de produire une circulation radiale, ont vite perdu leur visibilité au profit des rubans hélicoïdaux qui permettent une circulation plus axiale.

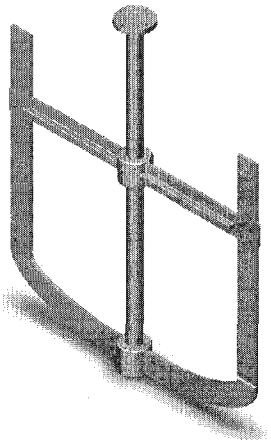


Figure 2-9 : Image d'une ancre

La littérature montre par contre quelques divergences importantes concernant l'influence quantitative exacte des grandeurs géométriques autres que le rapport c/d telles que le pas de l'hélice, la forme du fond de la cuve, la largeur du ruban et des bras verticaux de l'ancre. Cela est dû, en grande partie, au fait que très peu de mesures de puissance consommée ont été effectuées avec des systèmes dont ces grandeurs ont varié dans des proportions importantes. (Delaplace et Guérin, 2006b)

D'un autre côté, il est très difficile de recommander une corrélation pour calculer la consommation de puissance d'une ancre. Différents agitateurs sont désignés « ancre », même si ces mobiles présentent des configurations géométriques très différentes. Ainsi, pour réduire les erreurs de consommation de puissance, il est conseillé d'utiliser les relations établies avec des systèmes

agités les plus proches de ceux à mettre en oeuvre. Il semble néanmoins acquis que le paramètre géométrique clé qui influe sur les valeurs du facteur Ks soit la taille de l'entrefer. Comme pour le facteur Kp, les auteurs s'accordent pour dire que les valeurs du facteur Ks augmentent quand la taille de l'entrefer diminue. (Delaplace et Guérin, 2006b)

Du côté du temps de mélange, relativement peu de publications font état de ce type de mesures pour les systèmes agités par une ancre. Novak et Rieger (1975) ainsi que Germain (1979) ont comparé comparé l'efficacité des ancres avec d'autres systèmes d'agitation. Il conclut que les performances de mélange de ces agitateurs en régime laminaire et en régime turbulent sont très insatisfaisantes. Les auteurs précisent la présence de nombreuses zones mal mélangées dans la cuve qui sont très visibles lors de l'utilisation d'une méthode de décoloration. Novak et Rieger (1975) ont établi, par mesures conductimétriques, la courbe caractéristique donnant le temps de mélange adimensionnel en fonction du nombre de Reynolds (Figure 2-10).

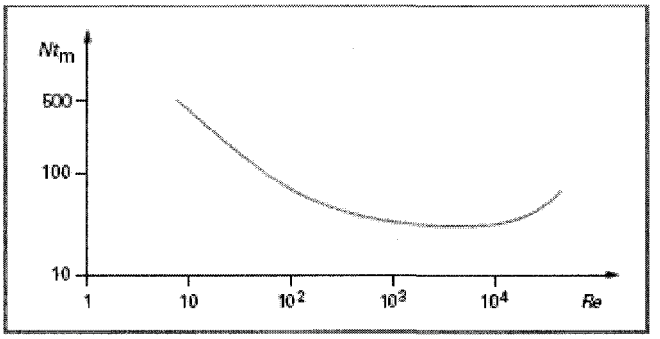


Figure 2-10 : Évolution du temps de mélange adimentionnel en fonction du nombre de Reynolds pour une ancre (Novak et Rieger, 1975)

En régime laminaire, ils observent une brusque diminution du produit Ntm (de 500 à 30) lorsque le nombre de Reynolds passe de 10 à 1 000. D'après ces auteurs, cette décroissance s'explique par le fait que le processus de mélange à très faible valeur du nombre de Reynolds est contrôlé par la diffusion moléculaire. En régime de transition, le produit Ntm est constant. Pour des valeurs de Reynolds supérieures à 10 000 le produit Ntm augmente à nouveau. Novak et Rieger (1975) interprètent cette augmentation par la formation d'un vortex dans la cuve.

2.3.3.2 Ruban hélicoïdal

Plusieurs auteurs (Nagata, 1957; Gray, 1963; Parker, 1964; Bourne et Butler, 1965) ont conclu que les rubans hélicoïdaux étaient les plus performants en termes de mélange de fluides non newtoniens et de fluides de haute viscosité. Ces conclusions viennent du fait que les rubans hélicoïdaux génèrent un

patron écoulement tri-dimensionnel qui résulte en une interaction accrue entre tous les éléments du fluide et, ajouté à leur interaction avec les parois de la cuve, la génération d'un mélange dans tout le volume de la cuve. Dans les 40 dernières années, ce type d'agitateur a été accepté en tant que le choix optimal pour le mélange de fluides de très haute viscosité et de rhéologie complexe. De plus, ce mobile présente d'excellente capacité de mélange même à faible vitesse d'agitation et il s'est avéré idéal pour les opérations de mélange de polymères qui impliquent une demande de faible cisaillement, mais de mélange volumique efficace.

Nagata (1956) fut l'un des premiers à décrire qualitativement l'écoulement généré par les agitateurs à ruban. La rotation du mobile a pour effet de faire remonter (ou descendre selon le sens de rotation) le fluide situé le long de la paroi de la cuve jusqu'à la surface. Ce fluide revient alors vers le centre de la cuve et redescend (ou monte selon le sens) le long de l'axe jusqu'au fond de la cuve. Le fluide quitte alors le centre et retourne vers la périphérie.

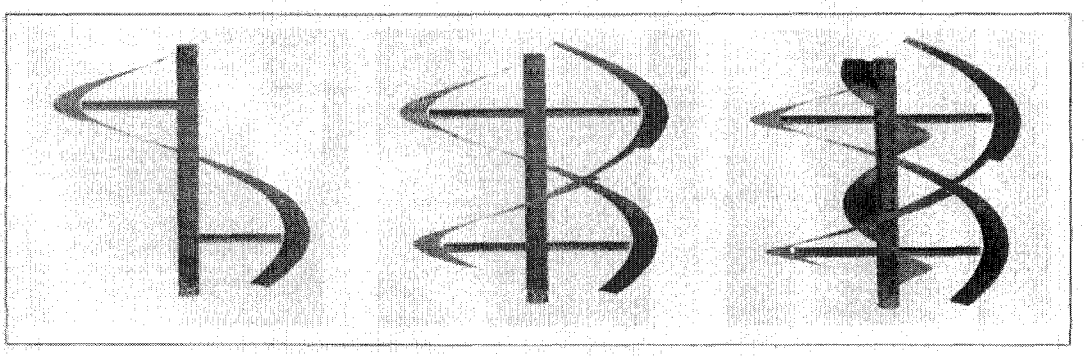


Figure 2-11 : Différentes configurations de rubans hélicoïdaux (De la Villéon et al., 1998)

La majorité des études montrent que l'écoulement principal généré par le ruban varie très peu avec la rhéologie du fluide étudié qu'il soit newtonien, pseudoplastique ou présente des propriétés élastiques modérées selon Bourne et Butler (1965 et 1969) et Carreau et al. (1976). Carreau et al. (1976) mentionnent néanmoins une diminution très nette de la composante axiale de vitesse dans le cas de fluides aux propriétés élastiques importantes.

Yao et al. (2001) ont étudié un ruban hélicoïdal double. Leur étude numérique se concentre sur les capacités dispersives et distributives des agitateurs étudiés. La capacité distributive d'un mélangeur dépend de son aptitude à créer un mouvement de recirculation du fluide important, c'est un phénomène global. La capacité dispersive quant à elle, est liée à l'aptitude d'un mélangeur à produire un cisaillement élevé en une position précise de la cuve, c'est un phénomène local. Yao et al. (2001) ont conclu que la circulation totale de fluide

créée dans un réacteur équipé d'un ruban hélicoïdal double est élevée. Cependant, l'écoulement élongationnel est faible. Par conséquent le double ruban hélicoïdal n'est pas un agitateur efficace en terme de dispersion.

Brito de la Fuente (1992) a étudié des agitateurs de type ruban hélicoïdal. Lors de cette étude, 15 différents fluides ont été utilisés dont des fluides newtoniens et non newtoniens. Les valeurs de Kp ont été trouvés expérimentalement et ils étaient en accord avec les corrélations trouvées dans la littérature. Les études ont permis de conclure que la direction de rotation du ruban hélicoïdal n'avait aucun influence sur la consommation de puissance du mélangeur. Les effets des paramètres géométriques suivants ont été étudiés : le ratio s/d et le ratio w/d. Pour les fluides newtoniens, les études ont permis de conclure que la consommation de puissance augmente avec l'augmentation du ratio s/d. Pour des valeur de $s/d < 0.6$, le constante Kp s'est révélée dépendante du pas de l'agitateur. Lorsque $s/d > 0.6$, le pas n'apporte aucune influence. Pour ce qui est du rapport w/d, l'augmentation de la largeur du ruban apporte une augmentation de la puissance consommée. Ces conclusions étaient toutes en accord avec la littérature. L'élasticité dans certains fluides semblait pour sa part augmenter la consommation de puissance. De plus, il a été conclu que, plus le pas de l'agitateur est grand, plus l'effet de l'élasticité induisait une grande consommation de puissance. Les auteurs ont aussi déterminé les constantes Ks et ils ont conclu que ses constantes variaient fortement en fonction de

l'indice de consistance n. De plus, la constante Ks s'est montrée indépendante des paramètres géométriques s/d et w/d. Finalement, pour le temps de mélange, la valeur de Ntm s'est avérée constante, comme prévu, en régime laminaire. Cette valeur décroissait en fonction du nombre de Reynolds en régime transitoire. Les valeurs de Ntm trouvés lors de cette étude semblaient en accord avec les valeurs retrouvés dans la littérature. Pour l'effet du type de fluide, l'elasticité semblait augmenter le temps de mélange.

Côté consommation de puissance, la constante Kp est égale à 135 selon les travaux de Brito de la Fuente (1992) pour un ruban hélicoïdal simple et égale à 275 selon les travaux de Ho et Kwong (1973) pour un ruban hélicoïdal double.

En termes de temps de mélange, le produit Ntm pour le ruban hélicoïdal simple est constant en régime laminaire et égale à 47 (voir Figure 2-12)selon les travaux de Brito de la Fuente (1992).

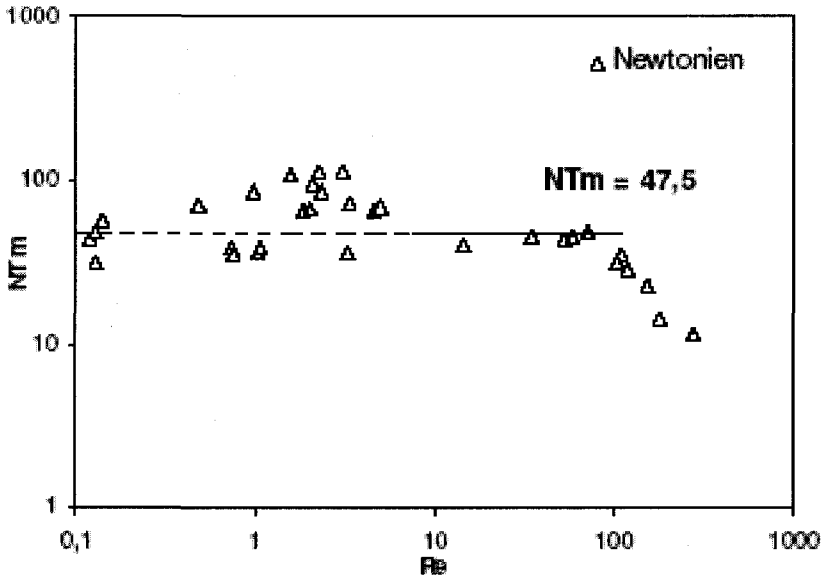


Figure 2-12 : Temps de mélange pour le ruban hélicoïdal simple (Brito de la Fuente, 1992)

Le ruban hélicoïdal est donc très efficace en terme de temps de mélange pour les faibles nombres de Reynolds, comparativement à un mobile de proximité de type ancre par exemple.

Selon de la Villéon et al. (1998), le ruban hélicoïdal possède la meilleure capacité de mélange. Ces auteurs ont étudié numériquement la capacité de mélange de trois rubans hélicoïdaux : simple, double et double muni d'une vis (voir Figure 2-11). Leur conclusion est que le double ruban hélicoïdal (DHR) est le plus efficace en terme de capacité dispersive et distributive. L'ajout d'une vis centrale n'améliore pas sensiblement les performances de mélange.

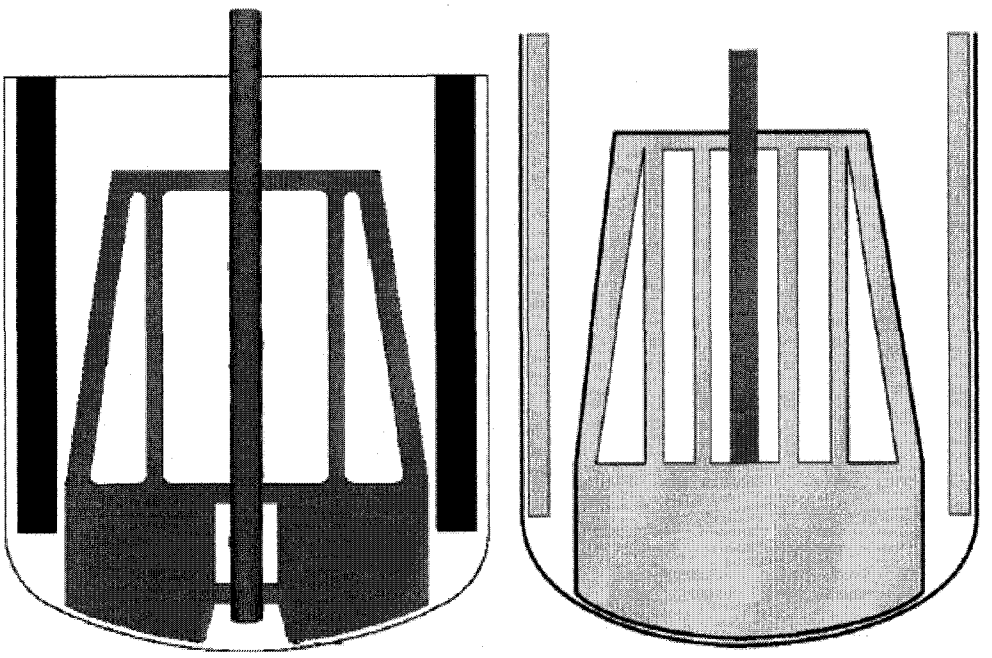
L'étude n'a pas porté sur la consommation de puissance ni sur le temps de mélange proprement dit.

Delaplace et al. (2000) ont effectué une revue de littérature complète sur les rubans hélicoïdaux. Les résultats qu'ils ont exposé ont permis de conclure que la meilleure performance des rubans hélicoïdaux peut être obtenue en optimisant quelques paramètres géométriques. Les auteurs proposent d'adapter la largeur du ruban à l'espacement latéral. Pour des systèmes communs ($0,07 < c/d < 0,01$, Delaplace et Leuliet 2000), il semble qu'une augmentation du ratio w/d permetterait une meilleure performance. Cette conclusion semble en accord avec les travaux de Rieger et Novak (1986) et Masiuk et al. (1993) qui ont suggéré d'utiliser des rubans hélicoïdaux ayant un ratio w/d supérieur à 0,1.

2.3.3.3 Maxblend

Pour le Maxblend, Takahashi et al. (2006) décrivent le mouvement comme suit, l'agitateur Maxblend génèrerait l'écoulement en créant une différence de pression dans la direction axiale et ceci grâce à la structure très particulière du Maxblend. La partie basse de l'agitateur créerait une forte pression en amont de la palette. Cette palette pousserait le fluide vers la paroi de la cuve et l'inciterait ainsi à remonter vers la partie haute de la cuve. Le fluide serait alors aspiré par la partie centrale de la cuve et redescendrait en longeant l'axe de la

cuve (voir Figure 2-14), aspiré par la partie avale de la palette en dépression. Une circulation globale du fluide serait alors générée dans le mélangeur.



(a) (b)

Figure 2-13 : Mobiles d'agitation de type Maxblend

a) configuration utilisée par Iranshahi et al. (2007); b) configuration utilisée par Fradette et al. (2007)

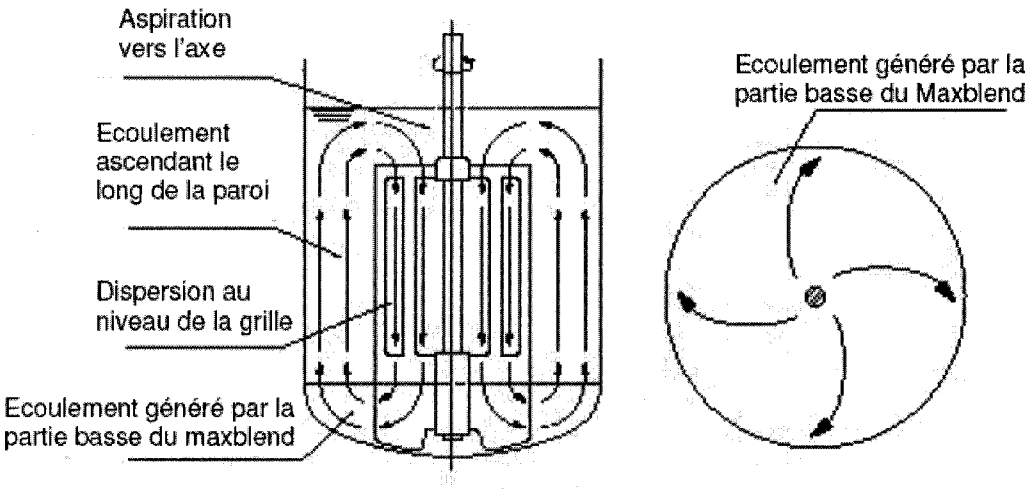


Figure 2-14 : Patrons d'écoulement et mécanisme de mélange du Maxblend (SHI Mechanical & Equipment, 2001)

Yao et al. (2001) ont étudié un mélangeur de type Maxblend. Ils ont conclu que ce type de mélangeur a la capacité de produire un écoulement élongationnel fort, particulièrement dans la zone « grille ». Le Maxblend est donc un agitateur qui possède une très forte capacité dispersive. Cependant, à faible nombre de Reynolds, la circulation totale est fort réduite à cause du faible débit de pompage axial. Par conséquent, la capacité dispersive élevée du Maxblend ne peut pas être mise à profit à faible nombre de Reynolds.

Iranshahi et al. (2007) ont aussi étudié un mélangeur de type Maxblend (voir Figure 2-13a). Ils ont investigué les caractéristiques hydrodynamiques de ce mélangeur pour des fluides newtoniens visqueux. Ils ont conclu que la limite entre le régime laminaire et le régime transitoire se trouve autour d'un

Reynolds de 25 pour une condition sans chicanes et autour de 38 pour une configuration incluant la présence de chicanes. Le Maxblend semblait le plus performant dans la plage où le régime laminaire tirait vers la fin et le régime transitoire débutait en présence de chicanes.

Fradette et al. (2007) ont étudié la performance d'un autre agitateur Maxblend (voir Figure 2-13b) en milieu newtonien et non newtonien à différentes échelles. Les auteurs ont montré que les dégagements inférieurs et latéraux ont une influence significative sur les constantes de puissance et de cisaillement effectif. Une part importante de la puissance transmise à l'agitateur est consommée au niveau du dégagement inférieur, alimentant ainsi la capacité dispersive du Maxblend. Une tendance à la hausse de la constante de cisaillement avec l'indice de rhéofluidifiance a également été observée. La forme originale du mélangeur Maxblend (palette à la base surmontée par une grille) s'est révélée très efficace pour assurer un mouvement global au fluide tout en maintenant une consommation de puissance raisonnable. Si la palette du Maxblend réalise le pompage du fluide, la partie grille quant à elle semble guider le fluide au sein de la recirculation gobale, favorisant ainsi la capacité distributive du mélangeur. L'attrait majeur du mélangeur Maxblend réside dans sa capacité à effectuer un mélange efficace en régime laminaire (Re>10 en milieu newtonien et Re(Metzner-Otto)>40 en milieu non newtonien). La décroissance du temps de mélange adimensionnel proportionellement à

l'inverse du nombre de Reynolds a été observée. C'est la forme particulière de la palette qui permet de créer une différence de pression importante entre les faces amont et aval de celle-ci et assure un excellent écoulement au sein du mélangeur. L'augmentation du dégagement inférieur d'un facteur deux à trois par rapport à la valeur nominale a permis de réduire le temps de mélange et d'établir une tolérance sur ce même dégagement. Les zones ségrégées présentes au fond de la cuve en milieu newtonien ont disparu avec cette élévation du Maxblend. Aucune zone ségrégée n'a été observée en milieu non newtonien, cependant un volume difficile à mélanger est apparu autour de l'axe parce que peu cisaillé et donc fortement visqueux.

Côté consommation de puissance, la constante de puissance Kp est estimée à 200 selon SHI Mechanical & Equipment (2001). En termes de temps de mélange, Takahashi et al. (2006) ont reporté que le temps de mélange adimensionnel décroissait expérimentalement et numériquement avec l'inverse du nombre de Reynolds en régime laminaire. Ce qui conférerait au Maxblend une efficacité supérieure à celle du ruban hélicoïdal en terme de temps de mélange à partir d'un nombre de Reynolds dit « critique » Re_c. Le ruban hélicoïdal serait plus efficace dans la région laminaire profonde (Re<Rec) et le Maxblend dans une région laminaire avancée (Re>Rec) avec un nombre de Reynolds « critique » Re_c défini entre les deux régions. Takahashi et al.(2006) estiment ce nombre de Reynolds Re_c à 20 environ (Figure 2-6).

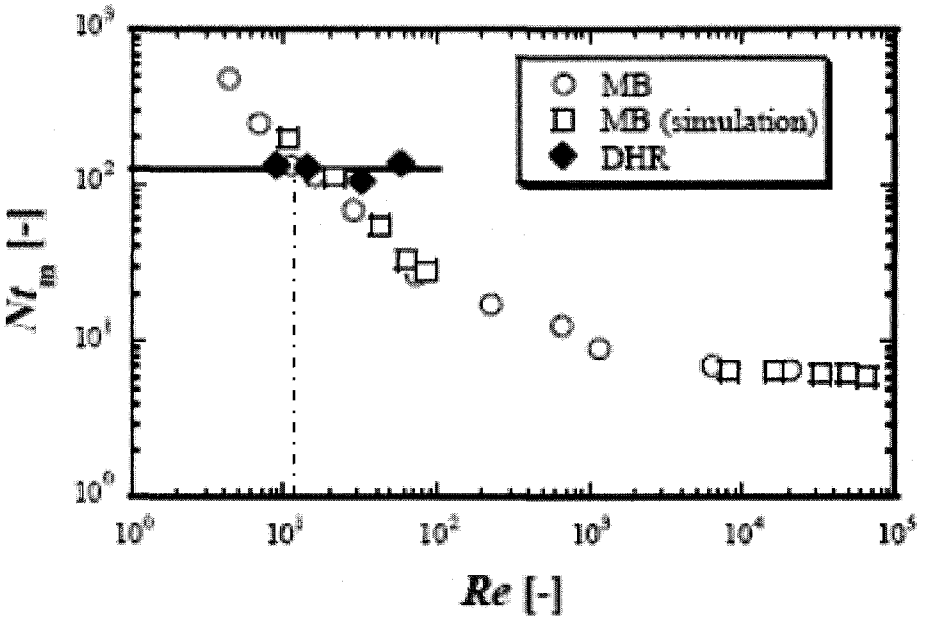


Figure 2-15 : Temps de mélange adimensionnel pour le Maxblend (Takahashi et al., 2006)

2.3.3.4 Paravisc

Delaplace et al. (2000) ont étudié la consommation de puissance et l'homogénéisation d'un ruban hélicoïdal atypique, le Parvisc (Ekato, GmbH). Cet agitateur a deux principaux avantages par rapport à un ruban hélicoïdal typique : d'abord, la partie inférieure de ce mélangeur est munie d'un ancre, ce qui prévient la formation de zones stagnantes; ensuite, le pas du Paravisc est supérieur au pas d'un ruban hélicoïdal typique, ce qui induit une capacité de cisaillement supérieure. Delaplace et al. (2000) ont conclu que le temps de circulation est indépendant de la direction du pompage du mobile. L'étude permet aussi de conclure que la capacité de pompage d'un Paravisc n'est pas

nécessairement supérieure à celle d'un ruban hélicoïdal. Du point de vue consommation de puissance, le Paravisc en consomme beaucoup plus que le ruban hélicoïdal. Ceci est dû à l'ajout de l'ancre au bas du mobile. Toutefois, cette forme permet une meilleure performance à haute viscosité ainsi que dans des systèmes de mélange solide-liquide puisque la conception de ce mobile permet de prévenir la formation de zones mortes dues à l'effet de sédimentation.

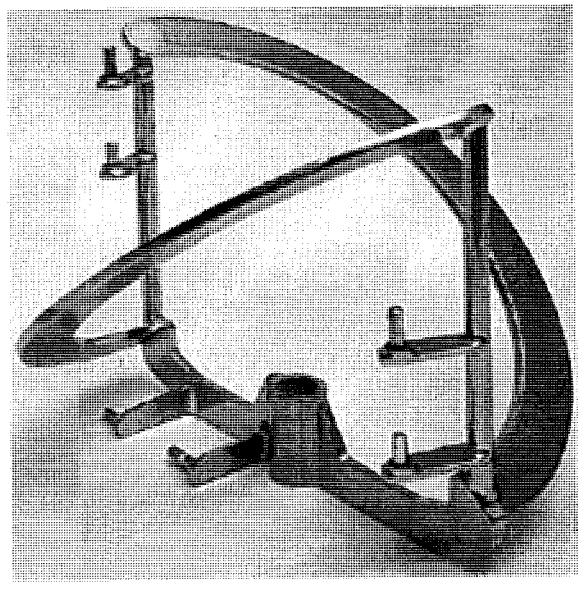


Figure 2-16 : Mobile raclant de type Paravisc utilisé par Delaplace et al. (2000)

2.3.4 Synthèse

La littérature sur les mobiles raclants est assez complète et en même temps très disperse. Les corrélations existantes ne sont pas toujours applicables à tous les agitateurs raclants, même si ceux-ci sont du même type que l'agitateur pour lequel la corrélation a été déduite. Cette difficulté rend la prédiction de résultats telle que la prédiction de la consommation de puissance d'un mobile très fragile.

D'un autre côté, dans un contexte de mélange en régime laminaire, ces agitateurs sont efficaces en termes de consommation de puissance compartivement aux agitateurs non-raclants. Par contre, la littérature nous montre que ces agitateurs sont souvent peu efficaces en termes de temps de mélange. De plus, dans un contexte de changement rhéologique où la viscosité change entre le début et la fin de l'opération de mélange, ces agitateurs deviennent encore plus inefficaces. Ainsi, dans ce genre de contexte, il est intéressant de combiner un agitateur non-raclant, telle une turbine dont l'opération est efficace et connue en milieu peu visqueux, à un mobile raclant telle une ancre ou un ruban hélicoïdal, dont l'efficacité est prouvée et bien définie en régime laminaire et en conditions de haute viscosité. D'où l'intérêt d'étudier les mélangeurs coaxiaux combinant ces deux genres d'agitateurs.

La littérature discutée ci-dessus nous indique que les rubans hélicoïdaux ont souvent été classés comme étant les agitateurs de proximité les plus efficaces en termes d'homogénéisation et d'efficacité. Par contre, puisque l'industrie continue à les ignorer, les ancres, classées comme les agitateurs raclants les moins efficaces, continuent à être utilisées largement. Ainsi, une comparaison des performances d'un système coaxial incluant une ancre à un mélangeur coaxial incluant un ruban hélicoïdal permetterait de conclure sur l'efficacité de ces deux agitateurs raclants lorsque combinés à un agitateur non raclant. De plus, puisque la littérature présentait le Paravisc (Ekato, GmbH) comme un compétiteur intéressant au ruban hélicoïdal, la performance de ce type d'agitateur combiné à un mobile non raclant serait aussi intéressante à étudier et à comparer avec celle d'un mélangeur coaxial abritant un ruban hélicoïdal.

Finalement, puisque les corrélations concernant les agitateurs raclants sont souvent difficiles à appliquer lors d'un changement de géométrie, il serait utile de définir des corrélations pour le mélangeur coaxial qui tiennent compte de la réalité des mobiles raclants. Sachant que ces mobiles se présentent sous différentes formes et différents rapports géométriques, il serait intéressant et fort utile de trouver des corrélations pour le mélangeur coaxial qui seraient applicables pour toutes géométries et toutes configurations et qui pourraient nous permettre de prédire la consommation de puissance d'un agitateur coaxial.

2.4 Littérature sur les mélangeurs coaxiaux

La littérature sur les mélangeurs coaxiaux est relativement récente. En 1999, Thibault a étudié la mise en suspension de solides dans un liquide utilisant un mélangeur coaxial pour la préparation de sauces de couchage de papier. Lors cette étude, Thibault a observé que le mélangeur coaxial consommait beaucoup moins d'énergie que les turbines de dispersion typiques utilisées pour les sauces de couchage et il a constaté que la présence de l'ancre était favorable à la resuspension de solide dans toute la cuve. Thibault et Tanguy (2002) ont déterminé la consommation de puissance de ce mélangeur coaxial combinant une ancre à une turbine à pales inclinées (PBT) dans le mode contra-rotatif (antihoraire) (Figure 2-17). Lors de cette étude, il a été démontré que la consommation de puissance de l'ancre ne représentait pas la source principale de consommation de puissance dans le mélangeur coaxial. Ces auteurs ont aussi proposé une corrélation qui permet de prédire la consommation de puissance totale dans ce dernier. Toutefois, ils n'ont pas évalué la contribution de chacun des agitateurs sur la consommation de puissance totale dans la cuve.

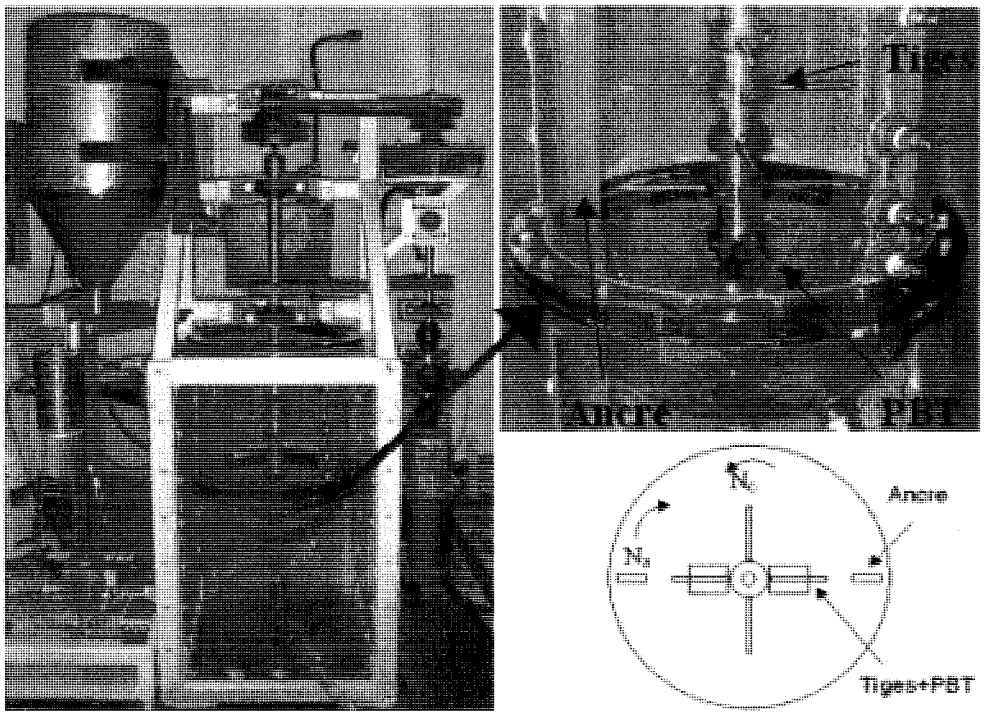


Figure 2-17 : Montage expérimental, mélangeur coaxial - Thibault et Tanguy (2002)

En 2003, Köhler et Hemmerle ont examiné les caractéristiques de puissance d'un système coaxial en mode contra-rotatif combinant une ancre à deux turbines à pales droites dans les régimes transitoire et turbulent (Figure 2-18). Lors de cette étude, il a été conclu que le rapport de vitesse entre l'agitateur interne et l'agitateur externe avait une influence importante sur la consommation de puissance.

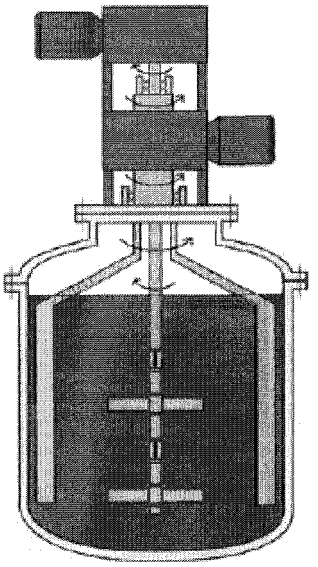


Figure 2-18 : Montage expérimental, mélangeur coaxial – Köhler et Hemmerle (2003)

En 2004, Foucault et al. ont comparé la performance d'un mélangeur coaxial combinant cinq différentes turbines à dispersion (Cowles, Deflo, Sevin, hybride et Rushton) avec une ancre (Figure 2-19). L'étude a révélé que la combinaison d'une turbine dispersive pompant vers le bas avec l'ancre représentait la configuration la plus efficace en termes de temps de mélange dans les modes co- et contra-rotatifs. Ils ont aussi conclu que le mode co-rotatif permet une réduction du temps de mélange et que, peu importe la rhéologie, le mode co-rotatif était plus efficace que le mode contra-rotatif.

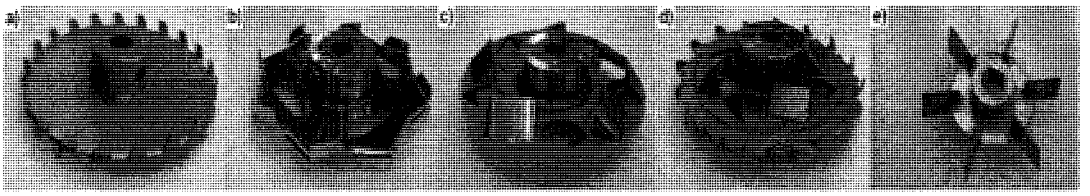


Figure 2-19 : Turbines utilisées dans les travaux de Foucault et al. (2004) a) Cowles; b) Deflo; c) Sevin; d) Hybride; e) Rushton

En 2005, Foucault et al. ont introduit de nouvelles corrélations pour le nombre de Reynolds généralisé, ainsi que le nombre de puissance. Ils ont aussi élargi le concept de conception classique de la courbe maîtresse de puissance aux mélangeurs coaxiaux. Des courbes maîtresses de temps de mélange et de consommation de puissance ont été obtenues pour des fluides newtoniens et non newtoniens. Ces courbes sont basées sur un nombre de Reynolds modifié qui tient compte du sens de la rotation de l'ancre et de la turbine dans le système coaxial. Ils ont aussi démontré, une fois de plus, la supériorité du mode co-rotatif comparé au mode contra-rotatif en termes de temps de mélange. En 2006, Foucault et al. ont comparé la performance de trois différents agitateurs, notamment une turbine Rushton, une turbine Sevin, ainsi qu'une nouvelle turbine de dispersion hybride, dans les modes co- et contra-rotatifs utilisant des fluides newtoniens et rhéofluidifiants (Figure 2-19). Une fois de plus, le mode co-rotatif s'est montré plus efficace, cette fois en termes de consommation d'énergie. La comparaison des agitateurs a permis de

démontrer que la turbine Rushton permettait d'avoir un plus petit temps de mélange, suivie par la turbine Sevin.

Aussi, en 2007, Rudolph et al. ont utilisé les corrélations présentées par Foucault et al. en 2005 et la technique de la courbe maîtresse a été utilisée afin de caractériser un mélangeur coaxial en mode co-rotatif combinant deux agitateurs A200 avec une ancre dans les régimes laminaires et turbulents. Ils ont démontré que la consommation de puissance des turbines A200 n'était pas affectée par la vitesse de rotation de l'ancre, mais en contrepartie, l'agitateur de proximité était affecté par la rotation des A200. La puissance consommée par l'ancre semblait diminuer quand le rapport de vitesse augmentait.

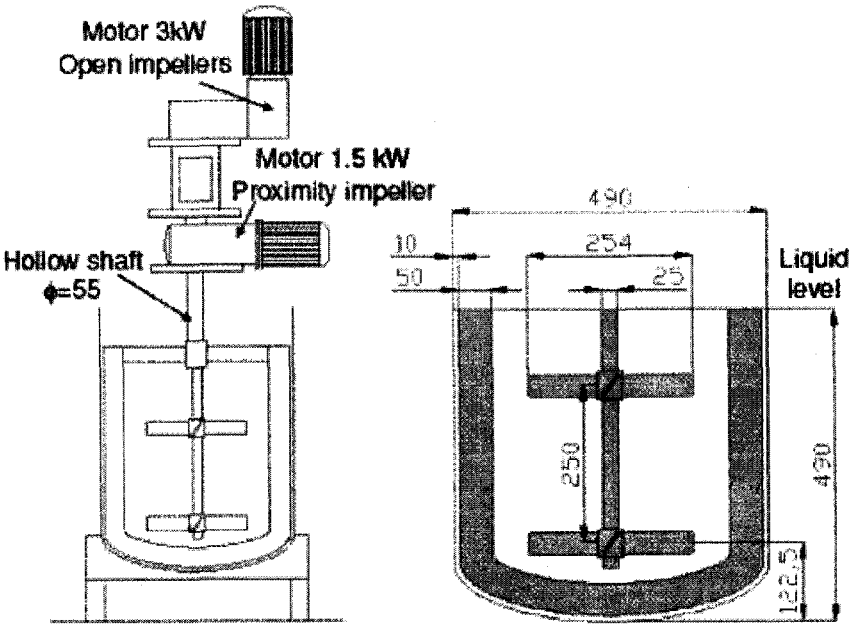


Figure 2-20 : Montage expérimental, mélangeur coaxial – Rudolph et Hemmerle (2007)

En utilisant des simulations numériques, Rivera et al. (2006) ont proposé une explication sur l'origine de la supériorité de performance du mode co-rotatif en soulignant la différence significative dans les patrons d'écoulement et les mécanismes de pompage pour les différents modes de rotation. Il a été conclu que l'action collaborative entre la turbine centrale et l'ancre permettait une meilleure homogénéisation et donc un meilleur mélange. Le mode co-rotatif permet un mélange dispersif et distributif (voir Figure 2-21). En contrepartie, le mode contra-rotatif présente un système où la ségrégation et le haut cisaillement coexistent (voir Figure 2-21).

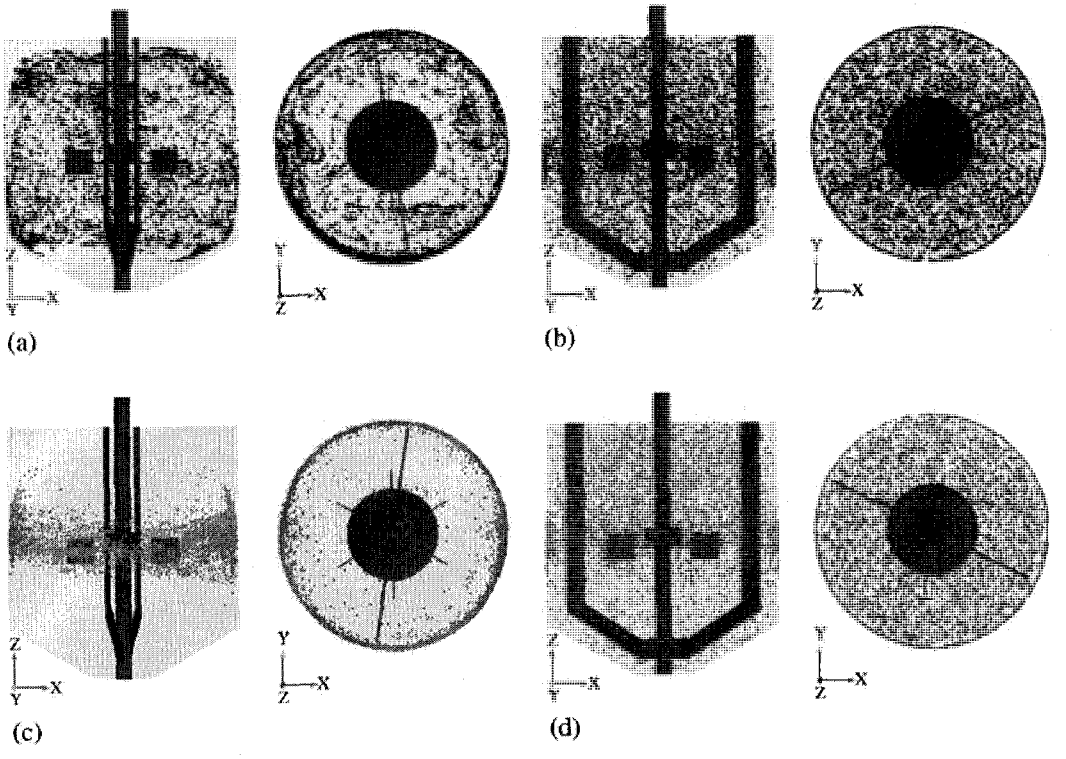


Figure 2-21 : Dispersion des traceurs pour un fluide newtonien dans les différents modes de rotations (Rivera et al., 2006)
a) mode co-rotatif à 15 s; b) mode co-rotatif à 150 s;
c) mode contra-rotatif à 15 s; d) mode contra-rotatif à 150 s

Quelques conclusions peuvent donc être tirées des différentes études qui ont été entreprises sur des mélangeurs coaxiaux. La première conclusion stipule que l'agitateur de proximité n'est pas l'agitateur qui consomme le plus de puissance dans des mélangeurs coaxiaux, c'est plutôt la turbine qui tourne à haute vitesse. Cette conclusion a été confirmée par Thibault et Tanguy (2002) ainsi que Foucault et al. (2004) qui ont démontré que la consommation de puissance de l'ancre ne représente pas la source principale de consommation de puissance dans un mélangeur coaxial.

Une autre conclusion qui a pu être tirée des travaux antérieurs sur les mélangeurs coaxiaux est celle dont le mode de rotation co-rotatif est souvent supérieur au mode contra-rotatif. Selon les travaux de Foucault et al. (2004), ce mode de rotation nécessitait une plus petite consommation de puissance et un plus petit temps de mélange. Rivera et al. (2006) ont confirmé cette conclusion en présentant une étude numérique des deux modes de rotation. Ces auteurs ont conclu que le mode co-rotatif permettait une meilleure dispersion et une meilleure distribution que le mode contra-rotatif.

D'autre part, les nombres adimensionnels conventionnels utilisés dans les études d'agitation, tels que le nombre de puissance (Np) et le nombre de Reynolds (Re), ne peuvent pas être appliqués et de nouvelles corrélations adaptées aux mélangeurs coaxiaux sont nécessaires. Des études ont été

entreprises à cette fin, afin de redéfinir ces nombres adimensionnels. Par contre, la plupart de ces corrélations utilisaient des paramètres ajustables propres à la géométrie étudiée et donc difficilement généralisables. Cela signifie que de nouvelles corrélations devaient être établies chaque fois que la configuration du mélangeur coaxial changeait. Dans le but de trouver des corrélations plus générales pour le nombre de puissance, Foucault et al. (2005) ont proposé l'introduction de l'effet du mode de rotation dans la définition plus classique du nombre de puissance. Ces corrélations ont permis d'obtenir une courbe caractéristique unique de la consommation de puissance indépendante du rapport de vitesse et du type de turbine utilisés. Par contre, ces corrélations étaient applicables au dessus d'un certain rapport de vitesse ainsi que du mode de rotation. Par conséquent, le besoin pour des corrélations encore plus générales est toujours présent.

En ce qui a trait au temps de mélange, Foucault (2004) a observé durant ses recherches que l'agitation dans le mode co-rotatif permettait de réduire le temps de mélange. Ainsi, pour la même consommation de puissance, le mode co-rotatif était plus efficace que le mode contra-rotatif pour des fluides Newtoniens et non newtoniens.

D'autres résultats intéressants peuvent être retrouvés dans la littérature dans les recherches de Foucault et al. (2005) ainsi que celles de Mishra et al. (1993)

en ce qui concerne l'influence du type de turbines. Selon les travaux de Foucault et al. (2005), la turbine Rushton permet une meilleure homogénéisation pour une même puissance lorsque comparée à d'autres types de turbines : Cowles, Deflo, Sevin et hybride. D'autre part, Mishra et al. (1993) ont démontré que la turbine Rushton présentait une meilleure efficacité en termes de pompage lorsque comparée à d'autres turbines radiales (turbine Rushton modifiée, turbine à pales courbées, turbine à pales droite, turbine Brumagin), ce qui produit une meilleure circulation du liquide pour une même consommation de puissance. Ces résultats font de la turbine Rushton, une turbine très intéressante en termes de consommation de puissance et de temps de mélange.

Par ailleurs, plusieurs configurations de mélangeurs coaxiaux ont été étudiées. Auparavant, nous avons cité les recherches de Thibault et Tanguy (2002), Foucault (2004) et Foucault et al. (2005). Le travail de Thibault (1999) sur un mélangeur coaxial de 60 L, combinant une turbine à 2 pales inclinées (45°) avec 4 tiges de mélange et une ancre, doit être mentionné ici (voir Figure 2-17). Aussi, le travail de Barar Pour et al. (2007) sur un mélangeur à deux arbres excentriques de 60 L combinant un Paravisc et une turbine Deflo. Dans le cadre de ce travail, les auteurs ont caractérisés l'hydrodynamique du mélangeur et ont démontré que la vitesse de rotation de la turbine Deflo a une grande influence sur la consommation de puissance du Paravisc. Cette

conclusion rejoint les résultats précédents sur les mélangeurs coaxiaux qui démontrent que la consommation de puissance n'est pas surtout due à la contribution de l'ancre, mais à celle de la turbine centrale. Dans ce cas, l'augmentation de la vitesse de rotation de la Deflo induit une diminution de la consommation de puissance du Paravisc. Inversement, le Paravisc n'a pas démontré d'influence sur la puissance de la Deflo. Les temps de mélange ont permis de conclure que le Paravisc gouverne le mélange et que la Deflo montre une grande capacité de pompage à basse viscosité.

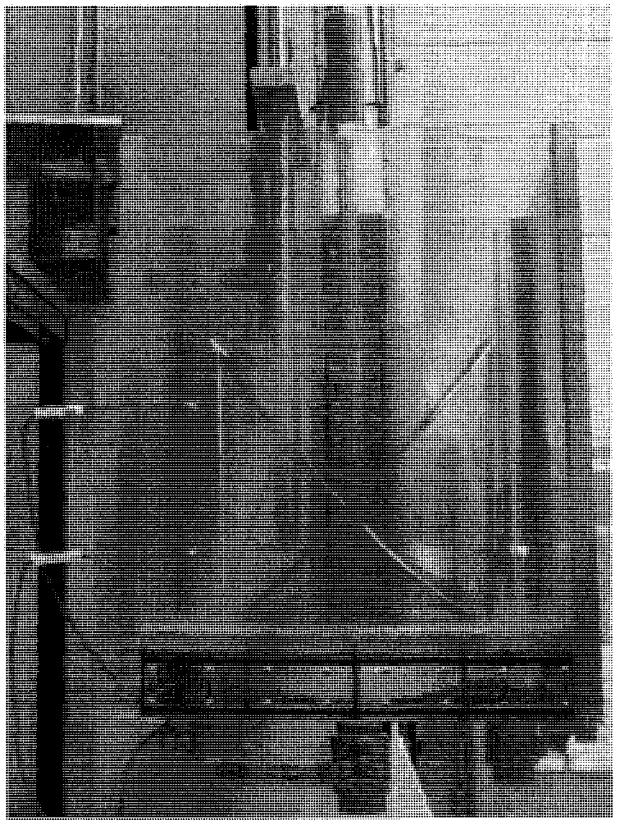


Figure 2-22 : Montage expérimental, mélangeur à deux arbres excentriques – Barar Pour et al. (2007)

À cette revue s'ajoute le travail de Bonnot et al. (2007) sur un mélangeur coaxial de 46 L combinant un ou deux turbines Rushton sur l'axe central et une ancre. Les résultats de cette étude prouvent que, pour le mode co-rotatif, le débit de pompage global dans la cuve est amélioré, ce qui permet une meilleure circulation axial dans la cuve agitée et ainsi de réduire le phénomène de compartimentation de l'écoulement. Ces résultats confirment les conclusions des travaux de Foucault et al. (2004) ainsi que Rivera et al. (2006). Il a également été montré que le mode contra-rotatif introduisait plus de cisaillement dans la cuve agitée, d'où le fait qu'il soit meilleur pour détruire les zones ségrégées. L'ajout d'une seconde turbine dans la cuve a permis d'améliorer l'efficacité du mode co-rotatif par rapport au mode contra-rotatif. Le débit de pompage est amélioré dans ce cas. De plus, de nouveaux protocoles ont été suggérés pour bénéficier au maximum des différents effets des deux modes de rotation. Ainsi, il est proposé, dans un premier temps, de démarrer uniquement la turbine centrale afin de pomper l'échantillon depuis la surface libre sans qu'il y ait gêne de l'ancre. Puis de démarrer l'ancre en mode co-rotatif afin de réaliser une bonne homogénéisation et de réduire la compartimention. Finalement, de changer la direction de l'ancre en mode contra-rotatif afin de cisailler efficacement les zones non mélangées.

Un autre travail doit être ajouté à cette revue. Il s'agit des recherches de Cabaret et al. (2007) sur un mélangeur à deux arbres excentriques consistant

de deux turbines Rushton (voir Figure 2-23). Cette recherche présente les effets de l'excentrage d'un mobile d'agitation opérant en régime laminaire sur sa consommation de puissance et son efficacité de mélange. Il a été démontré que l'excentrage n'induit aucun effet sur la consommation de puissance. Les résultats ont permis de conclure qu'une turbine Rushton peut mélanger l'ensemble d'une cuve de mélange en régime laminaire seulement si le nombre de Reynolds et l'excentrage de l'agitateur sont au-dessus de certaines valeurs critiques. De plus, l'emploi de ce type de mélangeur à deux arbres excentrés permet d'empêcher la formation d'une compartimentation de l'écoulement et favorise le mélange axial. Il a été conclu que le mode de rotation contra-rotatif permet une meilleure collaboration entre les deux agitateurs. Finalement, côté consommation de puissance, il apparaît que les deux agitateurs n'interagissent pas du fait de leur éloignement.

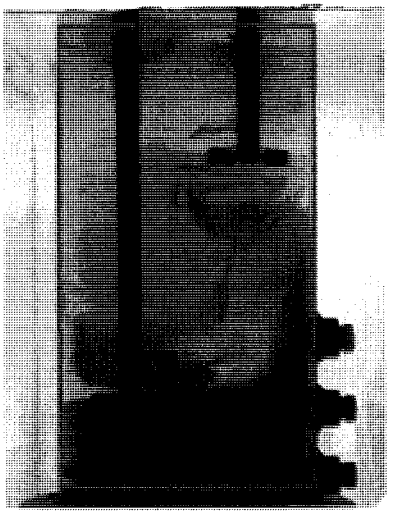


Figure 2-23 : Montage expérimental, mélangeur à deux arbres excentriques – Cabaret et al. (2007)

La comparaison de tous ces travaux peut être très intéressante d'un point de vue industriel afin d'établir un guide pour aider dans le choix d'un mélangeur combinant plusieurs agitateurs, selon l'application et les conditions du mélange.

2.4.1 Puissance d'agitation dans des mélangeurs coaxiaux

La définition des nombres adimensionnels conventionnellement utilisés dans l'étude du mélange, tels que le nombre de puissance (Np) et le nombre de Reynolds (Re), ne peuvent pas être appliqués au cas des mélangeurs coaxiaux. Il existe en effet une ambiguïté dans la définition du diamètre et de la vitesse caractéristiques lorsque deux agitateurs de dimensions et de types différents entrent en jeu. D'où le besoin d'adapter ces nombres aux mélangeurs coaxiaux. Très peu d'études ont été entreprises en ce sens.

Thibault et Tanguy (2002) ont obtenu les corrélations suivantes pour les constantes de puissances $Kp_{(o)}$ et $Kp_{(i)}$ pour le mélangeur coaxial étudié, à savoir,

$$Kp_{(o)}(R_N) = 26.09 \cdot R_N^2 + 88.66 \cdot R_N + 256 \qquad 0 \le R_N \le 24 \qquad \textbf{2-16}$$

$$Kp_{(i)}(R_N) = 829.04 / R_N^2 + 330.56 / R_N + 99 \qquad 4 \le R_N \le \infty \qquad \textbf{2-17}$$

Ces corrélations dépendent du rapport de vitesses R_N entre l'arbre interne (i) et l'arbre externe (o) défini par $R_N=N_i/N_o$. À partir de ces deux corrélations, il est possible de déterminer la consommation de puissance totale du mélangeur coaxial pour toutes les vitesses d'agitation.

En 2002 aussi, Tanguy et Thibault, travaillant sur le même mélangeur coaxial, ont introduit une corrélation du nombre de puissance dans le régime laminaire pour l'arbre interne et l'arbre externe. Cette corrélation fonctionne lorsque le rapport de vitesses est supérieur à 4 :

$$Np_{(o)}(R_N) = 0.1936 \cdot R_N^{2.7838} \qquad 4 \le R_N \le 24 \qquad \textbf{2-18}$$

$$Np_{(i)}(R_N) = -4.4238/R_N^2 + 3.3176/R_N + 0.74 \qquad 4 \le R_N \le \infty \qquad \textbf{2-19}$$

Une approche similaire a été suivie par Köhler et Hemmerle (2003) qui ont proposé des corrélations pour les nombres de puissance de l'arbre interne et de l'arbre externe en fonction du nombre de Reynolds et de la vitesse périphérique n :

$$Np_{(i)} = \sqrt{\left(\frac{160}{\mathrm{Re}_{(i)}}\right)^2 + \left(2.97 - \frac{1}{\mathrm{Re}_{(i)}^{0.3}}\right)^2} + 3 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{10^6}{\mathrm{Re}_{(i)}^{2.5}}}\right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{-1.2} + 4.45 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{\mathrm{Re}_{(i)}^{2.5}}{10^6}}\right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{-0.84} \qquad \textbf{2-20}$$

$$Np_{(o)} = \frac{426}{\mathrm{Re}_{(o)}} + 0.73 \cdot \left(\frac{10^3 + 1.2 \cdot \mathrm{Re}_{(o)}^{0.66}}{10^3 + 3.2 \cdot \mathrm{Re}_{(o)}^{0.66}} \right)^{0.82} + 1.11 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{10^5}{\mathrm{Re}_{(o)}^{1.9}}} \right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o} \right)^{1.64} \quad \textbf{2-21}$$

$$+ 1.38 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{\mathrm{Re}_{(o)}^{1.9}}{10^5}} \right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o} \right)^{1.7}$$

Toutes les corrélations listées ci-dessus utilisent des paramètres ajustables qui sont propres à la géométrie étudiée et qui sont donc difficilement adaptables pour d'autres géométries.

Dans le but de trouver des corrélations plus générales pour le nombre de puissance, Foucault et al. (2005) ont proposé l'introduction de l'effet du mode de rotation dans la définition plus classique du nombre de puissance. Ces corrélations ont permis d'obtenir une courbe caractéristique unique de la consommation de puissance peu importe le rapport de vitesses et le type de turbine utilisé en définissant la vitesse d'agitation comme suit :

$$N_{(co-rotating)} = (N_i - N_o) \quad \textbf{2-22}$$

$$N_{(counter-rotating)} = (N_i + N_o) \quad \textbf{2-23}$$

Ainsi, selon Foucault (2004), pour déterminer la courbe de puissance d'un mélangeur coaxial, il est nécessaire d'utiliser les corrélations suivantes :

$$\mathrm{Re}_{co-rotatif} = \frac{\rho(N_t - N_a)D_t^2}{\mu} \qquad \textbf{2-24}$$

et

$$\mathrm{Re}_{contra-rotatif} = \frac{\rho(N_t + N_a)D_t^2}{\mu} \qquad \textbf{2-25}$$

$$Np_{co-rotatif} = \frac{P_{tot}}{\rho(N_t - N_a)^3 D_t^5} \qquad \textbf{2-26}$$

et

$$Np_{contra-rotatif} = \frac{P_{tot}}{\rho(N_t + N_a)^3 D_t^5} \qquad \textbf{2-27}$$

Ainsi, en utilisant ces corrélations (équations 2-24 à 2-27) et pour des rapports de vitesses propres à un système en particulier, la courbe de puissance d'un mélangeur coaxial se superpose à la courbe de puissance de la turbine seule. La Figure 2-24 présente un exemple de la courbe de puissance unique obtenu en utilisant les corrélations ci-haut.

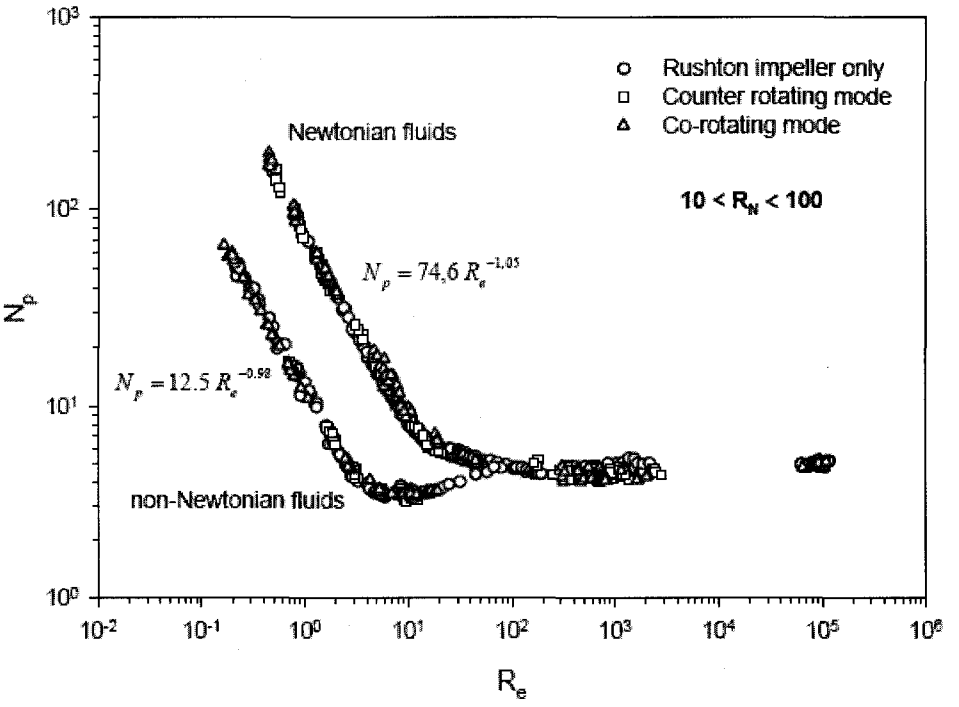


Figure 2-24 :Courbe de puissance unique d'un mélnageur coaxial pour des fluides Newtonien et non newtonien (Ancre-turbine Rushton) (Foucault, 2004)

De plus, comme les recherches ont été faites dans les deux modes de rotation : co- et contra-rotatif, il a été démontré que le mode co-rotatif consommait un peu moins de puissance que le mode contra-rotatif (Foucault et al. 2004 et Foucault, 2004).

2.4.2 Temps de mélange dans des mélangeurs coaxiaux

Dans le cas des mélangeurs coaxiaux et selon Foucault et al. (2005), la turbine Rushton est la plus efficace en termes d'homogénéisation et présente donc le

plus petit temps de mélange pour une même puissance d'agitation comparativement aux turbines suivantes : Cowles, Deflo, Sevin, Hybride. Mishra et al. (1993) confirment ce résultat en affirmant qu'une meilleure efficacité de pompage se traduit par une plus grande circulation du liquide pour une certaine consommation de puissance.

En 2004, Foucault a trouvé, au cours de ses recherches, que l'agitation dans le mode co-rotatif permettait de réduire le temps de mélange. Ainsi, pour la même consommation de puissance, le mode co-rotatif était plus efficace que le mode contra-rotatif pour des fluides Newtoniens et non newtoniens. Figure 2-25 et Figure 2-26 illustrent ce phénomène.

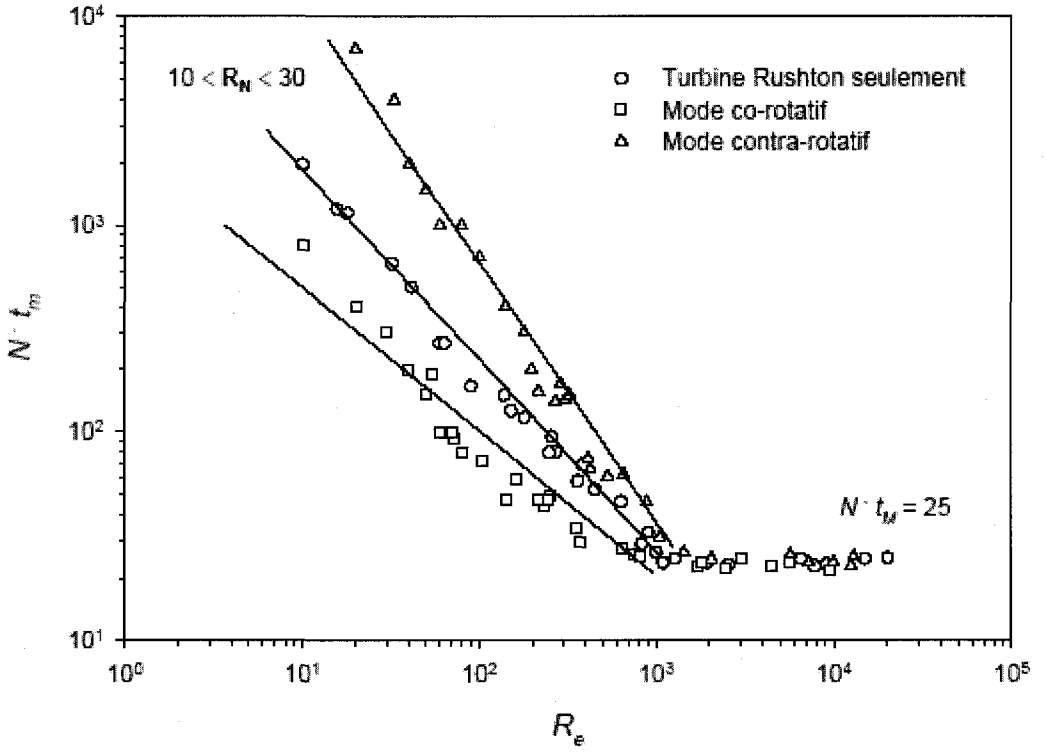


Figure 2-25 : Courbe de temps de mélange pour un mélangeur coaxial avec un fluide newtonien (Ancre-Turbine Rushton) (Foucault, 2004)

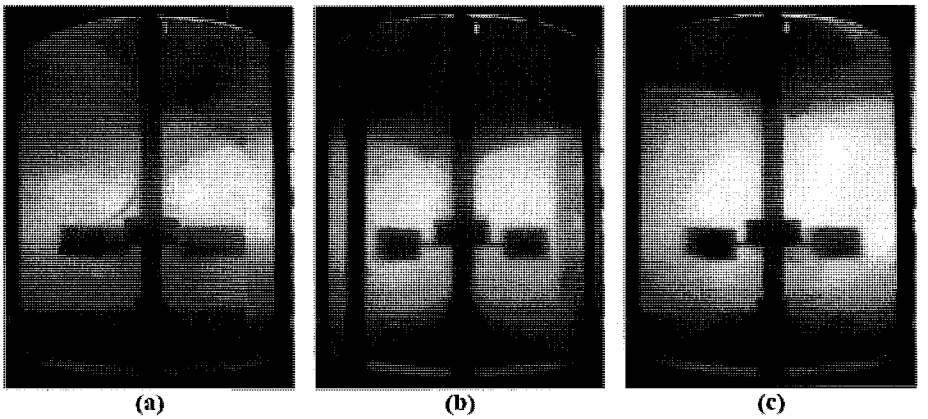


Figure 2-26 : Images du mélange après une minute d'agitation avec un fluide newtonien (Re=100)

a)Contra-rotatif, b)Turbine Rushton seule, c) Co-rotatif (Foucault, 2004).

2.4.3 Synthèse

Basée sur la littérature ayant pour sujet les mélangeurs coaxiaux ainsi que celle sur les mobiles raclants et non-raclants, nous pouvons identifier quelques lacunes dans les recherches existantes. Quelques auteurs ont étudié les mélangeurs coaxiaux, mais il reste du travail à faire. Nous avons identifié l'intérêt d'étudier des mélangeurs coaxiaux munis d'une turbine axiale et d'une turbine radiale et de comparer leur performance. Nous avons également, identifié la même lacune du côté des mobiles raclants et l'utilité de comparer les performances de mélangeurs coaxiaux munis d'une ancre, d'un ruban hélicoïdal et d'un Paravisc. Ces comparaisons permettraient une meilleure compréhension des avantages et des inconvénients de chacune de ces configurations.

D'un autre côté, les auteurs ont proposé quelques corrélations afin de déterminer la constante de puissance Kp ou encore le nombre de puissance Np. Ces corrélations sont souvent dépendantes de la géométrie du système et ne sont pas applicables à plusieurs configurations de mélangeurs coaxiaux. De plus, quelques corrélations sont applicables sous certaines conditions, par exemple lorsque le rapport de vitesses est supérieur à 4. Cette condition nécessaire à l'application de la corrélation amène une limitation de son utilisation. Bref, il nous semble évident qu'il est nécessaire d'établir une procédure de design indépendante de la géométrie et de la cinématique.

2.5 Bilan et objectifs spécifiques

Faisons un bref bilan des lacunes repérées dans la littérature en relation avec les différents sujets examinés ci-dessus.

Hydrodynamique des mobiles non-raclants

- Il y a un manque à combler au niveau de la comparaison de l'influence du type de turbine. Les deux types de turbines les plus souvent utilisés sont les turbines radiales et les turbines axiales. Une conclusion claire sur la performance de ces deux types de turbines et leur influence sur l'efficacité d'un mélangeur coaxial serait bien utile.
- Il y a aussi un manque concernant les dimensions optimales de l'agitateur central et ce, pour les différents régimes d'écoulement.

Hydrodynamique des mobiles raclants

- Il y a un manque dans la littérature vis-à-vis la performance de différents mobiles raclants dans un mélangeur coaxial. La comparaison de la performance de ceux-ci serait intéressante.

Littérature sur les mélangeurs coaxiaux

- Le besoin d'une procédure de design indépendante de la géométrie et de la cinématique est pressant.

À la lumière de cette revue de littérature, nous avons donc soulevé plusieurs lacunes dans les connaissances. Les objectifs spécifiques de cette thèse sont donc les suivants :

- Caractériser et comparer la dynamique globale des fluides et les paramètres hydrodynamiques d'un mélangeur coaxial pour différentes configurations de l'arbre central.
- Déterminer l'influence de la taille de l'agitateur central sur la performance globale d'un mélangeur coaxial selon les différents régimes d'écoulement.
- Établir et valider de nouvelles corrélations plus générales pour les nombres adimensionnels (Np et Re).
- Comparer la dynamique globale des fluides et les paramètres hydrodynamiques de différents mélangeurs coaxiaux ainsi que d'un mélangeur à deux arbres excentriques.

CHAPITRE 3 Présentation des étapes du travail

Afin de répondre aux différents objectifs spécifiques de la thèse, indiqués ci-dessus, voici les différentes étapes de travail que nous proposons :

- Étudier différentes configurations de mélangeurs coaxiaux présentant des agitateurs de différents types mais de même dimension. La performance d'un mélangeur coaxial sera, ainsi, étudiée pour une turbine axiale et une turbine radiale. Afin de comparer les deux configurations, des mesures de consommation de puissance et de temps de mélange seront effectuées. L'étude inclura également, les deux modes de rotation, co- et contra-rotatif, et s'étendra du régime laminaire au régime transitoire.

- Afin de déterminer l'influence de la taille de l'agitateur central sur la performance globale d'un mélangeur coaxial, plusieurs turbines de même type et de même configuration seront utilisées, par contre, elles seront de diamètres différents. De plus, les régimes d'écoulement laminaire, transitoire et turbulent seront balayés afin d'établir les critères d'optimisation selon le régime choisi.

- Afin d'établir de nouvelles corrélations universelles pour les nombres adimensionnels (Np et Re), nous utiliserons les résultats trouvés lors des deux sous-objectifs précédents. Les nouvelles corrélations se doivent d'être indépendantes de la géométrie du système, du mode de rotation, du ratio de vitesse et doivent être, également applicables à différentes configurations. Ainsi, elles doivent présenter la même courbe de puissance unique pour les turbines de différentes dimensions, mais de même type.

- Afin de répondre au quatrième sous-objectif, une caractérisation de différents mélangeurs doit être faite : un mélangeur coaxial conventionnel présentant différentes configurations, un mélangeur coaxial de type Superblend et un mélangeur à deux arbres excentriques présentant différentes configurations. La comparaison de ces mélangeurs permettra de confirmer l'applicabilité des corrélations proposées, mais également d'établir la meilleure performance selon différents critères d'efficacité du mélange.

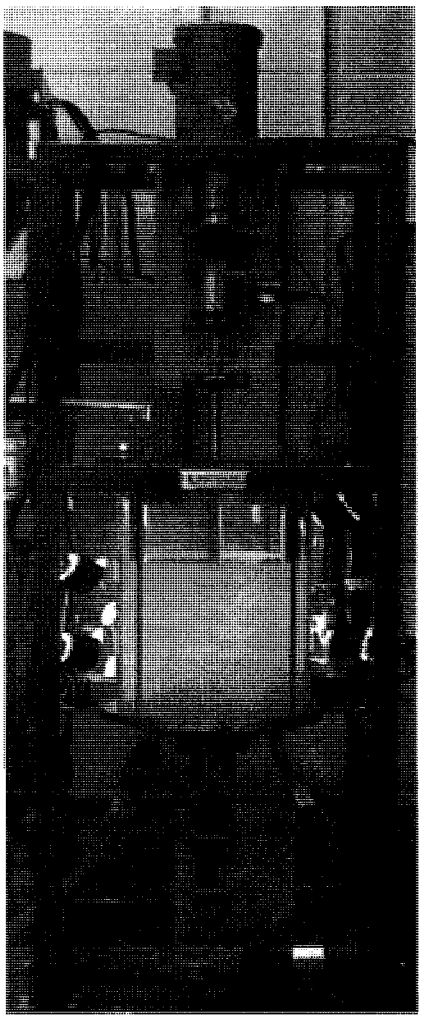
CHAPITRE 4 Méthodologie

Ce chapitre présente la méthodologie des différentes expérimentations effectuées. Dans la première section, les montages expérimentaux sont expliqués. Dans la deuxième section, la rhéologie et les fluides choisis sont élaborés. Dans la troisième et la quatrième partie, la stratégie expérimentale est développée.

4.1 Montage expérimental

4.1.1 Mélangeur coaxial conventionnel

Le montage expérimental de 46 L présenté à la Figure 4-1 a été utilisé lors des expériences. Ce montage consiste en une turbine centrale et une ancre montées sur deux arbres concentriques et indépendants tournant respectivement à haute et basse vitesses. Ce montage peut fonctionner en modes de rotation co- et contra-rotatif.



Le système comporte les pièces mécaniques suivantes :

- Moteur à courant alternatif (2,23 kW; triphasé 220 V) possédant une vitesse nominale de 1760 tours par minute. Ce moteur actionne la turbine centrale.
- Moteur à courant alternatif (373 W) possédant une vitesse nominale de 1760 tours par minute. Ce moteur actionne le mobile raclant (ancre).
- Un couplemètre de la compagnie Himmelstein de 22,6 N-m (précision de ± 0,1 % pleine échelle) pour la turbine centrale.
- Un couplemètre de la compagnie Lorenz de 22,0 N-m (précision de ± 0,1 % pleine échelle) pour l'ancre.
- Deux tachymètres optiques (précision ± 0,1 tpm) mesurant la vitesse de l'arbre rapide (turbine de dispersion) et la vitesse de l'arbre lent (pales raclantes).
- Un réducteur de vitesse 15:1 diminuant la vitesse nominale à environ 115 tours par minute pour le moteur de 373 W.
- Trois thermocouples de type J (jonction fer-constantan) de très faible inertie thermique (thermocouple nu, dépourvu de toute gaine inox).

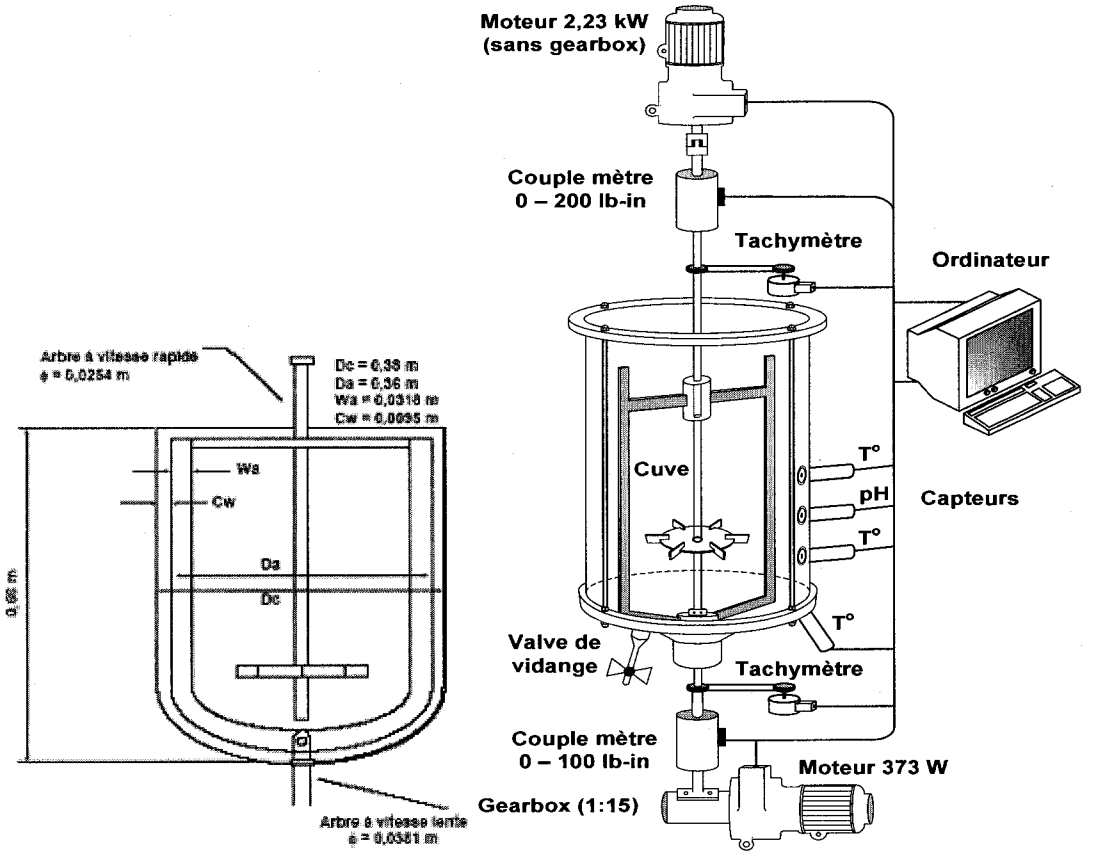


Figure 4-1 : Montage expérimental du mélangeur coaxial conventionnel (Foucault, 2004).

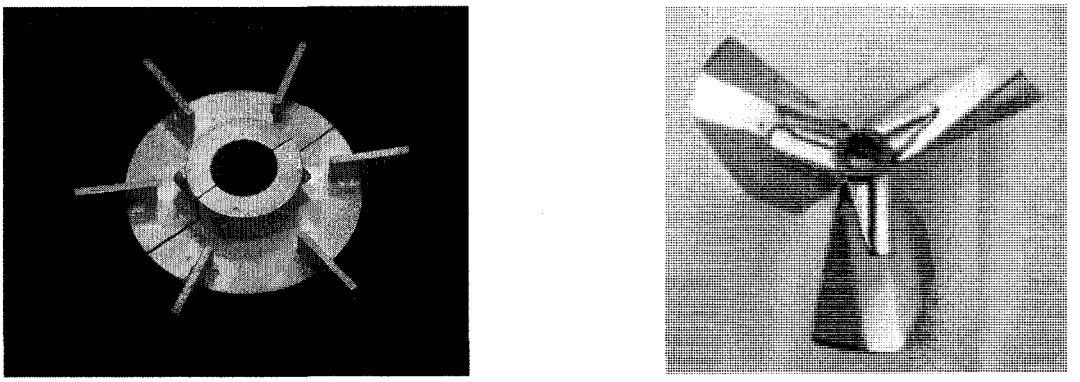
Les principales caractéristiques géométriques du système d'agitation, de l'ancre et des turbines utilisées sont indiquées à la Figure 4-1. Le réservoir est constitué dans sa partie supérieure d'un cylindre transparent en polycarbonate (Lexan) de 0,38 m de diamètre (D_c) et de 0,58 m de hauteur (H_c). La hauteur du liquide (H) au repos est maintenue constante tout au long des essais et est égale à 0,41 m (pour un volume total de fluide de 46 L).

Lors des essais, la turbine centrale est placée au centre de la cuve et sa hauteur dans le liquide est fixée à 1/3 de la hauteur du liquide dans la cuve.

Pour le système étudié, les agitateurs sont mis en rotation à l'aide de deux moteurs à vitesse variable. Le moteur du haut, actionne l'arbre rapide entraînant l'agitateur central et le moteur du bas actionne l'agitateur raclant (ancre). Il est, donc possible de faire tourner les deux mobiles d'agitation en sens horaire ou antihoraire. Cette flexibilité du système permet aux mobiles de fonctionner en mode co-rotatif ou contra-rotatif. De plus, comme les systèmes de guidage sont indépendants, il est possible de retirer la turbine et de fonctionner avec l'ancre seulement ou de faire tourner seulement l'agitateur central, l'ancre jouant alors le rôle de contre-pales. L'agitateur rapide peut tourner de 0 à 1800 rpm et l'agitateur lent de 0 à 115 rpm.

Le logiciel d'acquisition de données Labview, de National Instrument est utilisé pour contrôler les vitesses des agitateurs, de même que, pour recueillir les données et les analyser.

Au cours des expériences, cinq turbines ont été étudiées: quatre turbines Rushton de différents diamètres (9 cm, 12.5 cm, 15.8 cm et 20 cm) ainsi qu'une Mixel TT de 20 cm de diamètre (voir Figure 4-2).



(a) (b)

Figure 4-2 : Agitateurs étudiés pour le mélangeur coaxial conventionnel a) Turbine Rushton ; b) Mixel TT

4.1.2 Superblend

Un mélangeur de type Superblend de 40.3 L, tel que montré à la Figure 4-3 a été utilisé.

Le système comporte les pièces mécaniques suivantes :

- Moteur à courant alternatif (triphasé 220 V) possédant une vitesse nominale de 1800 tours par minute. Ce moteur actionne le Maxblend®.
- Moteur à courant alternatif (triphasé 220 V) possédant une vitesse nominale de 1800 tours par minute. Ce moteur actionne le double ruban hélicoïdal.
- Un couplemètre de la compagnie Ono Sokki de 20 N-m (précision de ± 0,2 % pleine échelle) pour le Maxblend®.

- Un couplemètre de la compagnie Ono Sokki de 100 N-m (précision de ± 0,2 % pleine échelle) pour le double ruban hélicoïdal.
- Deux tachymètres optiques (précision ± 0,1% pleine échelle) mesurant la vitesse de l'arbre rapide (Maxblend®) et la vitesse de l'arbre lent (double ruban hélicoïdal).
- Un réducteur de vitesse 8:1 diminuant la vitesse nominale à environ 225 tours par minute pour le Maxblend®.
- Un réducteur de vitesse 18 :1 diminuant la vitesse nominale à environ 100 tours par minute pour le ruban hélicoïdal.

La cuve de mélange est composée d'un cylindre de polycarbonate ayant un diamètre (D_c) de 0.38 m, une hauteur (H_c) de 0.635 m et le fond de la cuve est de forme elliptique. La hauteur du liquide est de 0.31 m et elle est maintenue constante pour la durée des essais. Le mélangeur coaxial de type Superblend est composé, quant à lui, de deux agitateurs: une turbine tournant à haute vitesse et un mobile raclant tournant à basse vitesse. Les deux agitateurs sont montés sur des systèmes de guidage indépendants. La turbine haute vitesse est, en fait, un agitateur de type Maxblend® de 20 cm de diamètre et peut tourner jusqu'à 200 tours par minute. L'agitateur raclant, pour sa part, est de type double ruban hélicoïdal de 38 cm de diamètre et peut tourner de 0 à 100 tours par minutes. Deux moteurs indépendants sont utilisés pour faire tourner les agitateurs et ils peuvent fonctionner dans les modes de rotation co- et

contra-rotatif. Puisque les systèmes de guidage sont indépendants, il est également possible de faire tourner soit le ruban hélicoïdal, soit le Maxblend®.

Afin de déterminer l'énergie dissipée par les différents agitateurs, les moteurs sont liés à deux couplemètres ayant une plage de fonctionnement de 0 à 20 N-m pour l'arbre rapide (Maxblend®) et de 0 à 100 N-m pour l'arbre lent (ruban hélicoïdal). Durant les essais, la puissance a été calculée à partir du couple mécanique et des mesures de vitesses. Ainsi, $P=\omega M$, où ω est la vitesse de rotation de l'arbre en radians par seconde et M le couple réel (i.e. après avoir soustrait le couple résiduel généré sans le fluide par le frottement mécanique causé par le système de guidage).

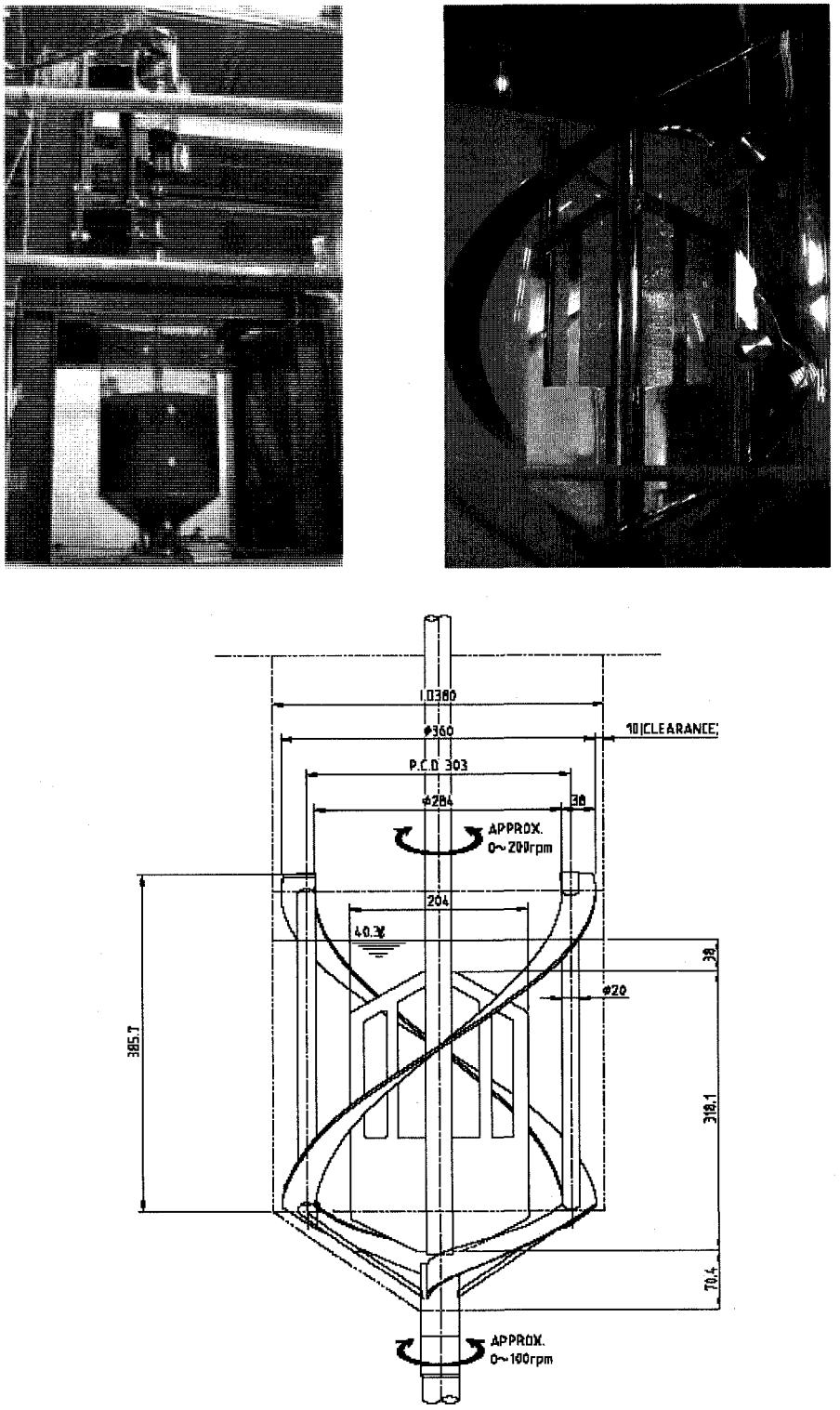


Figure 4-3 : Montage expérimental du mélangeur Superblend

4.1.3 Mélangeur à deux arbres excentriques

Le montage expérimental de 50 L présenté à la Figure 4-4 a été utilisé lors des manipulations. Ce montage consiste en une turbine décentrée et une ancre en forme de vrille de type Paravisc (Ekato, GmbH) montés sur deux arbres excentriques et indépendants tournant respectivement à haute et basse vitesses. Ce montage peut fonctionner en mode de rotation co-rotatif seulement.

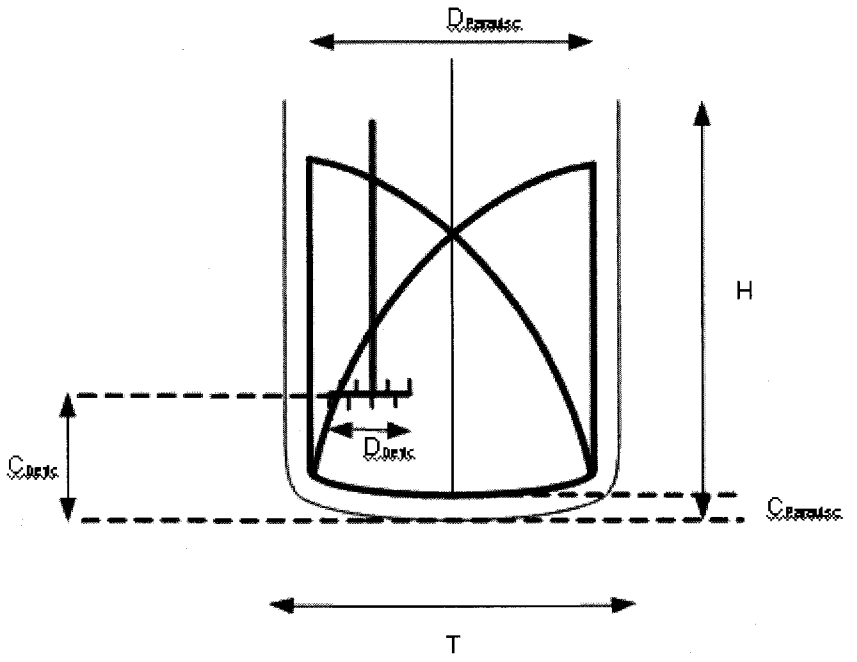


Figure 4-4 : Montage expérimental du mélangeur à deux arbres excentriques (Barar Pour et al., 2007)

Le système comporte les pièces mécaniques suivantes :

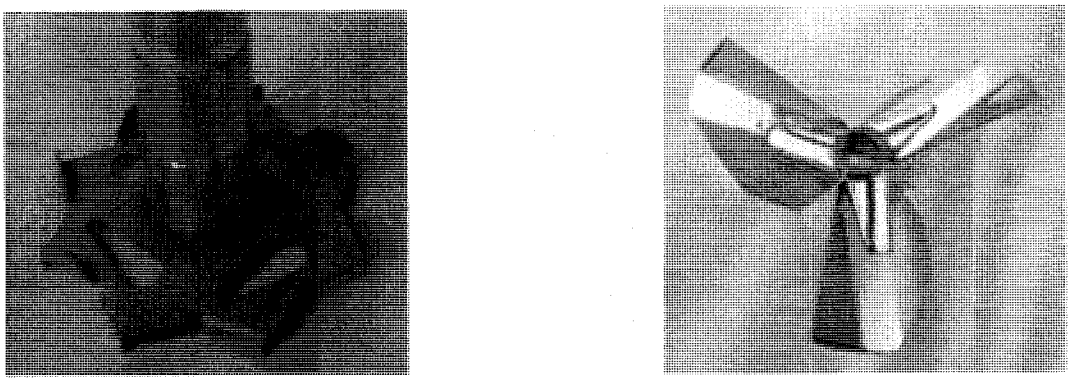
- Moteur à courant alternatif possédant une vitesse nominale de 1760 tours par minute. Ce moteur actionne le Paravisc.
- Moteur à courant alternatif possédant une vitesse nominale de 3600 tours par minute. Ce moteur actionne la turbine excentrée.
- Un couplemètre de la compagnie Lorenz de 30 N-m (précision de ± 0,1 % pleine échelle) pour le Paravisc.
- Un couplemètre de la compagnie Lorenz de 10 N-m (précision de ± 0,1 % pleine échelle) pour la turbine décentrée.
- Deux tachymètres optiques (précision ± 0,1 tpm) mesurant la vitesse de l'arbre rapide (turbine de dispersion) et la vitesse de l'arbre lent (Paravisc).
- Un réducteur de vitesse 15:1 diminuant la vitesse nominale à environ 115 tours par minute pour le Paravisc.
- Deux thermocouples placés sur la paroi de la cuve près de l'agitateur décentré.

Le montage expérimental utilisé lors de cette étude consiste en une cuve cylindrique de polycarbonate ayant une forme elliptique de diamètre interne de 0.39 m et de 0.58 m de hauteur. Le niveau de liquide est de 0.37 m et il a été maintenu constant durant tous les essais afin d'avoir un volume de 50 L. Lors de chaque essai, la turbine décentrée est maintenue à 1/3 de la hauteur du liquide dans la cuve.

Le système étudié comprend deux moteurs de vitesses variables. L'un contrôlant l'arbre décentré abritant l'agitateur tournant à haute vitesse et l'autre contrôlant l'arbre lent abritant le Paravisc. L'agitateur haute vitesse peut tourner de 0 à 1000 RPM et le Paravisc peut tourner de 0 à 60 RPM.

Le logiciel d'acquisition de données Labview, de National Instrument est utilisé pour contrôler les vitesses des agitateurs, ainsi que pour recueillir les données et les analyser.

Au moment des essais, deux turbines ont été étudiées: une turbine Deflo de 8 cm de diamètre ainsi qu'une Mixel TT de 9 cm de diamètre (voir Figure 4-5).



(a) **(b)**

Figure 4-5 : Agitateurs étudiés pour le mélangeur à deux arbres excentriques

a) Turbine Deflo ; b) Mixel TT

4.2 Rhéologie et fluides choisis

Les fluides newtoniens utilisés lors des essais sont obtenus par mélange de sirop de maïs et d'eau (solution de glucose). La plage de viscosité varie de 0.07 à 200 Pa-s et la masse volumique varie de 1250 à 1400 kg/m^3 selon la quantité de sirop de maïs utilisée. Étant donné que la viscosité du glucose est très sensible à la température, il est important de suivre l'évolution de la température dans la cuve afin de corriger la viscosité, le cas échéant. La viscosité des fluides a été déterminée à l'aide du rhéomètre Visco 88 de la Société Bohlin. Le mode de fonctionnement de ce viscosimètre est de type vitesse imposée. La géométrie de mesure de l'appareillage est de type «Couette».

4.3 Consommation de puissance

La consommation de puissance, quant à elle, a été déterminée à partir de la mesure du couple produit par l'agitateur en rotation. Les couplemètres utilisés font appel à une technologie de mesure sans contact. Contrairement aux systèmes traditionnels, la torsion de l'arbre n'est pas mesurée avec un système de jauges de contrainte, mais bien, avec une mesure de transmission de lumière. Un signal lumineux est envoyé au travers de deux disques. Le signal lumineux en sortie est donc, proportionnel au couple. Tout le système

électronique est situé dans un boîtier fixe et bien isolé. Ainsi, aucune source d'alimentation et d'énergie n'est transférée à l'arbre de torsion en rotation.

En pratique, le frottement mécanique causé par le système de guidage provoque une augmentation du couple mesurée. Une correction du couple doit donc, être faite, en déterminant le couple à vide pour chaque mesure. Ainsi, il est possible de lire le couple mesuré (M_m), d'en retirer le couple à vide (M_v) pour trouver le couple corrigé (M_c) :

$$M_c = M_m - M_v . \qquad \textbf{4-1}$$

La puissance dissipée par l'agitateur dans la cuve est calculée au moyen de l'équation suivante :

$$P = 2\,\pi\,N\,M_c \qquad \textbf{4-2}$$

où N est la vitesse de rotation du mobile en tours par seconde.

Afin de caractériser la puissance d'agitation en fonction des conditions opératoires, la phase expérimentale consiste à imposer une rampe de vitesse et à mesurer la valeur de la vitesse de rotation du mobile et du couple s'exerçant sur ce dernier.

4.4 Temps de mélange

La méthode qui a été utilisée tout au long de ce projet est de type colorimétrique et est basée sur la réaction rapide acide-base qui a été proposée par Lamberto et al. (1996). Cette technique visuelle permet d'évaluer le temps de mélange par le passage d'un indicateur de couleur jaune en milieu acide à la couleur pourpre en milieu basique.

L'indicateur utilisé est du bromocrésol pourpre (0,08 % massique) qui a la propriété de changer de couleur avec le pH de la solution (changement de couleur entre pH 6 et 7). En milieu acide (pH<6 environ), le traceur devient jaune et, en milieu basique (pH>7.6 environ), il devient pourpre. L'incorporation de 200 ml de bromocrésol dans la cuve est nécessaire pour avoir un changement brusque de couleur en fonction du pH. Quelques millilitres d'acide chlorhydrique HCl (10 M) ou d'hydroxyde de sodium NaOH (10M) sont mélangés à 500 ml de solution prélevée de la cuve de mélange. Ce mélange est important pour n'affecter de façon significative que la masse volumique du traceur (Foucault, 2004).

À chacune des expériences, le temps de mélange est mesuré lors du passage d'un pH basique à acide, car le changement de couleur de pourpre à jaune est plus facile à détecter. Au cours des expériences, une incrémentation d'environ

0,5 à 1 ml des réactifs est nécessaire afin d'assurer une réaction rapide et un changement de couleur qui est évident.

L'injection du traceur a été faite au même endroit à chaque essai (près de l'arbre central). Les temps de mélange sont obtenus en prenant la moyenne respective des valeurs de $t_{m,}$ et ce, pour trois essais successifs.

Le temps de mélange a été mesuré visuellement à l'aide d'un chronomètre, mais également à l'aide de la méthode d'analyse d'images développée par Cabaret et al. (2007). Cette technique permet d'enregistrer numériquement sur vidéo la réaction acido-basique dans la cuve de mélange. Le changement de couleur est alors quantifié à l'aide d'une méthode utilisant le seuil de l'intensité de coloration dans le modèle RVB. Ce processus permet une évaluation directe du degré d'évolution de la décoloration (macro-mélange). Cette technique est robuste, facile à mettre en œuvre et hautement reproductible. Elle possède un haut degré de fiabilité, de répétitivité et permet aussi d'évaluer le temps de mélange de façon précise en considérant la présence possible de zones mortes. De plus, les graphiques d'évolution du mélange apportent une information additionnelle sur l'efficacité du mélange et sur les principes de fonctionnement du mélangeur.

CHAPITRE 5 Étude numérique et expérimentale d'un mélangeur coaxial avec des fluides visqueux

5.1 Présentation de l'article

Cet article, publié en juillet 2007 dans la revue *Industrial and Engineering Chemistry Research*, présente une étude expérimentale et numérique d'un mélangeur coaxial comparant deux configurations du mélangeur : l'une couplant une ancre à une turbine Rushton (écoulement radial) et l'autre couplant l'ancre à un agitateur de type Mixel TT (écoulement axial). L'article présente donc une comparaison de ces deux configurations sur plusieurs plans : consommation de puissance, temps de mélange, patrons d'écoulement, capacité de pompage, ainsi que l'énergie de mélange. En effet, selon ces paramètres, la configuration Ancre-Mixel TT présente une plus haute efficacité que la configuration Ancre-Rushton dans les deux sens de rotation (co et contra-rotatif), ainsi qu'au cours du régime laminaire et du régime transitoire. Le mode co-rotatif présentait aussi une meilleure efficacité comparativement au mode contra-rotatif. Notons que, dans cet article, les corrélations de Foucault (2004) présentées précédemment (équations 2-24 à 2-27) ont été utilisées pour le calcul du nombre de Reynolds, du nombre de puissance ainsi que du temps de mélange.

5.2 Title : Numerical and experimental study of a dual shaft coaxial mixer with viscous fluids

Authors: Maya Farhat, Christian Rivera, Louis Fradette, Mourad Heniche and Philippe A. Tanguy

Affiliation: URPEI, Department of Chemical Engineering, École Polytechnique Montreal, P.O. Box 6079, Station Centre-Ville, Montréal, Qc, H3C 3A7, Canada.

5.2.1 Abstract

The performance of a coaxial mixer equipped with an anchor combined to either a radial or an axial impeller was investigated. The system was operated in both counter and co-rotating modes in the laminar and transition flow regimes. Experimental and numerical data regarding power consumption and mixing time were collected and compared. Based on these mixing efficiency criteria, the co-rotating mode was found to be a better choice for both impellers in the investigated flow regimes. The axial impeller was also found to be more efficient in terms of energy consumption and mixing energy compared to the Rushton turbine.

KEYWORDS. Coaxial mixer; Mixing time; Power consumption; Rushton turbine; Mixel TT, Computer flow simulation.

5.2.2 Introduction

Mixing operation is used in numerous industrial applications such as thermal homogenization, emulsification, fermentation and polymerization. Unfortunately, a universal mixing system does not exist for all these applications, and the design of a mixing system as well as its optimization is most often application-related. Several factors can affect the effectiveness of a mixing system namely the type of agitator, the flow regime and the product formulation. Many agitators have been developed in the last years to handle viscous and non-Newtonian problems encountered in industry (Tanguy et al., 1997): planetary mixer; off-centered double agitator; and coaxial mixer mounted with various agitator geometries, rotating at different speeds and operated in either co-rotating or counter-rotating modes.

In industrial applications, coaxial mixers are gaining in popularity due to their flexibility and good efficiency (Foucault et al., 2004) when the viscosity changes significantly during the process time. Although recent research work has shed some light on the performance of these mixers, their design is still mainly based on empirical knowledge, and research is needed to find the best way to optimally design, operate, and scale-up this versatile mixer.

In 2004, Foucault et al. studied three different dispersion disks namely a Deflo impeller, a Sevin impeller, and a Deflo-Sevin hybrid impeller. They found that the hybrid impeller-anchor combination was the most efficient for mixing in both rotating modes irrespective of the fluid rheology. They also studied minimum agitation conditions to achieve the just suspended state of solid particles (N_{js}) and they determined that N_{js} had lower values with the impellers having the best axial pumping capabilities. In 2005, Foucault et al. established new correlations based on impeller geometry for the generalized Reynolds number and the power number and they extended the concept of power master curve to coaxial mixers. Mixing time and power consumption master curves were obtained for Newtonian and non-Newtonian fluids based on a modified Reynolds number that takes into account the particular rotation configuration of the anchor-turbine in the coaxial system. They showed that the co-rotating mode was better than the counter-rotating mode in terms of mixing time. In 2006, Foucault et al. compared the performance of a Rushton turbine, a Sevin impeller, and a Deflo-Sevin dispersing disk. They concluded that the Rushton turbine was the most effective one in terms of homogenization. Recently, Rivera et al. (2006) examined the origin of the superior performance of the co-rotating mode by means of three dimensional finite element flow simulations. It was found that the reduced pumping action and the flow compartmentalization of the counter-rotating mode explain why the co-rotating operation is a better choice for the homogenization of viscous products.

The literature on coaxial mixing concentrates mainly on radial impellers and dispersing disks. Not much is known regarding the behavior of axial impellers, in particular whether the co-rotating mode is still a preferred mode of operation. The objective of this work is to examine this issue, and highlight the performance differences between a coaxial mixer provided with a radial flow impeller (Rushton turbine) and a coaxial mixer with an axial flow impeller. In order to achieve this objective, a dual methodology based on an experimental and numerical approach will be followed.

5.2.3 Materials and methods

5.2.3.1 Experimental setup

A fully instrumented coaxial mixer of 46 L shown in Figure 5-1 was used for the experiments. It consists of an impeller and an anchor mounted on two independently actuated coaxial shafts running respectively at high and low speed. The agitators considered are a radial turbine (Rushton) (Figure 5-2 (a)) and an axial impeller (Mixel TT) in pumping-down mode (Figure 5-2 (b)). The rig can be operated in co-rotating or counter-rotating mode.

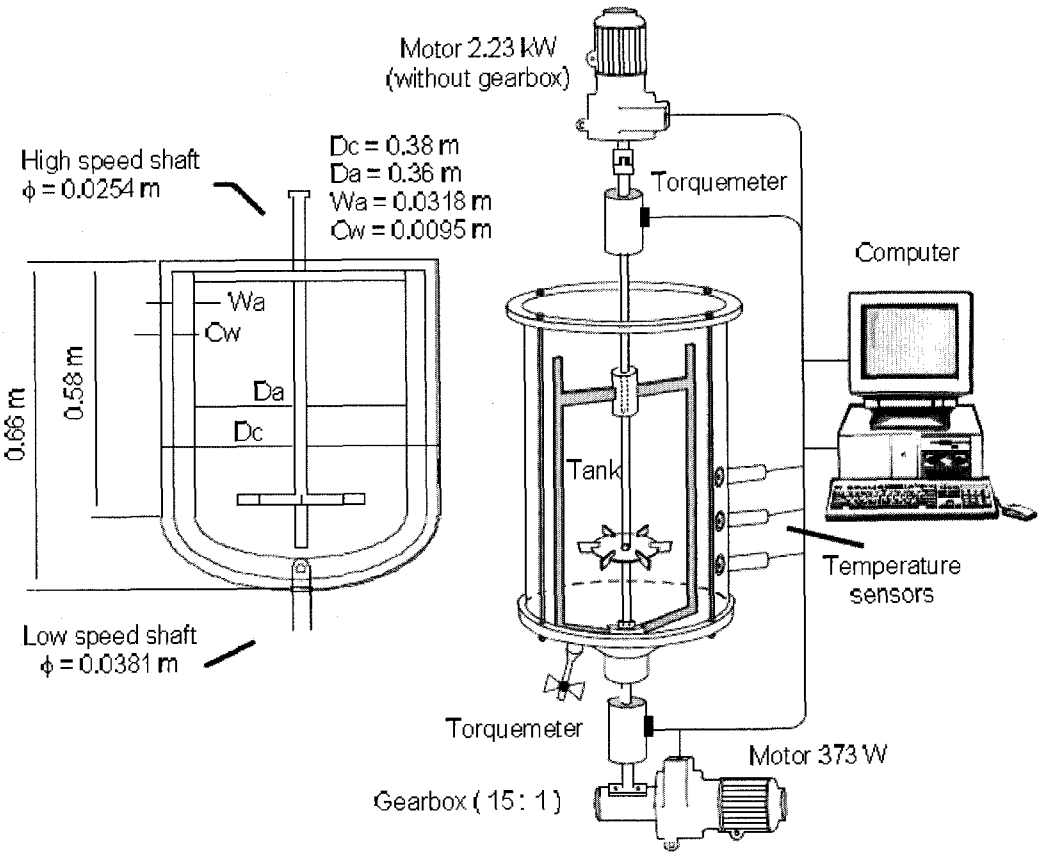
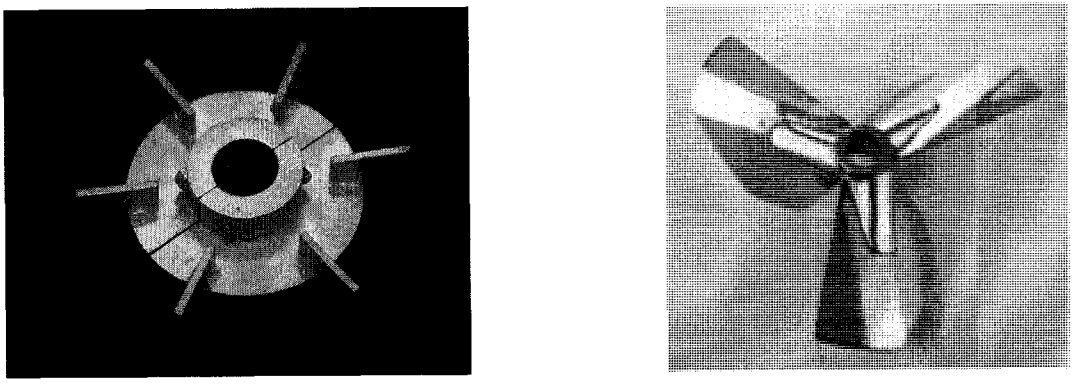


Figure 5-1 : Coaxial mixer setup



(a) **(b)**

Figure 5-2 : Agitators used in the work: a) Rushton turbine; b) Mixel TT.

Aqueous solutions of corn syrup were used for both combinations of anchor and impeller. The rheological properties of the fluids were determined with a Bohlin Viscometer 88-BV with Couette configuration. The viscosity of the corn syrup solutions was in the range of 1 to 10 Pa.s. The density was 1350 kg/m^3.

Co-rotating and counter-rotating modes with speed ratios (anchor:open impeller) of 1:10, 1:20 and 1:30 were investigated. These operating conditions were selected in order to avoid the formation of a vortex at the free surface. The power draw of each impeller was determined from the torque measurements given by the torquemeters installed on each shaft (Figure 5-1).

5.2.3.2 Numerical method

To predict numerically the unsteady three-dimensional flow field in a stirred tank, the incompressible Navier Stokes equations were solved using the finite element method.

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+v\cdot\nabla v\right)+\nabla p+\nabla\cdot\tau=f \qquad \textbf{5-1}$$

$$\nabla\cdot v=0 \qquad \textbf{5-2}$$

In equation 5-1, v is the velocity (m/s), p is the pressure (Pa), τ is the viscous stress (Pa) and f represents the body force (N/m^3).

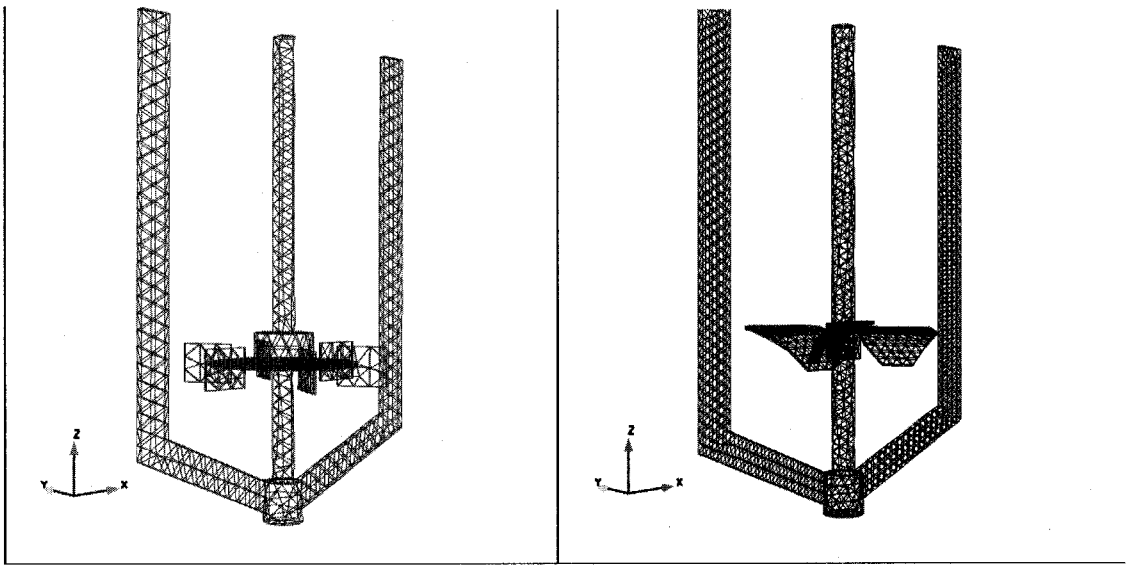
A Galerkin finite element method was used to solve the above equations. The locally mass conserving tetrahedral 9-node finite element P_1^+-P_0 (Moo-Young et al., 1972) that approximates the velocity with a super-linear polynomial and considers a constant pressure was employed for the discretization. A domain-embedded method (virtual finite element method or VFEM) was used to handle the moving impellers. It is useful to mention that within the VFEM framework a unique mesh is required during the computation and the impeller is discretized by moving control points that act as kinematics constraints through Lagrange multipliers on the governing Navier-Stokes equations.

The set of boundary and virtual conditions employed are expressed as follows:

- No normal velocity at the fluid surface (v_z=0);
- No slip condition at the vessel wall ($\mathbf{v}=\mathbf{0}$);
- Imposed velocity on the control points $\mathbf{v}(t)=\boldsymbol{\omega}\times\mathbf{r}(t)$.

The non-linear algebraic system arising from the discretization of the equations of change was resolved by a Newton-Raphson iterative scheme. For each set of variables namely the mixed velocity-pressure variables and the Lagrange multipliers variables, appropriate solution methods were selected, namely the velocity-pressure variables were computed by the ILU preconditioned TFQMR method that belongs to the class of Krylov linear iterative solvers, and the Lagrange multipliers were computed by the Uzawa algorithm. The coupling

between theses two sets of variables was made explicit. The reader is referred to Bertrand et al. (1997) for further details.



(a) (b)

Figure 5-3 : Virtual impellers employed in this work. a) Rushton-anchor impeller b) Mixel TT-anchor impeller

A 3D unstructured mesh created with I-DEAS (EDS) software was built using block partitions as in a previous work (Rivera et al., 2004). The final computational mesh required approximately 250,000 elements and 800,000 nodes yielding a system of approximately 2 million equations. Figure 5-3 shows the surface grids used to generate the control points representing the agitators (virtual objects).

The simulations were performed with commercial 3D finite element software POLY3D™ (*Rheosoft, Inc.*) developed in our group. The total memory requirement was approximately 2 GBytes. All simulations were run on an IBM p690 computer cluster. The visual post-processing of the results was carried out with Ensight software from CEI.

5.2.3.3 Power consumption

The power draw in the mixer P_{tot} was calculated based on the torque measured on each shaft. For data processing, we adopted the definition of Foucault et al. (2004 and 2005) for the Reynolds number and the power number. These definitions use a characteristic system mixing speed that takes into account the rotating mode, namely: $N = N_t - N_a$ in the co-rotating mode, $N = N_t + N_a$ in the counter-rotating mode and the limit case of only the Rushton turbine in rotation, $N = N_t$. The corresponding Reynolds numbers and power number are respectively

$$\mathrm{Re}_{co-rotation} = \frac{\rho(N_t - N_a)D_t^2}{\mu} \quad \textbf{and} \quad \mathrm{Re}_{counter-rotation} = \frac{\rho(N_t + N_a)D_t^2}{\mu} \qquad \textbf{5-3}$$

$$Np_{co-rotation} = \frac{P_{tot}}{\rho(N_t - N_a)^3 D_t^5} \quad \textbf{and} \quad Np_{counter-rotation} = \frac{P_{tot}}{\rho(N_t + N_a)^3 D_t^5} \qquad \textbf{5-4}$$

5.2.3.4 Mixing time

Mixing time was evaluated experimentally by means of a discoloration technique of a tracer based on fast acid-base reaction. An aqueous solution of

0.08% bromocresol purple was used as an indicator along with a basic solution of 10 N NaOH and an acidic solution of 10 N HCl. At a pH lower than 6, this indicator is yellow and it turns purple at a pH higher than 7.6. The fluid viscosity measurements as well as the mixing experiments were performed at room temperature (≈23°C).

To evaluate numerically the mixing time, the evolution of the position of massless particles was tracked using an element by element approach (Heniche et al., 2006). The particles were injected at the top of the tank to mimic the experimental procedure. The "volume percent" occupied by the particles (element-wise counting procedure) was followed to quantify the mixing performance for the different conditions investigated. In this way, it is possible to derive both the final mixing time and the mixing evolution pattern.

5.2.4 Results

5.2.4.1 Power consumption

Table 5-1 and Table 5-2 compare the experimental and numerical power number for several values of Re for Rushton turbine and Mixel TT coaxial systems, respectively. The discrepancy between experimental and numerical data is very low except in a few cases, which can be explained by the limited precision of the torquemeter when the measured torque is low. Figure 5-4

shows that the Mixel TT required less power at the same conditions than the Rushton turbine, confirming the usual trend with axial flow impellers.

Table 5-1 : Power consumption of the investigated scenarios for the Rushton-anchor coaxial system

Rotation mode	Viscosity (Pa.s)	Speed HS-LS (RPM)	Re	$Np_{Num.}$	$Np_{Exp.}$	Difference (%)
Co-rotating	10	150-5	13	8.04	7.20	11.66
Counter-rotating	10	150-5	14	6.90	7.15	3.49
Co-rotating	10	200-20	16	6.94	7.00	0.85
Counter-rotating	10	200-20	20	3.94	4.8	17.91
Co-rotating	5	200-10	34	5.37	5.35	0.37
Counter-rotating	5	200-10	38	4.28	5.32	19.54
Co-rotating	1	150-5	131	2.9	3.70	21.62
Counter-rotating	1	150-5	140	2.7	3.70	27.02

Table 5-2 : Power consumption of the investigated scenarios for the Mixel TT-anchor coaxial system.

Rotation mode	Viscosity (Pa.s)	Speed HS-LS (RPM)	Re	$Np_{Num.}$	$Np_{Exp.}$	Difference (%)
Co-rotating	10	150-5	13	4.20	3.97	5.48
Counter-rotating	10	150-5	14	3.63	3.77	3.86
Co-rotating	10	200-20	16	3.89	4.52	16.20
Counter-rotating	10	200-20	20	3.01	3.29	9.30
Co-rotating	5	200-10	34	2.36	2,67	13.14
Counter-rotating	5	200-10	38	1.87	2.00	6.95
Co-rotating	1	150-5	131	1.69	1.82	7.70
Counter-rotating	1	150-5	140	1.45	1.42	2.07

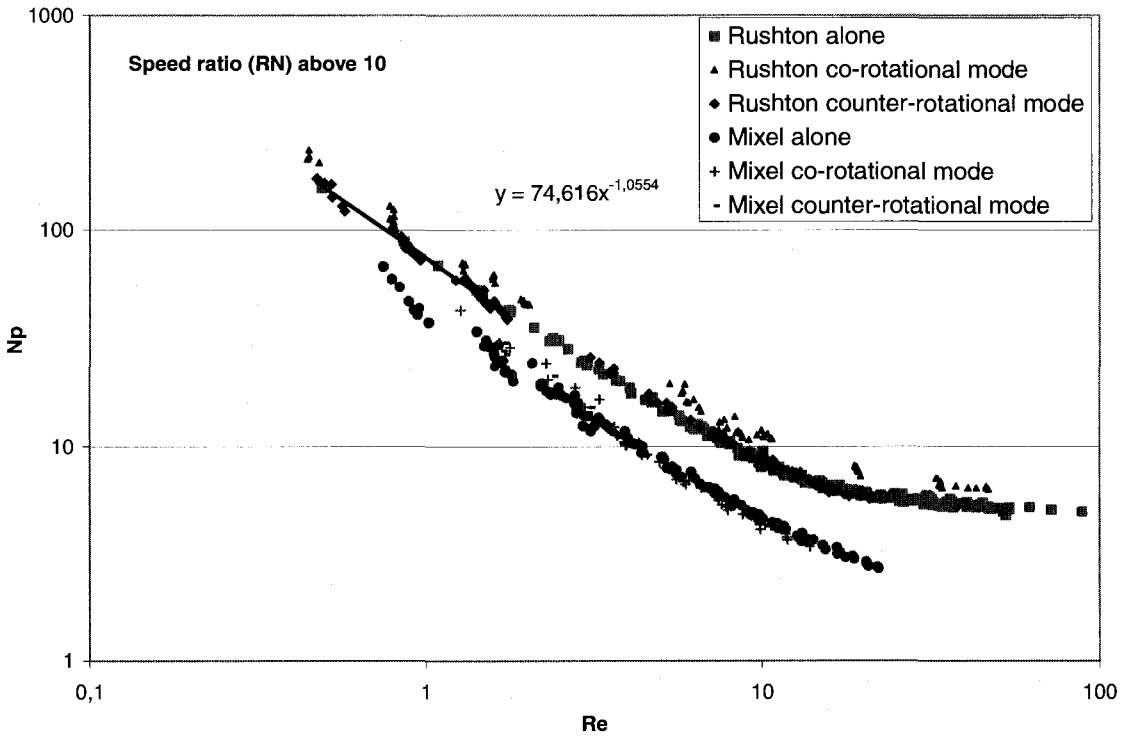


Figure 5-4 : Comparison of the experimental power curves for the Rushton turbine and the Mixel TT in the co-rotating mode, the counter-rotating mode and the turbine alone mode

5.2.4.2 Mixing time

Figure 5-5 presents the experimental dimensionless mixing time as a function of the Reynolds number for the Rushton turbine (Figure 5-5(a)) and for the Mixel TT (Figure 5-5(b)). Co-rotating and counter-rotating modes are both shown on those figures.

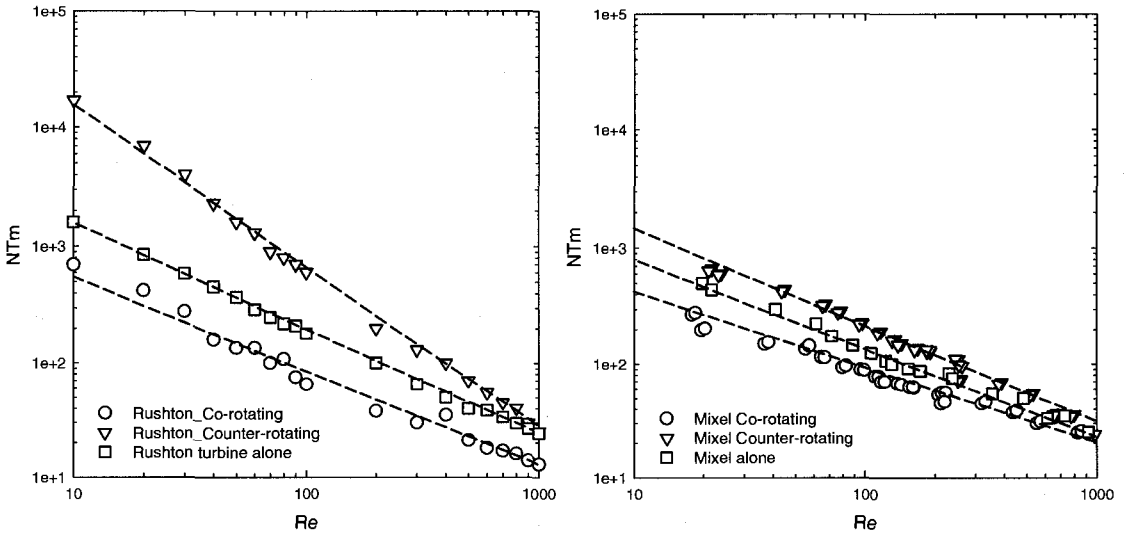


Figure 5-5 : Experimental mixing time curve for the coaxial mixer in (a) Rushton-anchor system; (b) Mixel-anchor system

The mixing time curves clearly demonstrate the superiority of the co-rotating mode over the counter-rotating mode from a fluid circulation point of view. The Moo-Young correlation $N \cdot tm = A \cdot \mathrm{Re}^{-B}$ was employed to quantify this trend (Moo-Young et al., 1972). Table 5-3 gives the parameters of the correlation.

Table 5-3 : Parameters of the Moo-Young correlation for the investigated coaxial configurations

Coaxial system	Operation mode	A	B
Rushton-Anchor	Co-rotating	3 300	0.78
Rushton-Anchor	Counter-rotating	300 000	1.32
Mixel_TT-Anchor	Co-rotating	1 295	0.59
Mixel_TT-Anchor	Counter-rotating	10 390	0.85

As it can be observed, the dimensionless mixing time for the Rushton-based system is more sensitive to Reynolds number changes since the Reynolds number exponents (B parameter) are larger than the ones obtained for the Mixel TT irrespective of the operation mode. It is worth mentioning that the dimensionless mixing times for large Reynolds number (Re>1000) were constant and slightly smaller in the case of the Mixel TT (Nt_m = 23) than for the ones obtained for the Rushton turbine (Nt_m = 25).

Figure 5-6 presents the evolution of the particle concentration with the Rushton turbine coaxial system obtained by numerical simulation. Here again, the co-rotating mode appears to perform better than the counter-rotating mode. This is consistent with the fact that the anchor and the turbine rotate in the same direction allowing a synergetic action that has a strong positive influence on the mixing performance as already observed in previous investigation (Foucault et al., 2005 and Rivera et al., 2006).

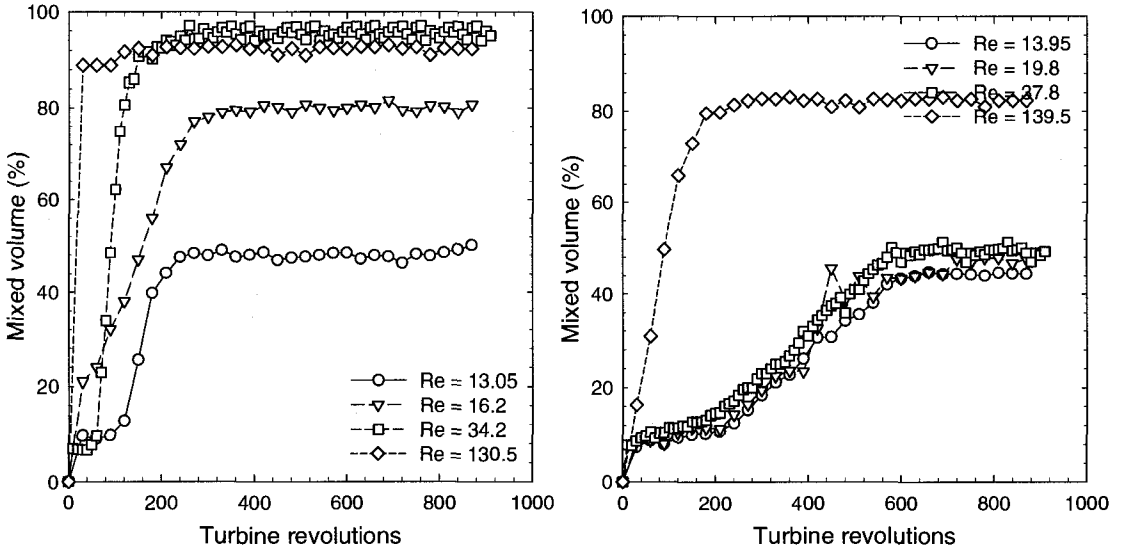


Figure 5-6 : Numerical mixed volume percent evolution for the Rushton turbine coaxial system at different Reynolds numbers. a) Co-rotating mode b) Counter-rotating mode

The numerical results of Figure 5-6 compare very favourably with the experimental results (Figure 5-5(a)) and also show that the mixing time in the co-rotating mode is significantly lower than in the counter-rotating mode. In fact, in the counter-rotating mode, the value of the mixed volume is lower than in the co-rotating mode and the turbine speed needs to be increased in order to obtain a finite mixing time.

As shown in Figure 5-7, for the case of the Mixel TT, the numerical results are similar to the ones obtained with a Rushton turbine, that is mixing in the co-

rotating mode is faster and even more so when the Reynolds number is increased (Figure 5-5(b)).

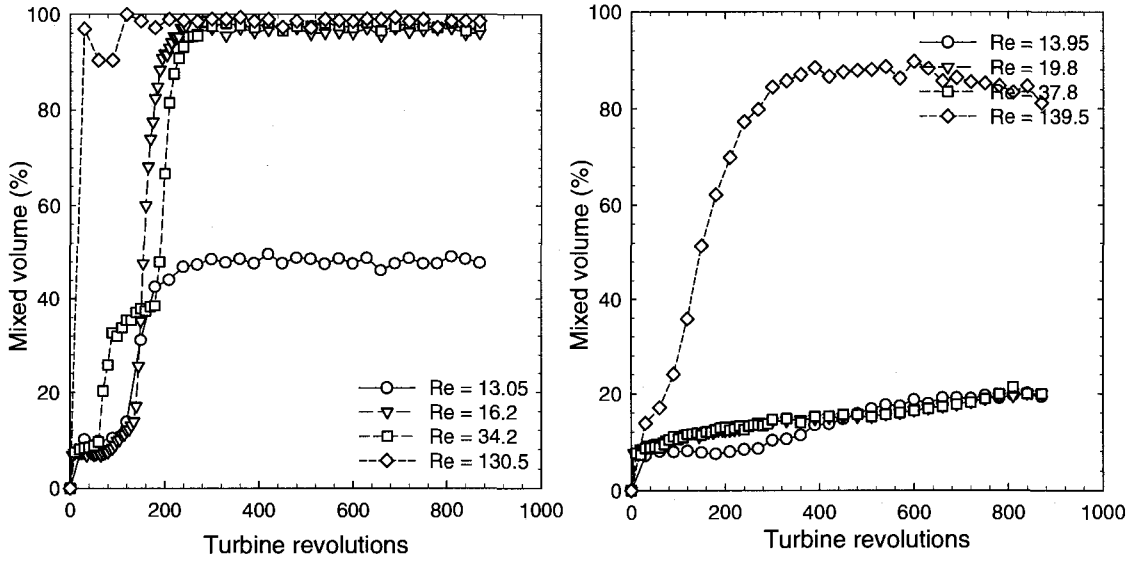


Figure 5-7 : Tracer evolution for the Mixel TT coaxial system at different Reynolds numbers. a) Co-rotating mode b) Counter-rotating mode

When we compare the mixing time for both coaxial systems (Rushton-anchor versus Mixel-anchor), the mixing time is much lower in the case of the Mixel TT coaxial system. Here again, similar trends were found in the experimental part.

It is interesting to note that the tracer evolution curves allow identifying not only the final mixing time but the quality of mixing. For comparative purposes, Figure 5-8 presents the percentage of mixed volume as function of Reynolds

number for both impellers, which correspond to the plateau values of Figure 5-6 and Figure 5-7. As it can be observed, the mixed volume for both impellers in co-rotating mode is above 80% for Reynolds numbers higher than 20. On the other hand, in counter-rotating mode, the Rushton turbine has about twice the size of the mixed volume generated by the Mixel TT for the cases where the Reynolds numbers is below 40.

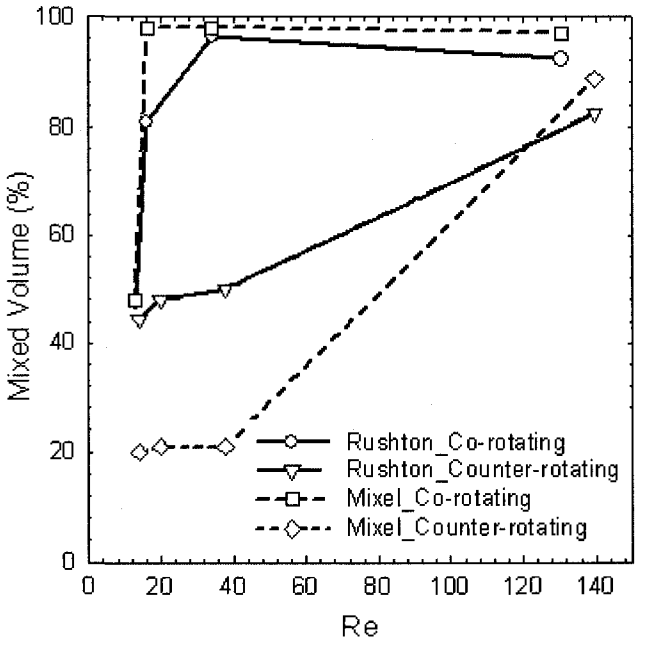
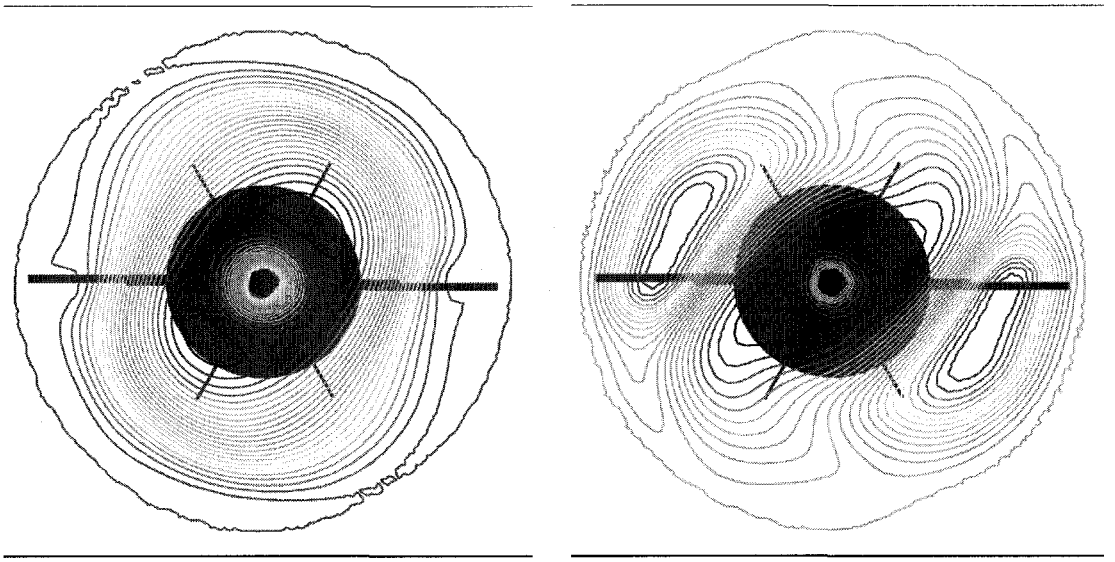


Figure 5-8 : Quality of mixing for the investigated scenarios.

5.2.4.3 Flow patterns

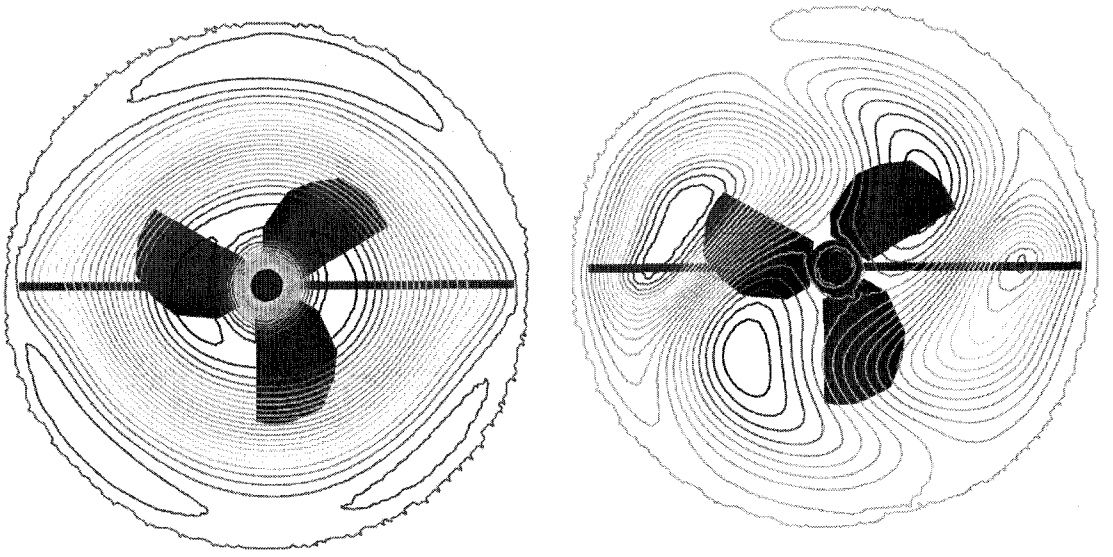
To explain the above mixing performances, we show in Figure 5-9 and Figure 5-10 the computed streamlines profiles in both mixers (top view) on a XY

cross-section plane located at a distance of 0.25m (40% height) from the bottom of the tank. It can be seen that a secondary circulation region is formed around the anchor when the impellers are in counter-rotating mode and the size of the well mixed region tends to shrink and generate a segregated flow.



(a) (b)

Figure 5-9 : Streamlines for the Rushton-anchor coaxial system in the XY plane at 0.25 m from the bottom (40% height): (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5



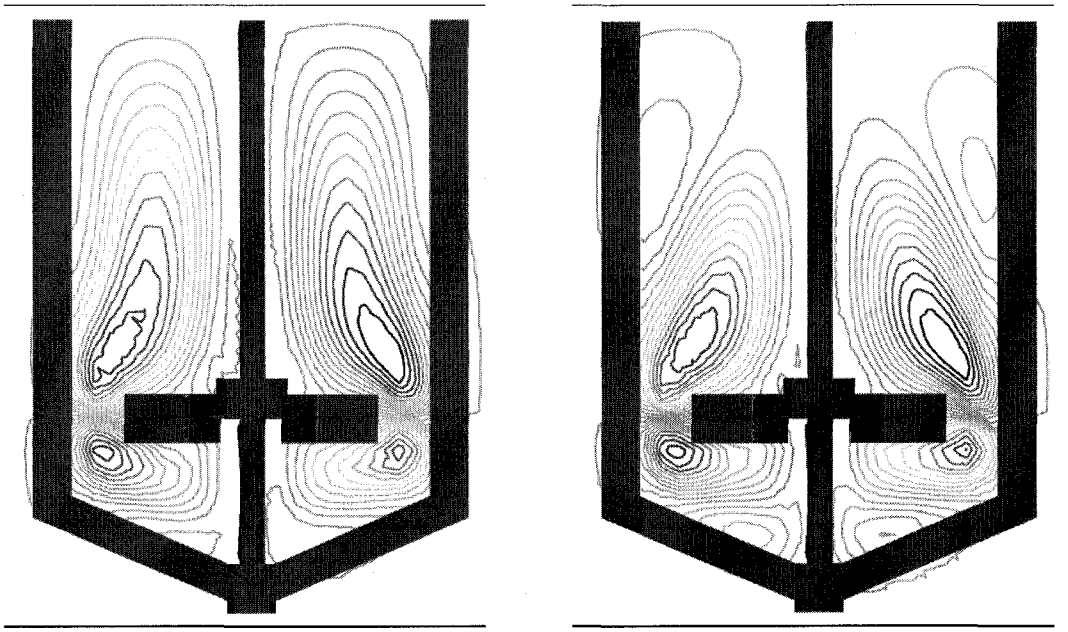
(a) (b)

Figure 5-10 : Streamlines for the Mixel TT-anchor coaxial system in the XY plane at 0.25 m from the bottom (40% height): (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5

The same observations were made visually in the vessel. In fact, the segregated zone was much smaller in the co-rotating mode compared to the counter-rotating mode. In some studied cases, using the same mixing conditions (same speed, same viscosity, etc.), the co-rotating mode did not show any segregated zones and the counter-rotating mode exhibited some dead zones. This also explains the mixing performances from Figure 5-6 and Figure 5-7.

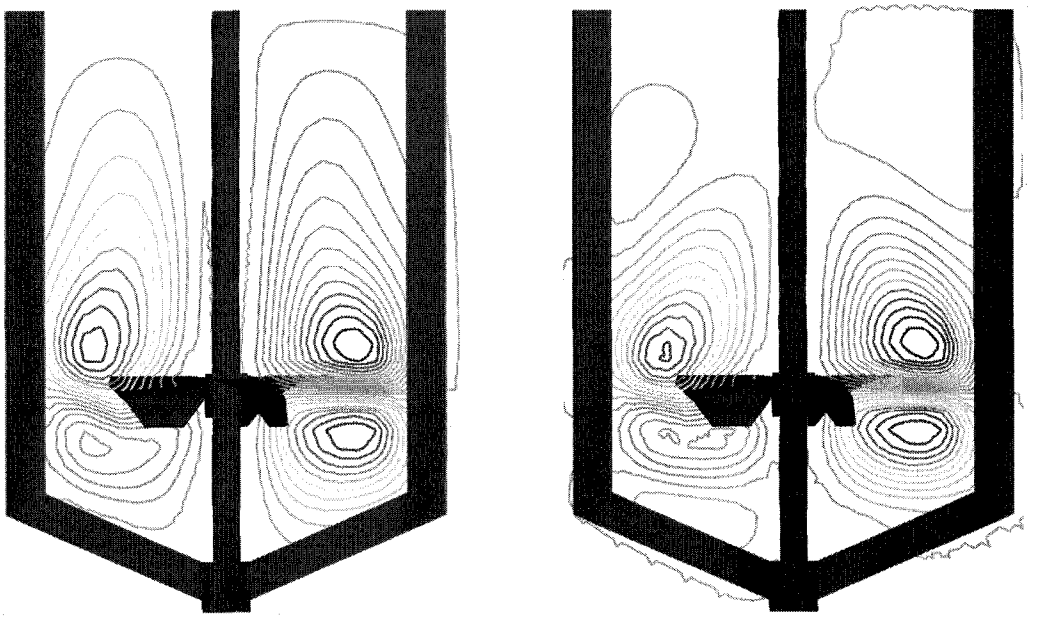
On the other hand, the differences in flow patterns for co-rotating and counter-rotating can be better observed in the XZ streamlines planes as Figure 5-11

and Figure 5-12 present. For both systems, when the impellers are counter-rotating, there is an overall contraction of the well mixed zone that reduces the pumping action mainly on the top of the tank. This shrinking phenomenon is considerably more pronounced for the Mixel TT system as it can be seen from Figure 5-11b and Figure 5-12b. This explains the results obtained from the mixing quality plot (Figure 5-8) where the Rushton system gave a better performance than the Mixel TT mixer in counter-rotating mode.



(a) **(b)**

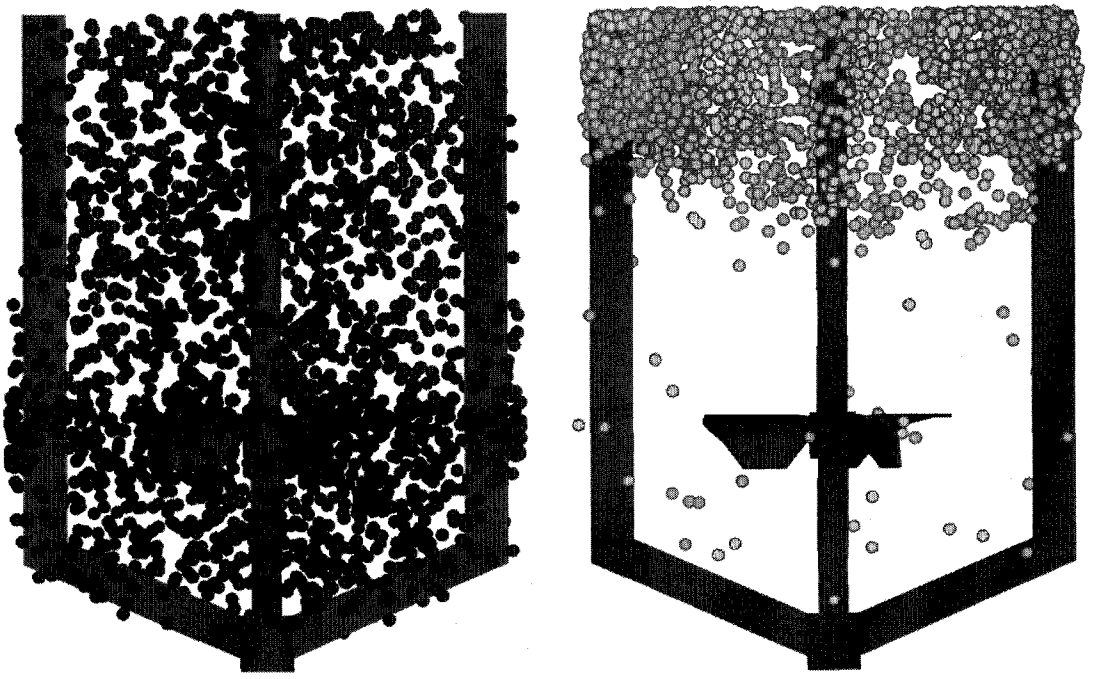
Figure 5-11 : Streamlines for the Rushton-anchor coaxial system in the XZ plane: (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5



(a) (b)

Figure 5-12 : Streamlines for the Mixel TT-anchor coaxial system in the XZ plane: (a): Co-rotating mode, Re = 130.5; (b): Counter-rotating mode, Re = 139.5

The reduction of the pumping action causes the tracers injected at the top of the tank to stagnate close to the free surface of the coaxial mixer when it is operated in the counter-rotating mode. To illustrate this phenomenon, Figure 5-13 shows the dispersion of tracers for both counter-rotating and co-rotating modes of a Mixel-anchor coaxial mixer. It is remarkable how well the unmixed volume of Figure 5-13b matches the streamlines shown in Figure 5-12b above.



(a) (b)

Figure 5-13 : Tracers dispersion for the coaxial system using a Mixel TT at 150:5 RPM and 1 Pa s fluid after 150 turbine revolutions. a) co-rotating b) counter-rotating

5.2.4.4 Pumping capacity

To better illustrate the distributive mixing capabilities of the two configurations, the pumping capacity was numerically determined from the CFD velocity data. Figure 5-14 and Figure 5-15 illustrate the axial flow profiles in two cross-sections in the XY plane at 0.08 and 0.28 m from the bottom of the vessel. The axial flow differences between the co-rotating and counter-rotating modes for both the Rushton and the Mixel TT impellers are noteworthy, the co-rotating axial flow being always more intense. Furthermore, for these specific

conditions, the axial flow produced by the Rushton turbine system seems to be stronger than the one produced by the Mixel TT irrespective of the operation mode.

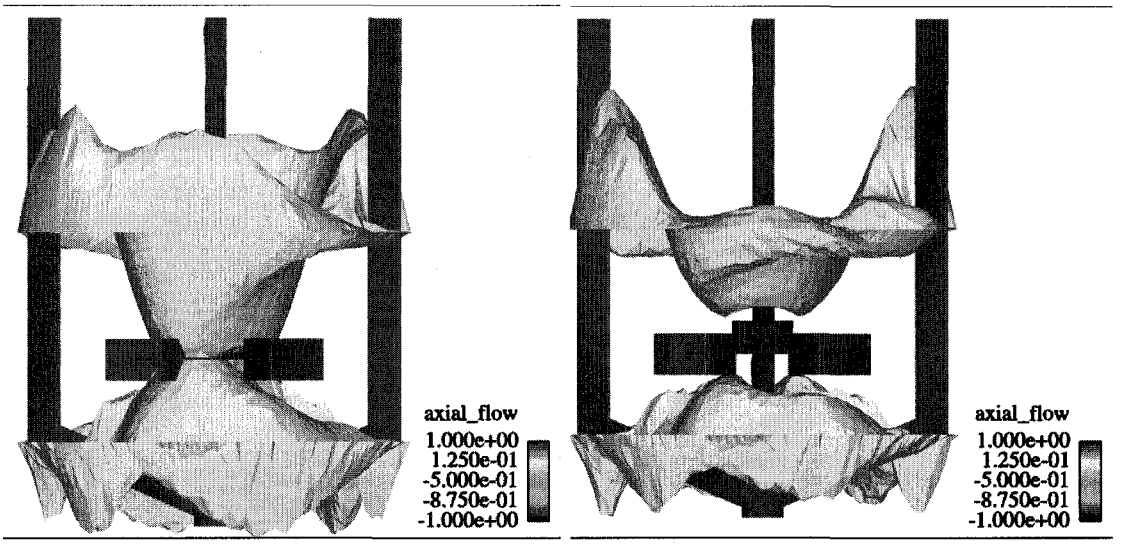


Figure 5-14 : Axial flow (m/s) for the coaxial system using a Rushton-anchor coaxial system at 150:5 RPM and 1 Pa s fluid a) co-rotating b) counter-rotating

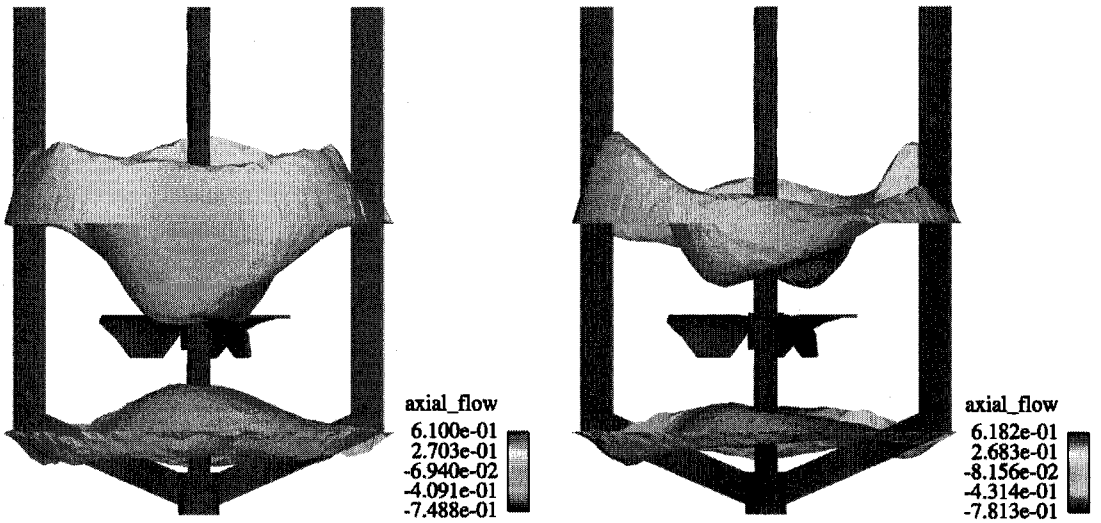


Figure 5-15 : Axial flow (m/s) for the coaxial system using a Mixel TT-anchor coaxial system at 150:5 RPM and 1 Pa s fluid a) co-rotating b) counter-rotating

To give a further insight of the above phenomena, the axial, tangential and radial pumping numbers were computed following Rivera et al. (2004). As illustrated in Figure 5-16, the axial pumping numbers increase with the Reynolds number. The data on the figure also confirms that the Rushton turbine seems to be more effective in terms of axial pumping than the Mixel TT, a surprising result considering the axial discharge nature of the Mixel TT impeller. However, a fair comparison should involve a comparison of the pumping capacity for the two mixers at the same power consumption.

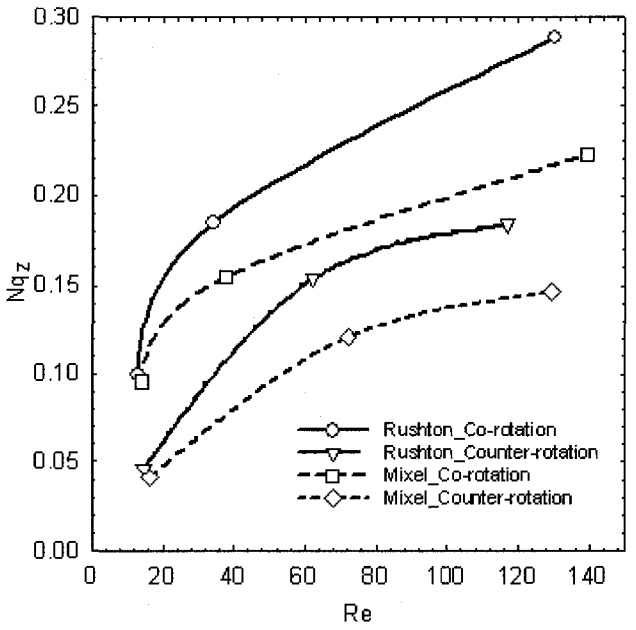


Figure 5-16 : Axial pumping number of the different studied configurations

To clarify the intensity of axial pumping, we have plotted in Figure 5-17 the variation of the ratio (axial pumping)/(overall pumping) vs. the Reynolds number. A representative global pumping number can be defined as

$$Nq = \sqrt{Nq_r^2 + Nq_\theta^2 + Nq_z^2} \qquad \textbf{5-5}$$

where the sub-indexes r, θ and z stand for radial, tangential and axial directions, respectively.

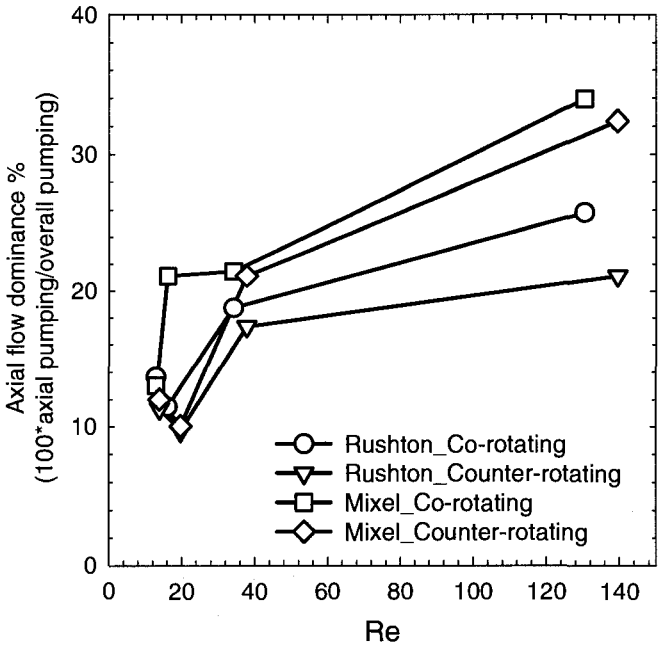


Figure 5-17 : Axial flow dominance for the different studied configurations

It appears clearly that the contribution of the axial pumping to the overall flow is more important with the Mixel TT system than for the Rushton turbine mixer. The relatively low ratio value (20-30%) is explained by the fact that the mixer is operated in the laminar/early transition regime where the flow of axial impellers is predominantly radial promoting mostly a tangential oriented velocity flow field.

5.2.4.5 Mixing energy

Since the generation of an adequate flow circulation is a challenging task in the mixing of viscous fluids, a comparison of the portion of the total energy spent in

pumping is worth investigating. For this purpose, the ratio of the head number over the pumping number (Rivera et al., 2004) (Nh/Nq) can be readily used namely

$$N_h = \frac{2gH}{\pi^2 N^2 D^2} \qquad \textbf{5-6}$$

where

$$H = \frac{P}{\rho g Q} = \frac{NpND^2}{N_q g \pi^2} \qquad \textbf{5-7}$$

A low value of Nh/ Nq implies that most of the energy is consumed for pumping; on the contrary a large value indicates that the system is dissipative (dispersive mixing) and therefore a very large amount of energy is required to maintain the pumping performance. The results of this analysis are shown in Figure 5-18. It can be observed that the Mixel TT system generates an overall pumping with less energy, and even more so when the Reynolds number increases. On the other hand, the Rushton turbine system requires more energy to generate the same pumping especially in the counter-rotating mode where the shearing action is more intense.

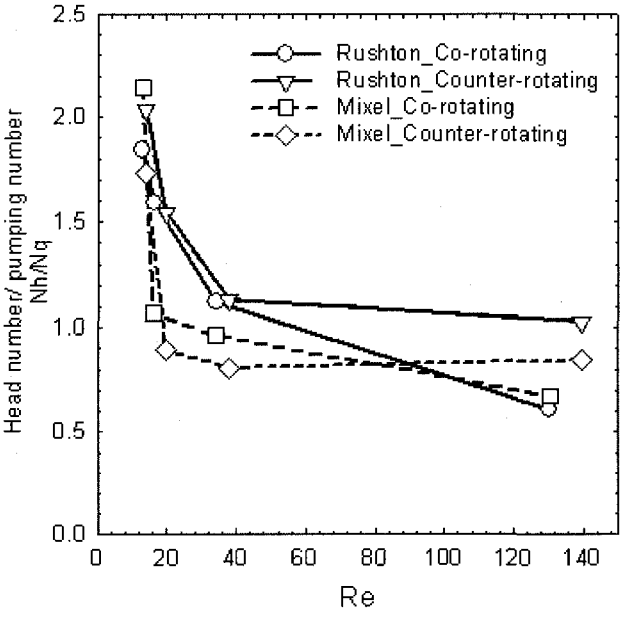


Figure 5-18 : Head number/pumping number ratio for the different studied configurations

Finally to assess the mixing effectiveness, the variation of the dimensionless mixing energy, E_{mix} = $Np.Nt_m$, is shown vs. the Reynolds number in Figure 5-19. The fact that the Mixel TT consumes much less energy than the Rushton turbine to achieve the same result appears clearly, which makes the Mixel TT more attractive for mixing operations where energy cost is an issue.

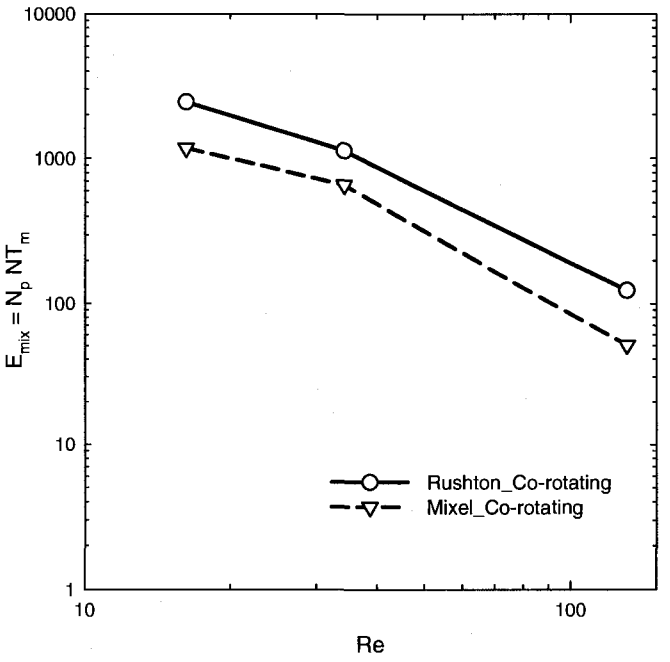


Figure 5-19 : Dimensionless mixing energy for the different studied configurations

5.2.5 Conclusion

The objective of this work was to put in evidence the differences in the flows produced by two coaxial mixer configurations in counter- or co-rotating modes for viscous fluids. The configurations included an anchor rotating at low speed, and either a radial impeller (Rushton turbine) or an axial impeller (Mixel TT), rotating at high speed while remaining in the laminar and transitional flow regimes. The numerical and experimental results both showed that the Mixel TT requires less power and exhibits lower mixing time than the Rushton turbine at comparable Reynolds number. Furthermore, the co-rotating mode proved once again to be more efficient than the counter-rotating mode in terms of

mixing time as it was found by the previous work of Foucault et al. (2004, 2005 and 2006). The CFD analysis helped demonstrate that the co-rotating mode generates a more distributed flow in a larger volume of the vessel compared to the counter-rotating mode. On the other hand, surprisingly, the axial flow of the Rushton turbine was found more intense than the one produced by the Mixel TT at the same Reynolds number. However, when compared on a total flow basis, the Mixel TT generates higher flow than the Rushton turbine at comparable Reynolds number. In fact, we were able to demonstrate that, in the laminar and early transition regimes, the flow of an axial impeller is predominantly radial promoting mostly a tangential flow field. Finally, on a mixing energy basis, Mixel TT proved to have a higher performance than the Rushton turbine. Consequently, using the experimental and numerical results provided in this paper, it can be concluded that the pumping-down Mixel TT in co-rotating mode represents the most energy efficient mode of all the investigated scenarios. Hence, the Mixel TT coaxial configuration is more attractive for mixing operations where energy cost is an issue.

5.2.6 Acknowledgements

The support of NSERC and the research consortium on Non-Newtonian Innovative Mixing Technologies is gratefully acknowledged.

5.2.7 Nomenclature

C_w = gap between the anchor and the wall, m

E_{mix} = mixing energy

D_a = diameter of the anchor, m

D_c = diameter of the tank, m

D_t = diameter of the central turbine, m

H = fluid height in the mixing tank, m

H_c = height of the tank, m

K_p = power constant (Newtonian fluid)

M = torque, N.m

M_c = corrected torque, N.m

M_m = measured torque, N.m

M_r = residual torque, N.m

N = rotational speed, rps

n = unit normal vector

N_a = rotational speed of the anchor, rps

N_p = power number

N_q = flow number

$N_{q,r}$ = flow number, radial

$N_{q,\theta}$ = flow number, tangential

$N_{q,z}$ = flow number, axial

N_t = rotational speed of the central turbine, rps

P = power, W

P = pressure, Pa

Q = pumping rate, m^3/s

R_e = Reynolds number

R_N = speed ratio, Nt/Na

T = diameter of the mixing tank, m

t = time, s

5.2.8 Literature cited

Bertrand, F.; Tanguy, P.A.; Thibault, F. A Three-Dimensional Fictitious Domain Method for Incompressible Fluid Flow Problems. *Int. J. Num. Meth. Fluids*, **1997**, *25*, 719-736.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Mixing time in coaxial mixers with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2006**, *45*(1), 352-359.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Power Characteristics in Coaxial Mixing: Newtonian and Non-Newtonian Fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2005**, *44*, 5036-5043.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids. *Chem. Eng. and Technol.* **2004**, *27* (3), 324-329.

Freund, R.W. A transpose-free quasi-minimum residual algorithm for non-Hermitian linear systems. *SIAM J. Sci. Comput.* **1993**, *14*,470-482.

Heniche, M.; Tanguy, P.A. A new element-by-element method for trajectory calculations with tetrahedral finite element meshes. *Int. J. Num. Meth. Eng.* **2006**, 67 (9), 1290-1317.

Moo-Young, M.; Tichar, K.; Dullien, F.A.L. Blending efficiencies of some impellers in batch mixing. *AIChE Journal.* **1972**, *18* (1), 178-182.

Rivera, C.; Foucault, S.; Heniche, M.; Espinosa-Solares, T.; Tanguy, P.A. Mixing analysis in a coaxial mixer. *Chem. Eng. Sci.* **2006**, *61* (9), 2895-2907.

Rivera, C.; Heniche, M.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. A virtual finite element model for centered and eccentric mixer configurations. *Comput. Chem. Eng.* **2004**, *28*, 2459–2468.

Tanguy, P.A.; Thibault, F.; Brito-de la Fuente, E.; Espinosa-Solares, T.; Tecante, A. Mixing performance induced by coaxial flat blade-helical ribbon impellers rotating at different speeds. *Chem. Eng. Sci.* **1997**, *52* (11), 1733-1741.

CHAPITRE 6 Revue de la performance d'un mélangeur coaxial

6.1 Présentation de l'article

Cet article, publié en mai 2008 dans la revue *Industrial and Engineering Chemistry Research*, présente une étude expérimentale d'un mélangeur coaxial muni du même type de turbines centrales, mais de diamètres différents. L'article présente donc une comparaison de la performance du mélangeur selon les différents diamètres de la turbine centrale. Ainsi, il a été démontré que le mode co-rotatif présente une plus haute efficacité avec toutes les turbines lorsqu'il est comparé au mode contra-rotatif et ce, selon tous les critères d'efficacité de mélange tels que la consommation de puissance, le temps de mélange, ainsi que l'énergie de mélange. Il a également été démontré que, lorsque le ratio diamètre de la turbine par rapport au diamètre de la cuve est égal à environ 1/3, une meilleure performance en termes de critères de mélange est obtenue dans le régime laminaire et en début de régime transitoire. Vers la fin du régime transitoire et en régime turbulent, la meilleure performance est obtenue lorsque l'ancre est au repos. De plus, dans ces régimes, le ratio de diamètre optimal est de 1/2. De nouvelles définitions du nombre de Reynolds et du nombre de puissance, basées sur de nouvelles dimensions caractéristiques du diamètre et de la vitesse, ont également été

présentées dans cet article. Ces corrélations se sont avérées applicables pour des agitateurs radiaux et axiaux.

6.2 Title : Revisiting the performance of a coaxial mixer

Authors: Maya Farhat, Louis Fradette and Philippe A. Tanguy

Affiliation: URPEI, Department of Chemical Engineering, École Polytechnique Montreal, P.O. Box 6079, Station Centre-Ville, Montréal, Qc, H3C 3A7, Canada.

6.2.1 Abstract

The performance of a coaxial mixer combining an anchor and a Rushton turbine was investigated for different diameter ratios and rotating modes in the laminar and transition flow regimes. Based on mixing efficiency criteria, this study confirmed that the co-rotating mode is consistently yielding the best results in the laminar and early transition regimes. The best performance was obtained for a turbine to tank diameter ratio of 1/3. In the upper transition and turbulent regimes, the best performance was obtained with the anchor at rest acting like two opposed baffles. With such a configuration, the optimum diameter ratio was found to be 1/2. New definitions of Reynolds number and power number were also introduced based on new characteristic diameter and

speed. These correlations shown to be applicable for radial and axial impellers and are significantly better than the ones proposed in the literature.

6.2.2 Introduction

Mixing is a core technology in many industrial processes, and the range of possible mixing tasks is such that a universal mixing system does not exist. One flexible device that can be used is the coaxial mixer, which combines a close-clearance impeller and a high-speed central turbine. This mixer is gaining rapid acceptance due to its flexibility dealing with complex viscosity conditions and evolving rheologies. The design and operation of such coaxial mixers is at present mainly based on empirical knowledge.

The literature on coaxial mixing is fairly recent. In 1999, Thibault studied the suspension of solids in liquids in a coaxial mixer for the preparation of paper-coating fluids. He found that the coaxial mixer consumes much less energy than the typical dispersing turbines used in coating kitchens and that the presence of a bottom anchor was beneficial to the solid resuspension in the whole tank. Thibault and Tanguy (2002) determined the power consumption of a coaxial mixer consisting of an anchor combined with a pitched-blade turbine operating in the counterrotating mode. They showed that the power consumption of the anchor was not the major source of power consumption in the coaxial mixer. They also proposed a correlation to predict the overall mixer

power consumption. However, they did not evaluate the contribution of each agitator on the total power consumption. In 2003, Köhler and Hemmerle investigated the power characteristics of a counter-rotating coaxial system consisting of a four-blade paddle coupled with an anchor in the transition and turbulent regimes. They concluded that the speed ratio between the inner and the outer agitator has a major influence on the power draw. In 2004, Foucault et al. compared the performance of a coaxial mixer mounted with three commercial sawtooth dispersion disks. They found that the most efficient configuration in terms of mixing time with Newtonian and non-Newtonian fluids in co- and counter-rotating modes was obtained with the dispersing disk having the best downpumping characteristics. They also concluded that the co-rotating operation allowed for a reduction in the mixing time and that, for the same power consumption, the co-rotating mode was more effective than the counter-rotating mode regardless of the rheology. In 2005, Foucault et al. introduced new correlations for the generalized Reynolds number and power number and extended the classical design concept of power master curve to coaxial mixers. Mixing time and power consumption master curves were obtained for Newtonian and non-Newtonian fluids based on a modified Reynolds number that takes into account the particular rotation configuration of the anchor turbine in the coaxial system. They showed that again the co-rotating mode was better than the counter-rotating mode in terms of mixing time. In 2006, Foucault et al. compared the performance of three different impellers, namely, a Rushton

turbine, a Sevin disperser, and a new hybrid dispersing disk in co- and counterrotating modes with Newtonian and shear-thinning fluids. Once again, the co-rotating mode was found to be the most energy efficient. In terms of impellers, the Rushton turbine was the most effective in terms of mixing time followed by the Sevin dispersing disk. Also, in 2007, Rudolph et al. used the correlations of Foucault et al. and a master curve technique to study a co-rotating coaxial mixer consisting of a dual set of A200 impellers and an anchor impeller in the laminar and turbulent regimes. They showed that the power draw of the A200 was not affected by the speed of the anchor but that, in contrast, the close clearance impeller was affected by the speed of the A200. The power drawn by the anchor seemed to decrease when the tip speed ratio increased. Using CFD simulations, Rivera et al. (2006) recently proposed an explanation on the origin of the superior performance of the co-rotating mode by highlighting the significant difference in the flow patterns and pumping mechanisms vs the rotating modes. Farhat et al. (2007) compared the performance of a radial and an axial impeller using physical and CFD experiments. The axial impeller was found to be more efficient in terms of energy consumption and mixing energy compared to the Rushton turbine. Based once again on the power consumption point of view, it was also found that the co-rotating mode was more efficient than the counter-rotating mode.

Research investigations have so far focused on the characterization of the performance of coaxial mixers vs their configuration and operating mode. There is still a significant gap in knowledge regarding the reliability of the master curve correlations proposed, the confirmation of the universality of the co-rotating mode superior performance across the three mixing regimes (laminar, transition, and turbulent), and the effect of the turbine diameter if any. The objective of the present work is to address these issues.

6.2.3 Materials and methods

6.2.3.1 Experimental setup

The fully instrumented coaxial mixer of 46 L shown in Figure 6-1 and described in Foucault et al. (2005) has been used for the experiments. It consists of an impeller and an anchor mounted on two independently actuated coaxial shafts running respectively at high and low speed. The rig can be operated in co-rotating or counter-rotating mode. The power draw of each impeller can be determined using the torque meters installed on each shaft.

In the present work, the impellers mounted on the high-speed shaft are Rushton turbines (Figure 6-2) with four different diameters: 9, 12.5, 15.8, and 20 cm.

Aqueous solutions of corn syrup have been used as the working fluids. The rheological properties of the fluids determined with a Bohlin Viscometer 88-BV (Couette configuration) show that they are Newtonian fluids. Their viscosity ranges from 1 to 30 Pa-s and their density between 1300 and 1350 kg/m3.

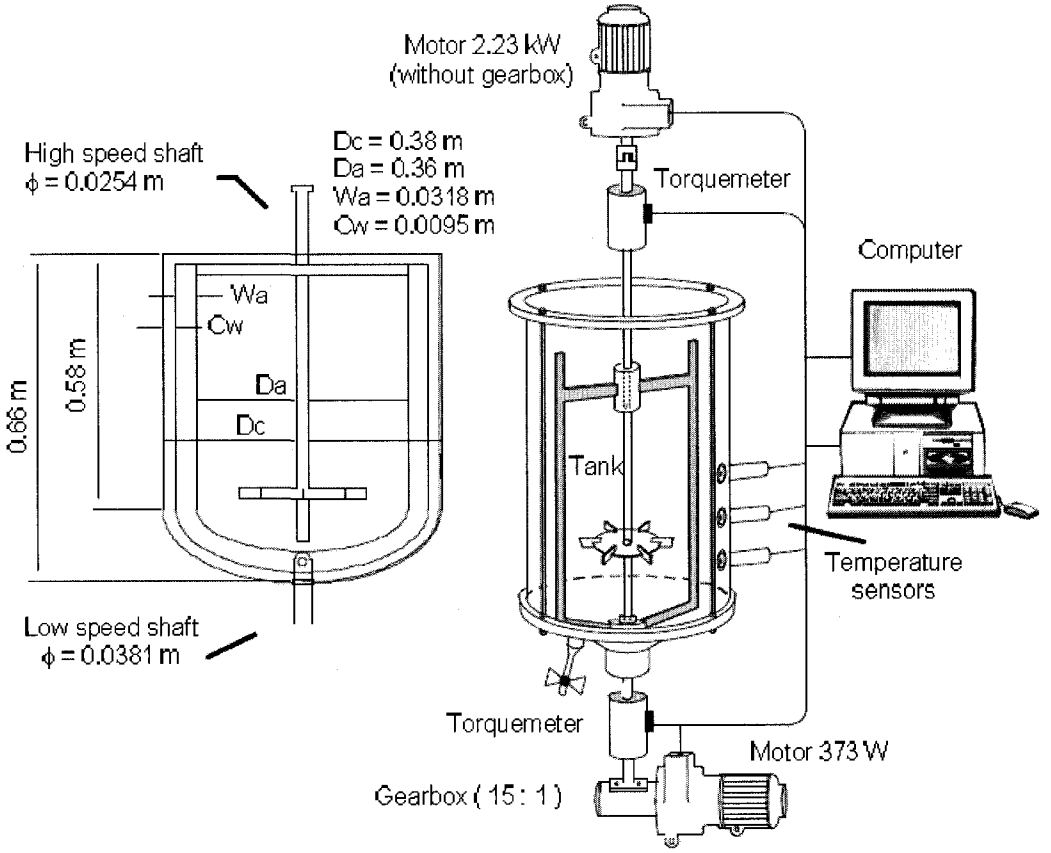


Figure 6-1 : Coaxial mixer experimental setup

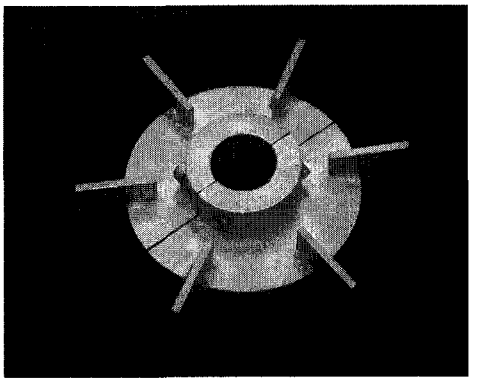


Figure 6-2: Rushton turbine

The three possible mixing modes of a coaxial mixer have been investigated: (1) co-rotating mode, where the turbine and the anchor rotate in the same direction (clockwise); (2) counter-rotating mode, where the turbine and the anchor rotate in different directions (turbine clockwise, anchor counter-clockwise); (3) turbine-only mode, where the central turbine rotates clockwise and the anchor is at rest, acting like baffles.

6.2.3.2 Power consumption analysis

Contrary to classical agitation systems provided with a single shaft and a single impeller, the power curve of a coaxial mixer cannot be easily determined. Indeed, in such a system, the selection of the characteristic diameter and the speed required to calculate the power (Np) and Reynolds (*Re*) numbers is ambiguous. A few studies have tried to characterize the power consumption of such a system.

In their 2002 studies, Thibault and Tanguy obtained the following correlations for the power constants $Kp_{(o)}$ and $Kp_{(i)}$ of their coaxial mixer, namely,

$$Kp_{(o)}(R_N) = 26.09 \cdot R_N^2 + 88.66 \cdot R_N + 256 \qquad 0 \le R_N \le 24 \qquad \textbf{6-1}$$

$$Kp_{(i)}(R_N) = 829.04 / R_N^2 + 330.56 / R_N + 99 \qquad 4 \le R_N \le \infty \qquad \textbf{6-2}$$

These correlations are function of the speed ratio R_N between the inner shaft (i) and the outer shaft (o) defined as $R_N=N_i/N_o$. From these two correlations, it is possible to determine the total power consumption of the coaxial mixer for all speeds.

In 2002, Tanguy and Thibault working on the same coaxial mixer setup introduced a power number correlation in the laminar regime for both the outer and the inner shafts that proved useful to estimate the overall coaxial mixer power draw for speed ratios above 4:

$$Np_{(o)}(R_N) = 0.1936 \cdot R_N^{2.7838} \qquad 4 \le R_N \le 24 \qquad \textbf{6-3}$$

$$Np_{(i)}(R_N) = -4.4238 / R_N^2 + 3.3176 / R_N + 0.74 \qquad 4 \le R_N \le \infty \qquad \textbf{6-4}$$

A similar approach was followed by Köhler and Hemmerle (2003) who proposed for their system the following power number correlations in terms of the shaft Reynolds number Re and peripheral speed n.

$$Np_{(i)} = \sqrt{\left(\frac{160}{\mathrm{Re}_{(i)}}\right)^2 + \left(2.97 - \frac{1}{\mathrm{Re}_{(i)}^{0.3}}\right)^2} + 3 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{10^6}{\mathrm{Re}_{(i)}^{2.5}}}\right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{-1.2} + 4.45 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{\mathrm{Re}_{(i)}^{2.5}}{10^6}}\right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{-0.84} \quad \textbf{6-5}$$

$$Np_{(o)} = \frac{426}{\mathrm{Re}_{(o)}} + 0.73 \cdot \left(\frac{10^3 + 1.2 \cdot \mathrm{Re}_{(o)}^{0.66}}{10^3 + 3.2 \cdot \mathrm{Re}_{(o)}^{0.66}}\right)^{0.82} + 1.11 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{10^5}{\mathrm{Re}_{(o)}^{1.9}}}\right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{1.64} + 1.38 \cdot \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{\mathrm{Re}_{(o)}^{1.9}}{10^5}}\right] \cdot \left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{1.7} \quad \textbf{6-6}$$

All of the above correlations use adjustable parameters that are geometry specific and can hardly be extended to other geometries. This means that new correlations have to be established every time the coaxial mixer configuration is changed.

In order to find more universally applicable power number correlations, Foucault et al. (2005) proposed to introduce the effect of the rotation mode in the classical definition of the power number. These new correlations give a single characteristic power curve regardless of the speed ratios and the turbine type when the rotating speed definition is expressed according to:

$$N_{(co-rotating)} = (N_i - N_o) \quad \textbf{6-7}$$

$$N_{(counter-rotating)} = (N_i + N_o) \quad \textbf{6-8}$$

Although these expressions were a real improvement over the previous correlations, they were still limited because they were only applicable for a speed ratio above 10 and dealt only with impellers having the same diameter.

In the quest for a universal correlation that can handle any speed ratio, turbine diameter and rotating mode, we propose to go back to the definition of the drag coefficient.

In hydrodynamics, the drag force on a body is related to the speed of the surrounding fluid by:

$$F = 0.5 C_D \rho U^2 A \quad \textbf{6-9}$$

If we consider that the power is proportional to FU and if we take U as the tip speed ND, and A as D^2, we end up with the following expression that relates the power to the impeller diameter and speed, namely

$$P \alpha \rho (ND)^3 D^2 \quad \textbf{6-10}$$

As the tip speed appears explicitly in equation 6-10, we can modify the correlations proposed by Foucault *et al* (2005 and 2006) for the Reynolds

number and the power number in order to include the peripheral speed as in Köhler and Hemmerle (2003). These modified definitions use a unique characteristic mixing speed for all mixing modes:

$$N' = \frac{(N_i D_i + N_o D_o)}{D_i} \qquad \textbf{6-11}$$

The corresponding Reynolds numbers and power number respectively become

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho(N_i D_i + N_o D_o) D_i}{\mu} \qquad \textbf{6-12}$$

$$N_p = \frac{P_{tot}}{\rho(N_i D_i + N_o D_o)^3 D_i^2} \qquad \textbf{6-13}$$

When using the turbine only mode, the speed of the anchor is equal to zero and the definitions of the Reynolds number and the power number become the traditional ones found in literature. This is clearly a major limitation with equations 6-1 to 6-6. In equation 6-13, the power draw P_{tot} is calculated based on the torque measured on each shaft.

6.2.3.3 Mixing time

Mixing time was evaluated experimentally by means of a discoloration technique based on a fast acidbase reaction. An aqueous solution of 0.08% bromocresol purple was used as an indicator along with a basic solution of 10

N NaOH and an acidic solution of 10 N HCl. At a pH lower than 6, this indicator is yellow and it turns purple at a pH higher than 7.6. The fluid viscosity measurements as well as the mixing experiments were performed at room temperature (≈23°C).

In the 20 cm turbine case, we also used the recently published image processing technique (Cabaret et al., 2007) to determine the evolution from which a mixing time value was obtained.

6.2.4 Results

6.2.4.1 Power consumption

Figure 6-3, Figure 6-4 and Figure 6-5 compare the power number (Np) versus the Reynolds number (*Re*) for all four turbines in the co-rotating mode, in the counter-rotating mode, and in the turbine-only mode, respectively. It can be seen that, up to a Reynolds number of 25 approximately, all power curves overlap reasonably well. Above this *Re* value, the power consumption data appear more scattered. This discrepancy can be easily explained by the lack of accuracy of the torque measurements provided by our torque meter in the turbulent regime. We estimate that the error on the calculated Np values can be as high as 30% in this region, and that Np is around 5 irrespective of the rotation mode and the value of the turbine diameter. This constant power

number value of 5 found here is typical of Rushton turbines (see the power curve in the original work of Rushton et al., 1950).

Figure 6-6 shows the power curve for the 15.8 cm turbine when comparing the three different rotation modes. As can be seen, the power number is similar for all three cases. The same pattern was found for all other three turbine diameters.

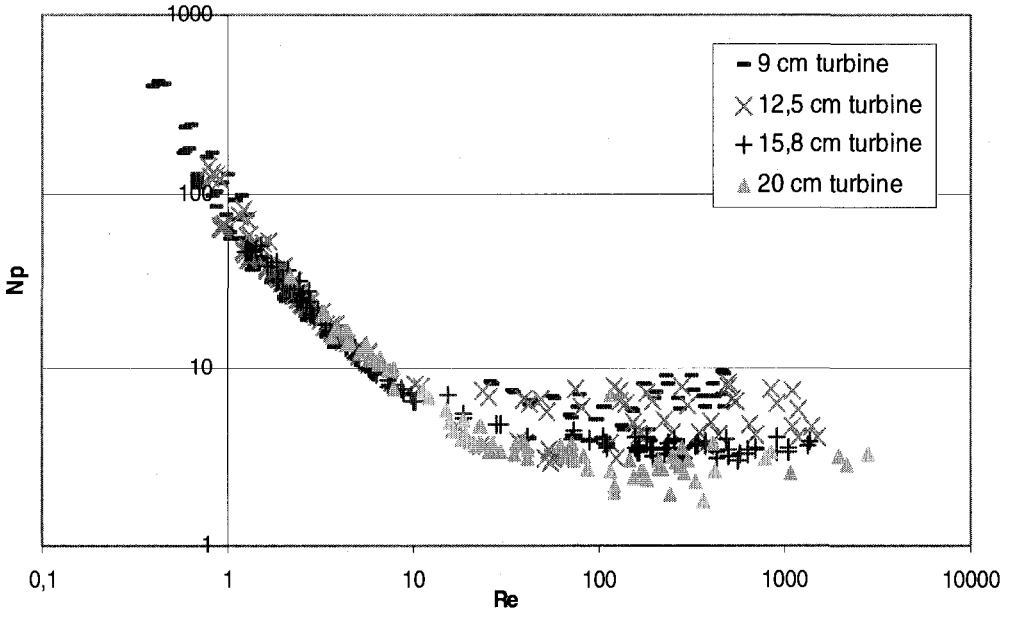


Figure 6-3: Power curve for all turbines in the co-rotating mode

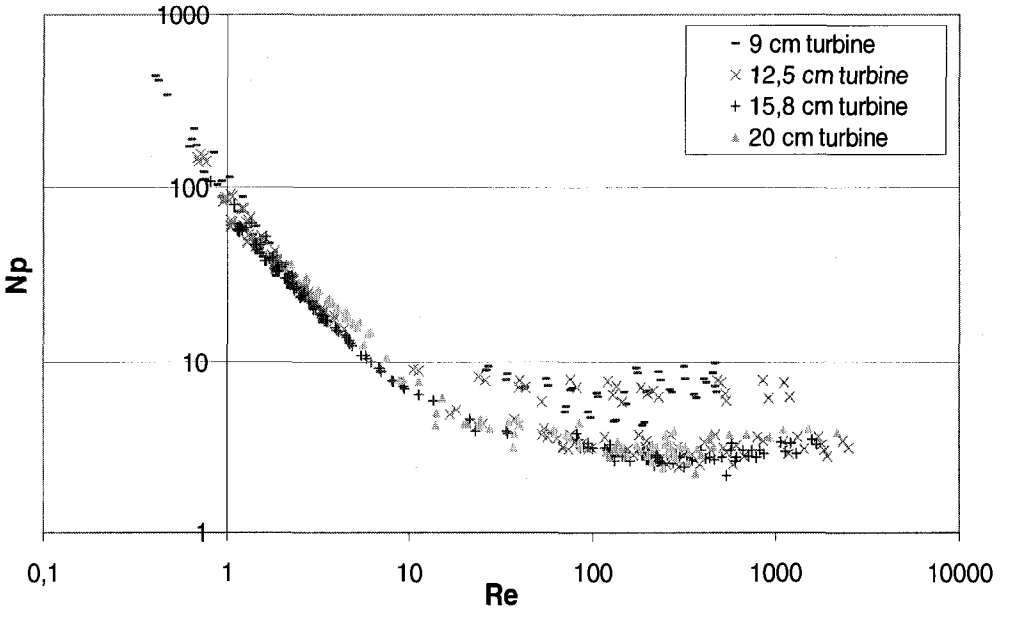


Figure 6-4: Power curve for all turbines in the counter-rotating mode

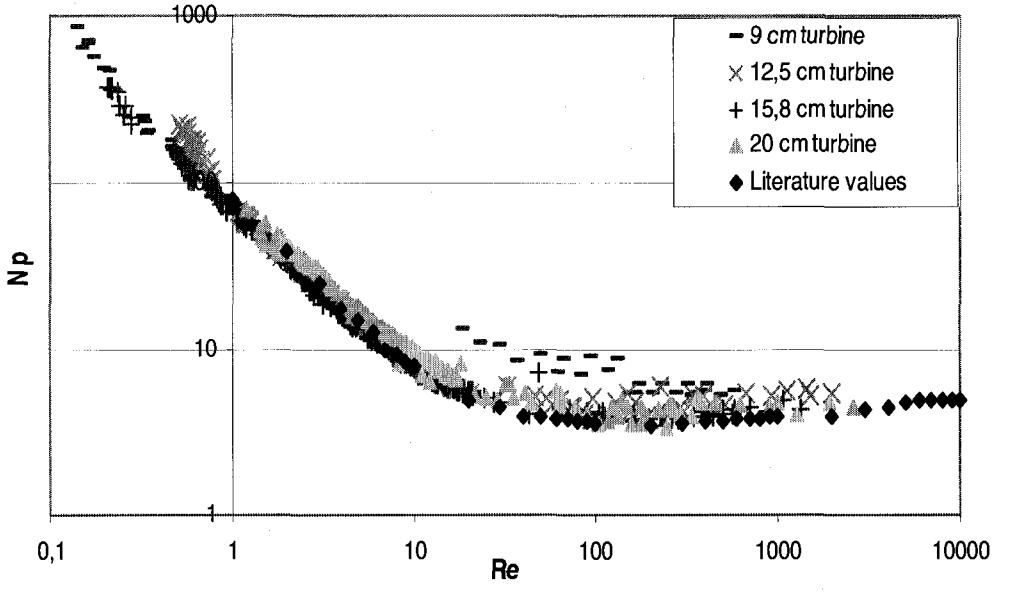


Figure 6-5: Power curve for all turbines in the turbine only mode

At the same time, if we compare the power curves in all three rotation modes for the 15.8 cm turbine using equations 6-12 and 6-13 (Figure 6-6) and using the previously proposed equations 6-7 and 6-8 (Figure 6-7), we can see clearly that a single power master curve is obtained with the new correlations. The spread appearing in Figure 6-7 indicates the weakness of the previously proposed equations to reconcile the data for all rotational modes. The effectiveness of the new correlations is not a surprise because the definition is inspired by the drag force definition.

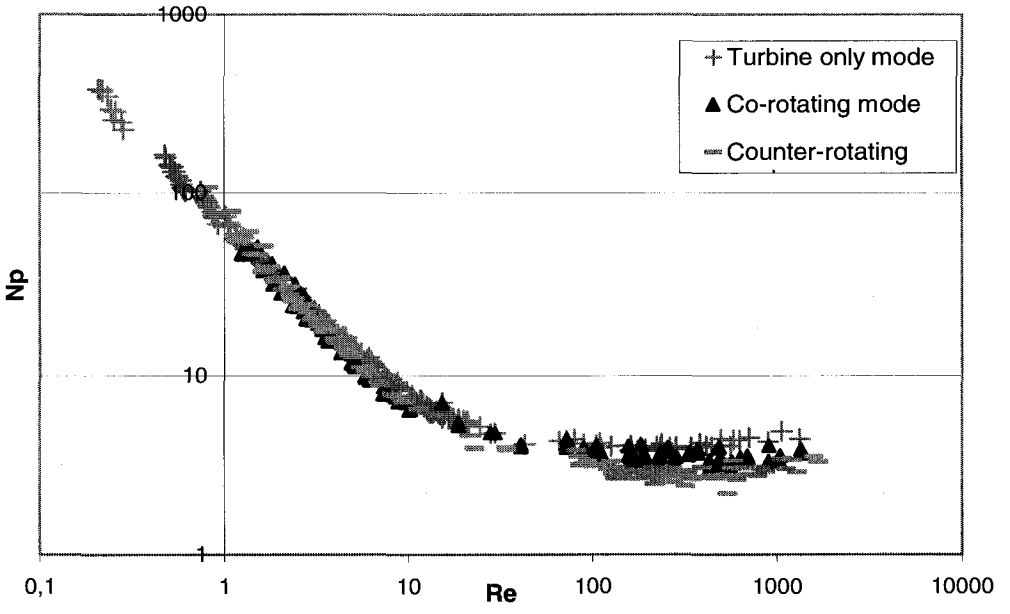


Figure 6-6: Power curve for the 15.8 cm turbine in all rotation modes using the new correlations (equations 6-11 to 6-13)

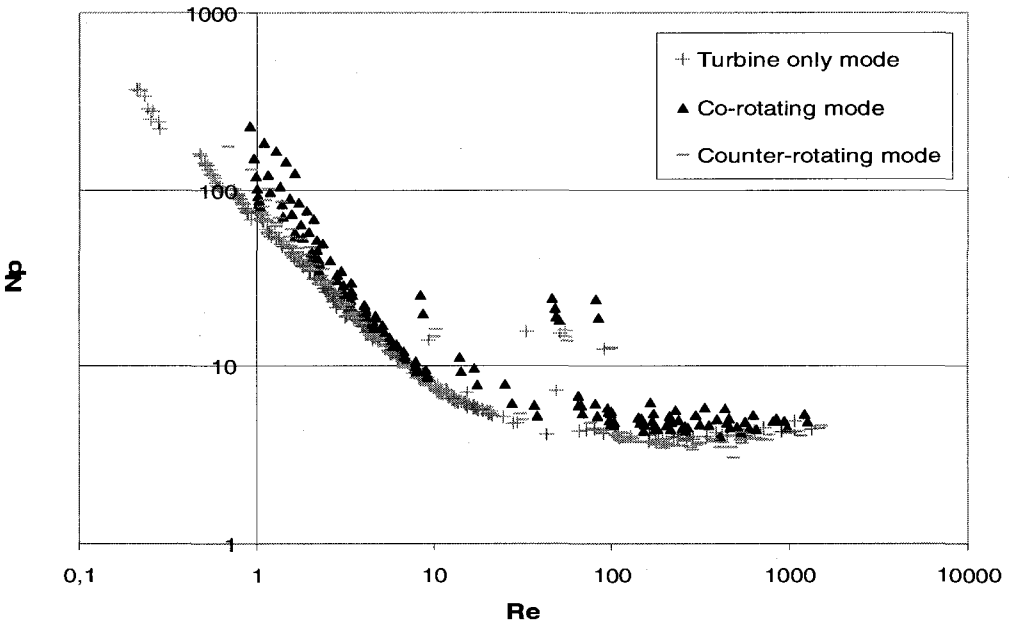


Figure 6-7: Power curve for the 15.8 cm turbine in all rotation modes using equations 6-7 and 6-8

To test the applicability of the new correlations to an axial impeller instead of a radial impeller, we have reworked the power consumption data of Farhat et al. (2007) regarding the 20 cm Mixel TT impeller. Figure 6-8 presents the power curve using the new correlations and Figure 6-9 presents the power curve using equations 6-7 and 6-8. As for the case of the Rushton turbine, we get a single power master curve using the new correlations. The effectiveness of the new correlations can though be applied to axial impellers as well as radial impellers. Also, the Np value in the turbulent regime obtained by the new correlation is around 0.8, which compares very well with the published value of 0.74 (Aubin et al., 2001).

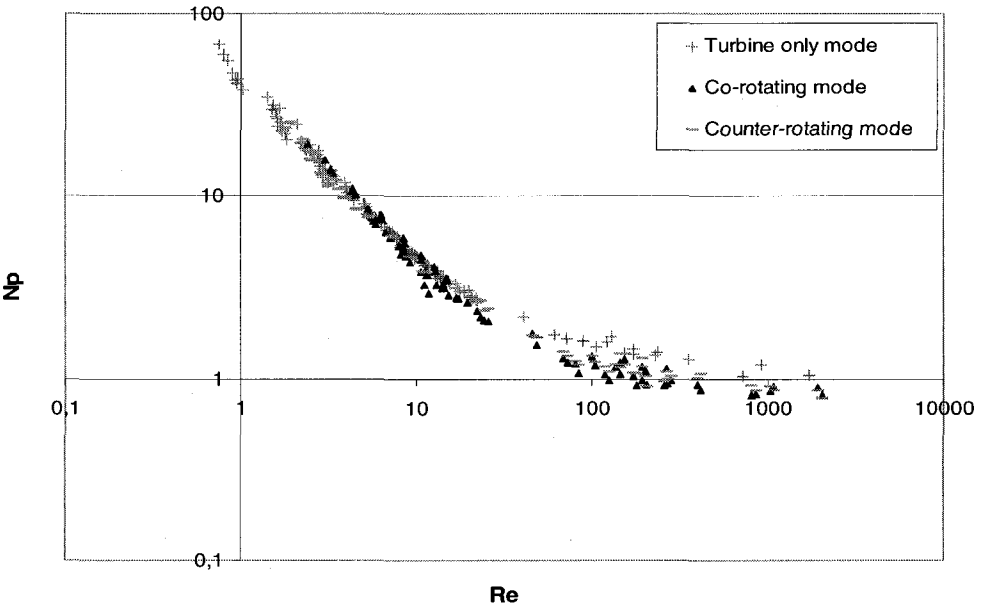


Figure 6-8: Power curve for a 20 cm Mixel TT in all rotation modes using the new correlations (equations 6-11 to 6-13)

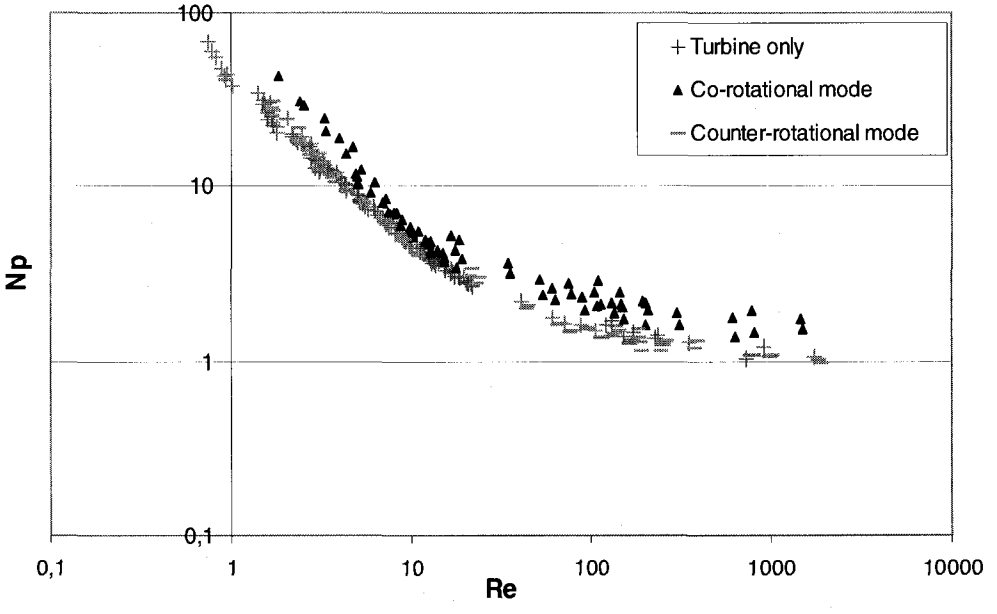


Figure 6-9: Power curve for a 20 cm Mixel TT in all rotation modes using equations 6-7 and 6-8

6.2.4.2 Mixing time

Figure 6-10 presents the dimensionless mixing time for all four turbines in the co-rotating mode using the definitions presented in equations 6-11 and 6-12. This figure shows that the 12.5 cm turbine has the smallest mixing time in the laminar and early transition regimes. Afterward, the 20 cm turbine seems to be the most effective in terms of mixing time. The same trend was found for the counter-rotating mode. For the turbine-only mode, we found that the 20 cm turbine is the most effective in terms of mixing time in all regimes. This is not a surprise considering that when the anchor is stopped, the largest turbine gives the shortest mixing time. Finally, it is clear that the 9 cm turbine is the least effective in all three rotation modes: co-rotating, counter-rotating, and turbine-only modes. Again, this is not a surprise considering the time needed for such a small turbine to mix a large volume.

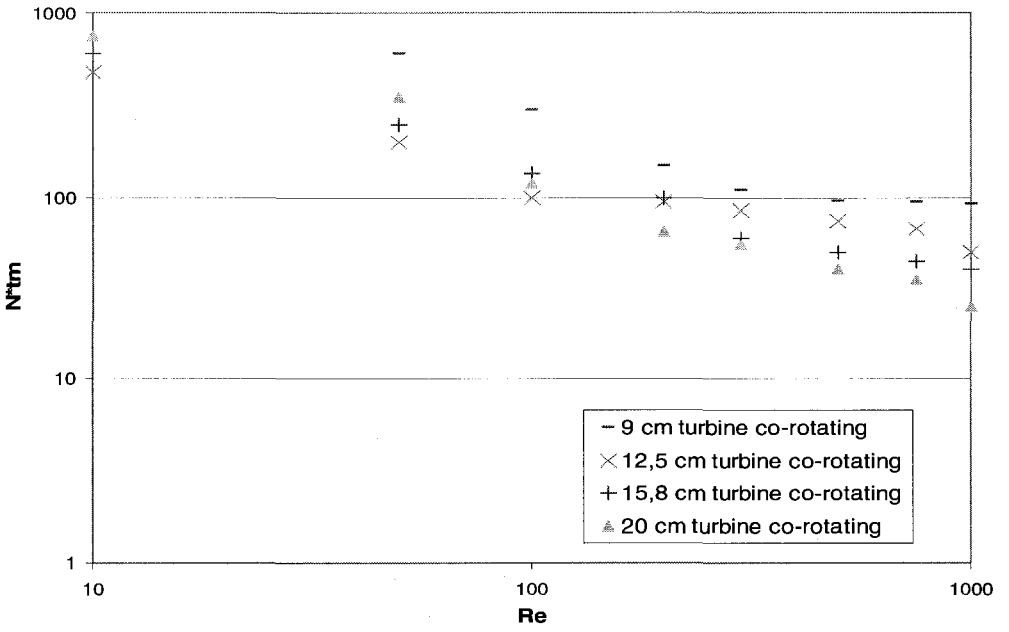


Figure 6-10: Dimensionless mixing time curve for all turbines in the co-rotating mode

From a different perspective, Figure 6-11 presents Ntm comparisons between all three rotation modes for the 15.8 cm turbine. It can be seen that, in the laminar and early transition regimes, the co-rotating mode generates smaller mixing time than the turbine-only mode and that the latter seems more effective than the counter-rotating mode. From then on, the turbine-only mode becomes more effective. This trend was found to be the same for all four turbine diameters.

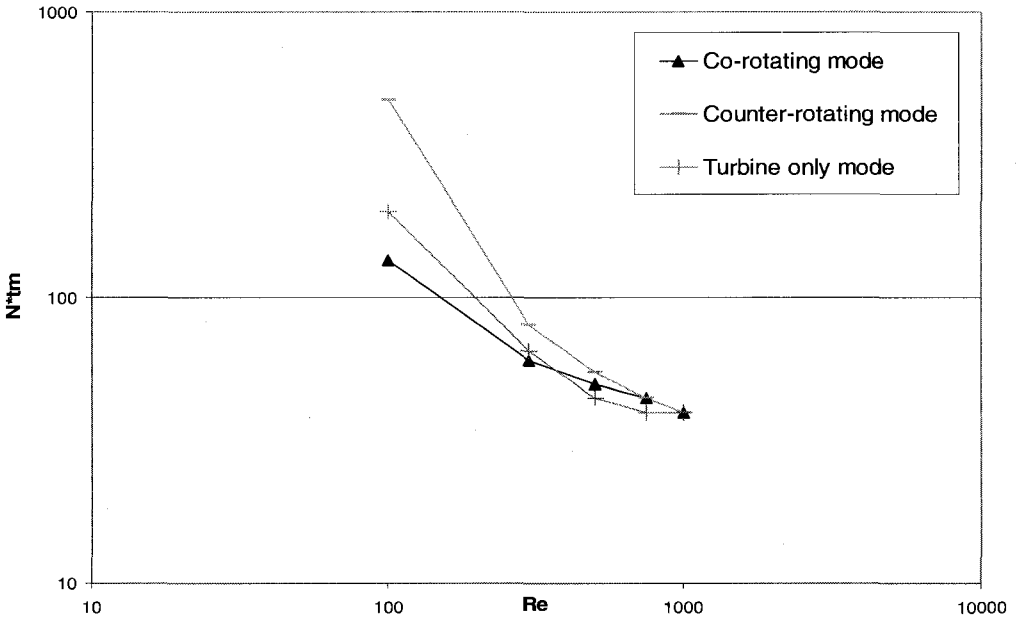


Figure 6-11: Dimensionless mixing time curve in all rotation modes for the 15.8 cm turbine

There exists a critical Reynolds number (Re_c) above which the dimensionless mixing time becomes approximately constant for all mixing modes (see Table 6-1). As the turbine size increases, the Re_c value increases and the constant dimensionless mixing time value decreases. This can be easily explained by the fact that the mixing time will always be higher for the 9 cm turbine compared to that for the 20 cm turbine for the same Reynolds number. The pumping varying as the cube of the diameter, the speed of a small turbine would have to be increased drastically to maintain comparable performance.

Table 6-1: Mixing time analysis for all four turbines

Turbine diameter (cm)	N*tm (constant value)	Re_c
9	93	400
12.5	50	600
15.8	40	750
20	25	1000

6.2.4.3 Mixing energy

To better understand the effect of the power drawn by each impeller on mixing, Zlokarnik (2001) proposed to plot the performance of the mixing rate π_3 against the Reynolds mixing time π_2 defined as

$$\pi_2 = \frac{t\mu}{T^2\rho} \qquad \textbf{6-14}$$

$$\pi_3 = \frac{P_{tot}t^2}{T^3\mu} \qquad \textbf{6-15}$$

where t is mixing time in seconds, μ is the bulk viscosity, T is the tank diameter, ρ is the bulk density and P_{tot} the total power consumption of both impellers (anchor + Rushton turbine). Zlokarnik defines a mixing time Reynolds number (Re_m) as the inverse of π_2 ($Re_m=1/\pi_2$). Figure 6-12 shows the result of the Zlokarnik type analysis. The comparable results of this analysis show similar results as the mixing time analysis presented above. In fact, we can see

in Figure 6-12 that the 12.5 cm turbine seems to be more efficient up to a certain Re_m where the 20 cm becomes more efficient. The only difference is that, in this analysis, all the turbines seem to be equally efficient at higher values of $1/Re_m$. The same trend was found in the other rotating modes. Also, reader should note that the scatter seen on Figure 6-12 is the result of all the different speed ratios studied. In fact, the proposed correlations in equations 6-11 to 6-13 are available for all speed ratios between the anchor and the central turbine and they give a single power master curve for all rotation modes but Zlokarnik's method seem to have a limitation when it comes to studying different speed ratios. Obviously, the Zlokarnik representation of mixing energy vs *Re* mixing time is not suitable for the coaxial configurations, or more generally for multiple impeller mixers. Apart from the work on single-impeller mixer (Fradette et al., 2007), it has not been able to help in the successful interpretation of the experimental data of multiple impeller mixers (Khopkar et al., 2007).

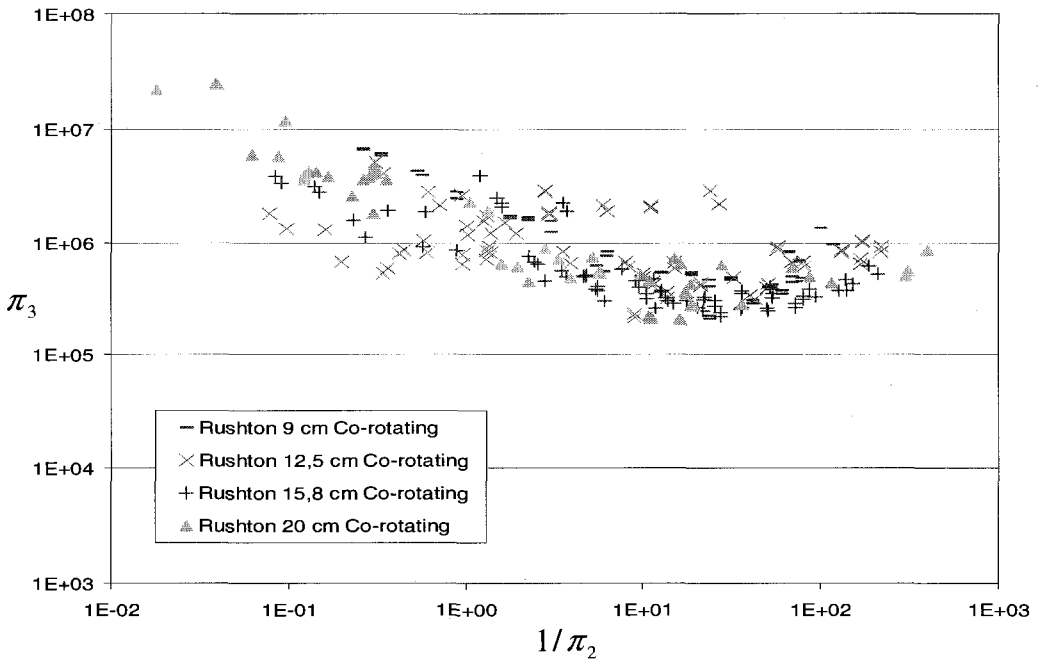


Figure 6-12 : Mixing energy versus Reynolds of mixing time for all four turbines in the co-rotating mode

6.2.4.4 Mixing evolution

We now analyze the mixing evolution curves obtained with the image analysis method. Figure 6-13 presents the evolution of mixing index in the tank for a fluid at 12, 8, and 6 Pa.s using the 20 cm turbine in the co-rotating modes. The other rotation mode were studied but since the co-rotating mode gave us the more efficient mixing time results, only this mode will be discussed here. In fact, the co-rotating mode reaches 95% of mixing in the least amount of time. This supports the conclusions in section 6.4.2 given by the mixing time curves in Figure 6-11. By looking closer at Figure 6-13, it is possible to see that there is some compartmentalization in the tank in the co-rotating mode clearly

indicated by the break in the mixing curve between 60 and 70% M. The compartmentalization problem was well-discussed in the work of Bonnot et al. (2007) as well as the various strategies related to the operating mode of the agitators and their efficiency at breaking the compartments. They found that this problem arises in the co-rotating and in the turbine-only modes. The curves in these modes go up slowly to a certain mixing percentage and then the slope increases rapidly and reaches the 100% mixing. This compartment seems to disappear as we increase the Reynolds number or the speed. The use of a second high-speed turbine was also shown as an efficient means of working at lower *Re* values.

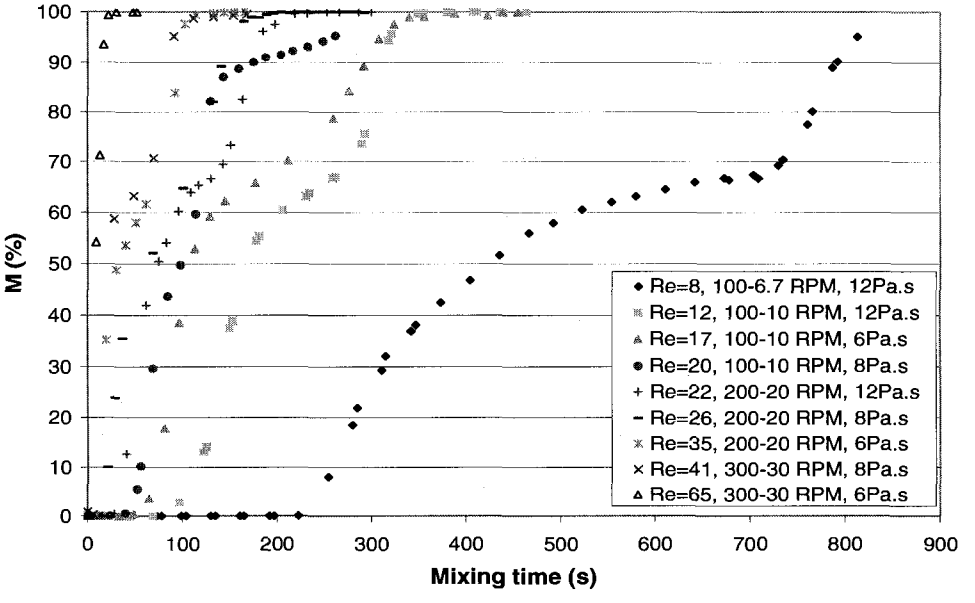


Figure 6-13: Mixing time evolution for the 20 cm turbine in the co-rotating mode

It should be remarked that the naked eye technique leads to compatible results with those found using the image processing technique used above to define the 95% mixing criteria.

6.2.5 Conclusion

The objective of this work was to investigate the coaxial mixing performance of four Rushton turbines and propose a new power master curve correlation using the tip speed as the characteristic speed. The newly proposed correlations presented in equations 6-12 and 6-13 allowed us to obtain a single power master curve for all four turbine sizes in all rotational modes and hence proved to be applicable for many case scenarios: co-rotating, counter-rotating, and turbine-only modes, different turbine sizes, and radial and axial turbines.

Also, using the new mixing time correlation, we found that the optimum turbine diameter and the rotational mode to be used in a coaxial mixer depend on the flow regime. In the laminar and early transition regimes, the turbine diameter should be around 1/3 of the tank diameter and the mixer should be operated in the co-rotating mode. In the late transition and turbulent regimes, the turbine diameter should be around 1/2 of the tank diameter and the coaxial mixer should be operated in the turbine-only mode. Hence, in industrial applications, the turbine diameter should be selected with care depending on the application and on the optimization criteria (mixing time and/or power consumption).

6.2.6 Acknowledgements

The support of NSERC and the research consortium on Non-Newtonian Innovative Mixing Technologies is gratefully acknowledged. The direct support from Procter and Gamble is also acknowledged. Thanks are also directed to Professor Jacob Masliyah for his very useful comments on this work.

6.2.7 Nomenclature

A = surface area, m^2

C_D = drag constant

C_w = gap between the anchor and the wall, m

D_o = diameter of the anchor, m

D_i = diameter of the central turbine, m

F = force, N

H = fluid height in the mixing tank, m

H_c = height of the tank, m

$Kp_{(i)}$ = power constant of the inner shaft

$Kp_{(o)}$ = power constant of the outer shaft

L = width of the agitator blades, m

M = torque, N.m

n_i = peripheral speed of the inner shaft, m/s

n_o = peripheral speed of the outer shaft, m/s

N = rotational speed, RPS

N_i = rotational speed of the inner shaft, RPS

N_o = rotational speed of the outer shaft, RPS

Np = power number

P_{tot} = total power, W

Re = Reynolds number

Re_i = Reynolds number of the inner shaft

Re_o = Reynolds number of the outer shaft

R_N = speed ratio Nt/Na

T = diameter of the mixing tank, m

t = time, s

t_m = mixing time, s

U = velocity, m/s

V = volume of the mixing tank, m^3

W = height of the agitator blades, m

W_a = anchor blade thickness, m

μ = viscosity, Pa.s

ρ = density, kg/m^3

π_2 = Reynolds mixing time

π_3 = mixing rate

6.2.8 References

Aubin, J.; Mavros, P.; Fletcher, D.F.; Bertrand, J.; Xuereb, C. Effect of axial agitator configuration (up-pumping, down-pumping, reverse rotation) on flow patterns generated in stirred vessels. *Chem. Eng. Res. Des.* **2001**, *79*, 845-856.

Bonnot, S.; Cabaret, F.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Characterization of mixing patterns in a coaxial mixer. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A8), 1129-1135.

Cabaret, F.; Bonnot, S.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Mixing time analysis using colorimetric methods and image processing. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2007**, *46* (14), 5032-5042.

Farhat, M.; Rivera, C.; Fradette, L.; Heniche, M.; Tanguy, P.A. Numerical and experimental study of dual-shaft coaxial mixer with viscous fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2007**, *46* (14), 5021-5031.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Mixing times in coaxial mixers with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2006**, *45* (1), 352-359.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Power Characteristics in Coaxial Mixing: Newtonian and Non-Newtonian Fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2005**, *44*, 5036-5043.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids. *Chem. Eng. and Technol.* **2004**, *27* (3), 324-329.

Fradette, L.; Thome, G.; Tanguy, P.; Takenaka, K. Power and mixing time study involving a Maxblend impeller with viscous Newtonian and non-Newtonian fluids. Accepted for publication in *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**; doi: 10.1205/cherd07051.

Khopkar, A.; Fradette, L.; Tanguy, P. Hydrodynamics of a dual shaft mixer with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85*, 863-871.

Köhler, S.; Hemmerle, W. Analysis of the power characteristic of a coaxial agitator with varied diameter and speed ratio inner and outer mixing device. *11th European Conference on Mixing.* Bamberg, **2003**. 14-17.

Rivera, C.; Foucault, S.; Heniche, M.; Espinosa-Solares, T.; Tanguy, P.A. Mixing analysis in a coaxial mixer. *Chem. Eng. Sci.* **2006**, *61* (9), 2895-2907.

Rudolph, L.; Schäfer, M.; Atiemo-Obeng, V.; Kraume, M. Experimental and numerical analysis of power consumption for mixing of high viscosity fluids with a co-axial mixer. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A5), 568-575.

Rushton, J.H.; Costich, E.W.; Everett, H.J. Power characteristics of mixing impellers. *Chem. Eng. Prog.* **1950**, *46* (9), 467-476.

Tanguy, P.A.; Thibault, F. Power consumption in the turbulent regime for a coaxial mixer. *Can. J. Chem. Eng.* **2002**, *80* (4), 601-603.

Thibault, F.; Tanguy, P.A. Power-draw analysis of coaxial mixer with Newtonian and non Newtonian fluids in the laminar regime. *Chem. Eng. Sci.* **2002**, *57*, 3861-3872.

Thibault, F. *Analyse du procédé de mélange solide-liquide: application à la préparation des sauces de couchage du papier.* Ph.D. thesis, Chemical Engineering Department, École Polytechnique de Montréal. **1999**, 252 pages.

Zlokarnik, M. *Stirring; Theory and Practice.* **2001**. Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim (Federal Republic of Germany).

CHAPITRE 7 Investigation expérimentale d'un mélangeur coaxial Superblend

7.1 Présentation de l'article

Cet article, soumis en octobre 2008 et accepté pour publication en mars 2009 dans la revue *Journal of Chemical Engineering of Japan*, présente une étude expérimentale d'un mélangeur coaxial de type Superblend combinant un agitateur central de type Maxblend® et un double ruban hélicoïdal. Les deux agitateurs sont montés sur des arbres de rotation concentriques indépendants. L'article présente l'effet du mode de rotation (co- et contra-rotatif) en régimes laminaires, transitoires et turbulents. La performance du mélangeur a été évaluée pour ces différents modes et elle a été comparée à la performance de d'autres mélangeurs coaxiaux étudiés dans le passé. La consommation de puissance a aussi été étudiée. Les mesures de temps de mélange ont été effectuées grâce à la méthode de décoloration. Des solutions aqueuses de glucose et d'eau ont été utilisées en tant que fluide newtonien. Basée sur des critères d'efficacité de mélange, cette étude a confirmée, une fois de plus, que le mode co-rotatif est supérieur au mode contra-rotatif. On a confirmé que les corrélations de nombre de puissance et de nombre de Reynolds pour les mélangeurs coaxiaux récemment introduites par notre groupe sont applicables pour le Superblend. Comparativement à un mélangeur coaxial traditionnel, le

Superblend a démontré une supériorité en termes de critères d'efficacité de mélange, tels que le temps de mélange et l'énergie du mélange. Notons que, dans cet article, les corrélations de Farhat et al. (2008) présentées précédemment (équations 6-11 à 6-13) ont été utilisées pour le calcul du nombre de Reynolds, du nombre de puissance ainsi que du temps de mélange.

7.2 Title : Experimental investigation of the Superblend coaxial mixer

Authors: Maya Farhat[1], Louis Fradette[1], Hiro Horiguchi[2], Ryuichi Yatomi[2] and Philippe A. Tanguy[1]

Affiliations:

[1]URPEI, Department of Chemical Engineering, École Polytechnique Montreal, P.O. Box 6079, Station Centre-Ville, Montréal, Qc, H3C 3A7, Canada.

[2]SHI Mechanical & Equipment Inc., 1501, Imazaike, Saijo-City, Ehime, 799-1393, Japan.

7.2.1 Abstract

The mixing performance of the Superblend coaxial mixer consisting of a Maxblend® impeller and a helical ribbon mounted on two independently

actuated coaxial shafts was experimentally investigated. The work focused on the effect of the rotating modes (co- and counter-rotating) in the laminar, transition and turbulent flow regimes, and the performance was compared with previously studied dual shaft coaxial mixers. Power consumption and mixing time experiments using a discoloration technique were conducted using Newtonian aqueous solutions of corn syrup. Based on mixing efficiency criteria, this study confirmed that the co-rotating mode is consistently yielding the best results in the laminar and early transition regimes. Recent power correlations introduced by our group for coaxial mixers were tested for their applicability and they were proven to be readily applicable for the Superblend. This work demonstrates the remarkable efficiency of the Superblend and its superiority when compared to standard coaxial mixers based on different mixing efficiency criteria.

KEYWORDS. Superblend, Maxblend, Helical ribbon, Newtonian fluid, Power consumption, Blending time, Mixing efficiency.

7.2.2 Introduction

Fluid mixing is a major chemical engineering unit operation in the process industries with numerous applications in reactions (polymerization, fermentation), dispersing of solids and liquids, contacting (flotation), and blending (manufacturing of formulated products). In many cases of practical

interest, widely and rapidly varying viscosities over the processing time occur along with the development of complex rheological behaviors. When a standard mixing approach is used (typified by a single or a cascade of impellers axially mounted), the processing efficiency of these rheologically complex systems is dramatically poor. The main reason is the use of impeller shape/design guidelines established for turbulent mixing and blindly applied to the case of viscous laminar and transition regimes. As a result, mixing mal-distribution, stagnancy, fouling, build-up, by-passing and segregations occur in the process vessels. To overcome these difficulties, close-clearance impellers can be used. They are known to be well adapted to viscous mixing, and the helical ribbon impeller is recognized to be the most efficient design (Nagata et al., 1956; Bourne and Butler, 1969; Murakami et al., 1972; Carreau et al., 1976; Soliman, 1985; Brito de la Fuente, 1992; Tanguy et al., 1992; De la Villéon et al., 1998; Delaplace et al., 2000). The efficacy of helical ribbon impellers is, however, restricted to laminar mixing.

In the 90's, SHI Mechanical & Equipment introduced a wide impeller called Maxblend (Mishima, 1992; Kuratsu et al., 1995) that is capable of operating over a large range of Reynolds number. The performance of this impeller was recently the subject of a series of investigations (Yao et al., 2001; Takahashi et al., 2006; Takenaka et al., 2006; Yatomi et al., 2006; Fradette et al., 2007).

Overall, Maxblend was shown to be very versatile and pretty efficient from a power consumption standpoint.

Coaxial mixers are promising alternatives to address the issue of complex medium mixing. Thibault and Tanguy (2002) and Tanguy and Thibault (2002) studied a coaxial mixer consisting of a pitched-blade turbine combined with an anchor and four agitation stems operating in the counter-rotating mode. They showed that the power consumption of the anchor was not the major source of power consumption in the coaxial mixer. Köhler and Hemmerle (2003) investigated the power characteristics of a counter-rotating coaxial system consisting of a four-blade paddle coupled with an anchor in the transition and turbulent regimes. They concluded that the speed ratio between the inner and the outer agitator has a major influence on the power draw. Foucault et al. (2004) compared the performance of a coaxial mixer mounted with three commercial saw-tooth dispersion disks. They found that that the most efficient configuration in terms of mixing time with Newtonian and non-Newtonian fluids in co- and counter-rotating modes was obtained with the dispersing disk having the best down-pumping characteristics. They also concluded that the co-rotating operation allowed for a reduction in the mixing time and that, for the same power consumption, the co-rotating mode was more effective than the counter-rotating mode regardless of the rheology. Foucault et al. (2006) compared the performance of three different impellers, namely a Rushton

turbine, a Sevin disperser and a new hybrid dispersing disk in co- and counter-rotating modes with Newtonian and shear-thinning fluids. Once again, the co-rotating mode was found to be the most energy efficient. In terms of impellers, the Rushton turbine was the most effective in terms of mixing time followed by the Sevin dispersing disk. Rudolph et al. (2007) characterized the hydrodynamics of a co-rotating coaxial mixer consisting of a dual set of A200 impellers and an anchor impeller in the laminar and turbulent regimes. They showed that the power draw of the A200 was not affected by the speed of the anchor but that, in contrast, the close clearance impeller was affected by the speed of the A200. The power drawn by the anchor seemed to decrease when the tip speed ratio increased, confirming the earlier findings of the drag effect induced by the inner turbine (Foucault et al., 2004, 2005 and 2006). Also in 2007, Farhat et al. compared the separate performance of a radial (Rushton turbine) and an axial impeller (Mixel TT) mounted with an anchor by using physical and CFD experiments. The axial impeller was found to be more efficient in terms of energy consumption and mixing energy compared to radial turbine. Based once again on the power consumption point of view, it was also found that the co-rotating mode was more efficient than the counter-rotating mode. Lately, Farhat et al. (2008) studied different configurations of a coaxial mixer consisting of an anchor combined with Rushton turbines of different diameters. They proposed new correlations available for many case scenarios (co-rotating, counter-rotating, turbine-only modes, different turbine sizes, radial

turbine, axial turbine, etc.) They also found that, in the laminar and early transition regimes, the turbine diameter should be around 1/3 of the tank diameter and the mixer should be operated in the co-rotating mode. In the late transition and turbulent regimes, the turbine diameter should be around 1/2 of the tank diameter and the coaxial mixer should be operated in the turbine-only mode.

The Superblend mixer is a coaxial mixing technology introduced by SHI Mechanical & Equipment (Kuratsu et al., 1994) that combines the Maxblend impeller and a helical ribbon. This system has been proposed for mixing applications where large viscosity changes in the medium result in a change of regime from the upper transition regime to deep laminar, as in many polymerization reactions.

The aim of the present work is to investigate the mixing performance of the Superblend system based on power consumption and mixing time, using physical experiments, and compare the results with those of the more classical coaxial mixer configurations described above.

7.2.3 Materials and methods

7.2.3.1 Experimental setup

A fully instrumented Superblend coaxial mixer was used in the experiments (Figure 7-1. The tank is composed of a polycarbonate cylinder having a diameter of (D_c) of 0.38 m, a height (H_c) of 0.635 m and an elliptic dish bottom. The liquid height (H_l) is 0.31 m and it was kept constant throughout the tests. The total fluid volume was 40 L.

The Superblend coaxial mixer is fitted with two agitators mounted on two independently actuated coaxial shafts. The high-speed impeller consists of a Maxblend impeller that can rotate up to 200 rpm, whereas the other shaft supports a close-clearance double helical ribbon impeller rotating at low speed (0 to 100 rpm). Two independent motors are used to drive the agitators, and they can be operated in co- and counter-rotating modes. Because the drives are independent, it is also possible to rotate only one impeller.

To determine the power dissipated by the different impellers, the motors are coupled to torque meters having ranges from 0 to 20 N-m for the fast shaft (Maxblend) and from 0 to 100 N-m for the slow shaft (helical ribbon). In the experiments, the power input was calculated from the mechanical torque and speed measurements as $P=\omega M$, where ω is the shaft rotational speed in

radians per second and *M* the actual torque (i.e after having subtracted the torque generated without fluid).

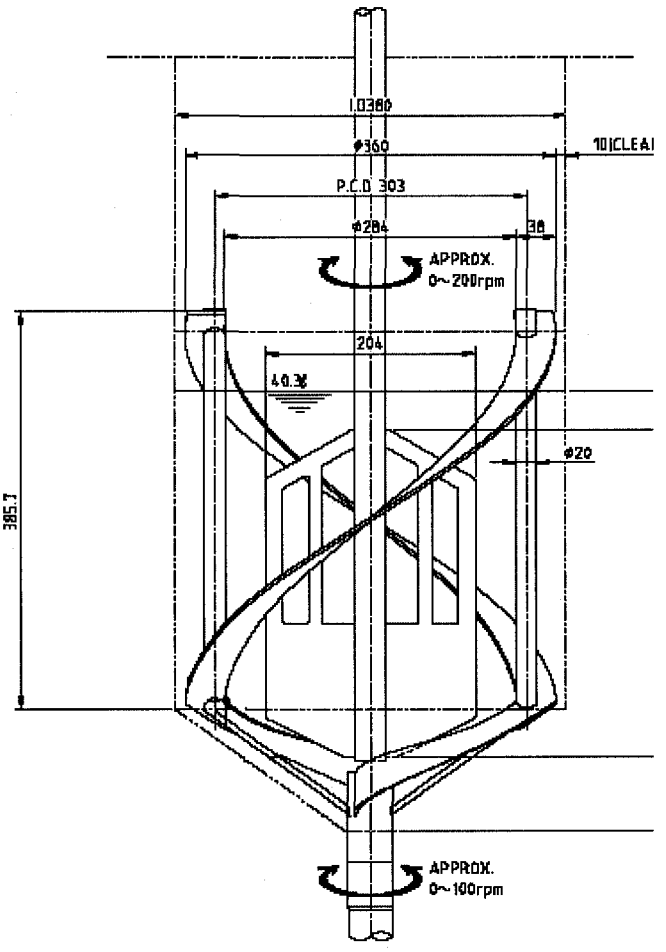


Figure 7-1 : Superblend coaxial mixer experimental setup

Aqueous solutions of corn syrup were used as the working fluids. The rheological properties of the Newtonian fluids were determined with a Model BL

Tokimec viscometer. Their viscosity ranges from 0.1 to 200 *Pa.s* and their density between 1300 and 1400 kg/m^3.

In terms of speed range, the Maxblend impeller was operated between 30 and 195 RPM and the helical ribbon between 3 and 80 RPM. Speed ratios of 2, 4 and 6 were chosen.

The following operating modes for the coaxial mixer were investigated:

- co-rotating mode (helical ribbon in upflow), where both the Maxblend impeller and the helical ribbon rotate in the same direction (clockwise);
- counter-rotating mode (helical ribbon in downflow), where the Maxblend impeller and the helical ribbon rotate in opposite directions (Maxblend clockwise, helical ribbon counter-clockwise).

These parameters were chosen in order to optimize the pumping in the tank. Indeed, for a helical ribbon, circulation times are independent of the pumping direction (Delaplace et al., 2000). Thus, it was decided to use the helical ribbon in the same pumping direction as the Maxblend, direction which we think can provide more pumping upwards from the wall and downwards the inner shaft.

7.2.3.2 Power consumption analysis

Contrary to classical agitation systems provided with a single shaft and a single impeller, the power curve of a coaxial mixer cannot be easily determined. Indeed, in such a system, the selection of the characteristic diameter and the speed required to calculate the power (Np) and Reynolds (Re) numbers is ambiguous. A few studies (Thibault and Tanguy, 2002; Tanguy and Thibault, 2002; Köhler and Hemmerle, 2003; Foucault et al., 2004, 2005 and 2006) have tried to characterize the power consumption of such a system.

Recently, Farhat et al. (2008) proposed the following correlations inspired from the drag force theory, which includes a unique characteristic mixing speed for all mixing modes:

$$N' = \frac{(N_i D_i + N_o D_o)}{D_i} \qquad \textbf{7-1}$$

The corresponding Reynolds numbers and power number respectively become

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho(N_i D_i + N_o D_o) D_i}{\mu} \qquad \textbf{7-2}$$

$$N_p = \frac{P_{tot}}{\rho(N_i D_i + N_o D_o)^3 D_i^2} \qquad \textbf{7-3}$$

where N_i and D_i are the speed and diameter of the inner impeller (Maxblend), respectively; and N_o and D_o the speed and diameter of the outer impeller (helical ribbon), respectively.

7.2.3.3 Mixing time

Mixing time was evaluated experimentally by means of a discoloration technique based on a fast acid-base reaction. An aqueous solution of 0.08% bromocresol purple was used as an indicator along with a basic solution of 10 N NaOH and an acidic solution of 10 N HCl. At a pH lower than 6, this indicator is yellow and it turns purple at a pH higher than 7.6. Also, to confirm the mixing time observed, a recently developed image processing technique (Cabaret et al., 2007) was used in order to determine the evolution of the discoloration process in the tank from which a mixing time value in seconds was obtained. This technique consists in capturing the color change induced by the fast acid-base indicator reaction on video, and using image analysis for the interpretation. The color change is quantified by means of a threshold on the RGB color model and provides a direct assessment of the evolution of the degree of discoloration (macro-mixing). This technique is robust to uneven illumination and operator errors, has a high degree of reliability and repeatability, and can yield an accurate mixing time by considering the possible presence of dead zones. Moreover, the mixing evolution graphs bring additional information about mixing efficiency and the mixer working principle.

7.2.4 Results

7.2.4.1 Power consumption

Figure 7-2 compares the power number (Np) versus the Reynolds number (Re) for all considered mixing scenarios. Using the results from this figure, we can determine the Kp value of the Superblend using the theory that the slope of each curve is equal to -1 in the laminar regime. Consequently, the Kp value of the Superblend is equal to 130, which compares favourably with those of helical ribbons and double helical ribbons (Delaplace et al., 2000). It can be seen that the previously proposed definition of the characteristic mixing speed for coaxial mixers introduced by Farhat et al. (2008) can be readily applied to the Superblend. A unique power curve is obtained for all mixing scenarios. At the same Reynolds number, the power number is always the same irrespective of the rotating mode, speed ratio or viscosity. A preliminary study investigating the performance of the Superblend while the Maxblend was rotating in counter-clockwise instead of clockwise was carried out. The same power curve pattern was found. This is logical since the Maxblend has the same pumping behavior and acts like a pump in either rotating modes. The difference of performance between both modes was not really noticeable and will be investigated numerically in the future.

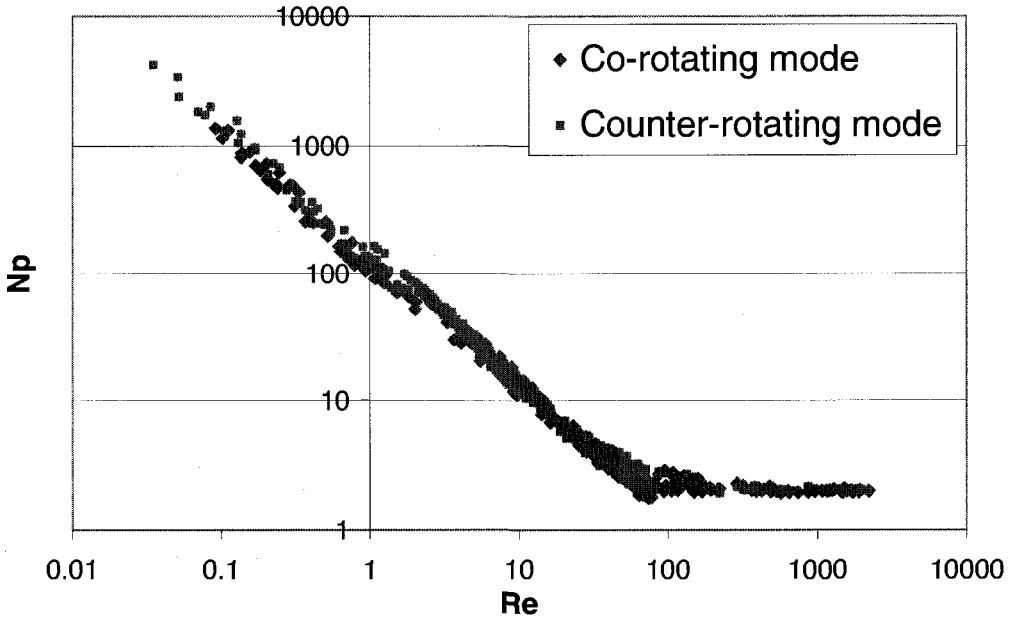


Figure 7-2 : Superblend power curve in co- and counter-rotating modes

Figure 7-3 compares the performance of the Superblend to the two coaxial mixer configurations that were presented in the work of Farhat et al. (2008). In the latter work, the two configurations of coaxial mixer consisted of a 20 cm agitator (Rushton turbine or Mixel TT) coupled with a 36 cm anchor. Power consumption in the co- and counter-rotating modes are here compared with those of a Superblend combining a Maxblend and a helical ribbon having the same dimensions as the Rushton turbine or the Mixel TT and the anchor studied in the work of Farhat et al. (2008). This figure shows that the power number of the Mixel TT-anchor combination is itself less than the power number for the Rushton-anchor combination, which is less than the Superblend power number. This result would indicate that the Superblend draws more

power than classical coaxial mixer configurations. However, the power number is not the only efficiency criterion to consider, and in the next sections, a more thorough analysis is carried out using other important mixing criteria.

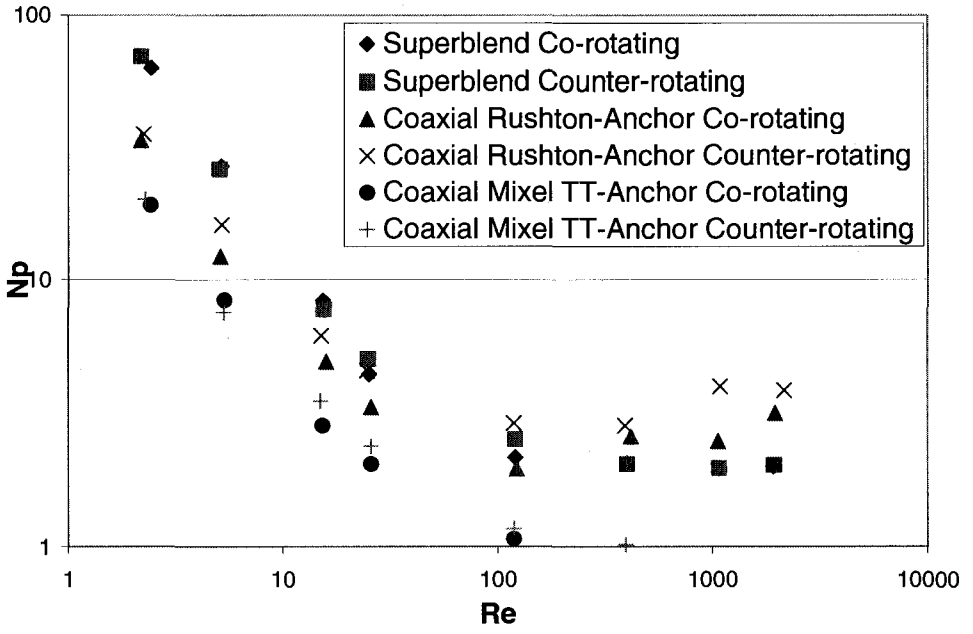


Figure 7-3 : Comparison of power curves between the Superblend and two configurations of a dual shaft coaxial mixer

7.2.4.2 Mixing time

Figure 7-4 presents the dimensionless mixing time for all mixing scenarios using the definitions presented in equations 7-1 and 7-2. This figure shows that the co-rotating mode is clearly more efficient than the counter-rotating mode. One should note that, in the co-rotating mode, the helical ribbon is in the up-pumping mode (the ribbon pushes the fluid from bottom to top at the

periphery). The opposite is obtained with the counter-rotating mode. Therefore, one can conclude that mixing in co-rotating mode (with up-pumping circulation) decreases the time needed to have a homogenous mixing. According to the literature, (Delaplace et al., 2000), circulation times are independent of the pumping direction of a helical ribbon. However, we suppose that the addition of the up-pumping action of the helical ribbon to the up-pumping action of the Maxblend enables a better renewal of the fluid in the gap between the helical ribbon and the vessel wall and transfers the fluid more efficiently along the inner shaft and through the Maxblend.

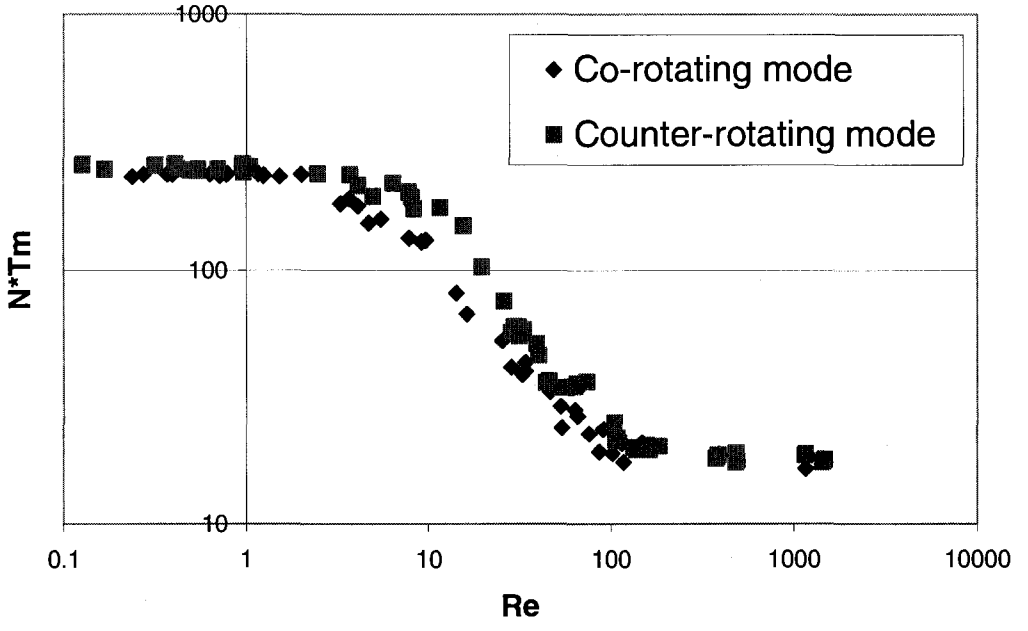


Figure 7-4 : Mixing time curves for the Superblend in the co- and counter-rotating modes

The same pattern was found during the preliminary study investigating the performance of the Superblend while the Maxblend was rotating in counter-clockwise. In this study, the co-rotating mode consisted of both agitators rotating counter-clockwise and generating a down-pumping circulation. Hence, the co-rotating mode is more efficient regardless of the circulation direction and of the rotating direction of both impellers. The difference of performance between both modes was not really noticeable.

When we compare a classical coaxial mixer consisting of a scraping anchor and a Rushton turbine or a Mixel TT on the fast speed shaft to the Superblend mixer, we can see that the mixing time is much less using the Superblend for the same Reynolds number. This is probably due to the better performance of a helical ribbon compared to an anchor. As presented by Delaplace et al. (2000), although the amount of deformation produced by an anchor impeller would be of the same order of magnitude as that of a helical ribbon of the same diameter, it has been proved that anchors performances are poorer. This is due to the fact that the flow produced by an anchor is tangential and no pumping action of the fluid is created in the vessel.

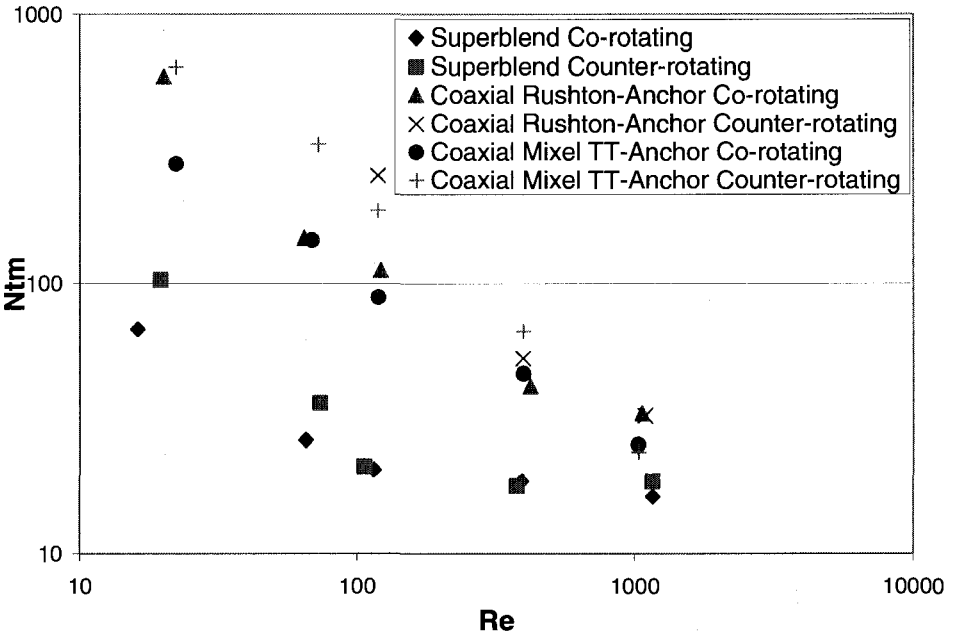


Figure 7-5 : Comparison of the mixing time curves between the Superblend and two configurations of a dual shaft coaxial mixer

7.2.4.3 Mixing energy

To assess the mixing effectiveness, a fair comparison must take into account both power draw and mixing time at the same time, i.e. to consider the mixing energy, E_{mix}. In this work, we define such energy by $E_{mix} = Np.Nt_m$. From Figure 7-6, it appears clearly that the Superblend is much more attractive for mixing operations in terms of energy cost. Even when compared to radial or axial agitators combined with an anchor, the Superblend surpasses their performance.

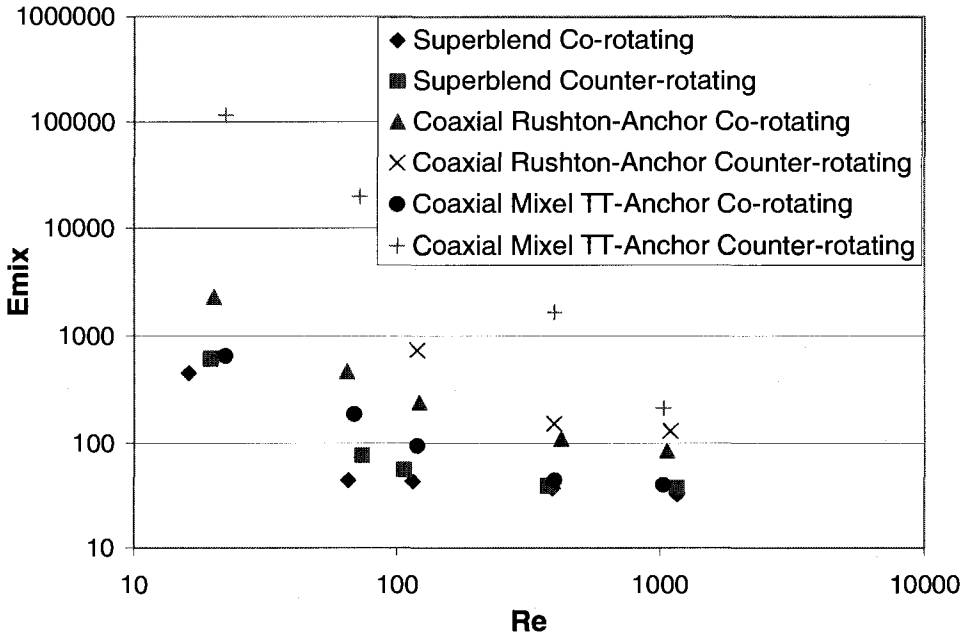


Figure 7-6 : Comparison of the mixing energy versus Reynolds number between the Superblend and two configurations of a dual shaft coaxial mixer

We also tried to compare the different mixers using Zlokarnik's method (2001). This method gave us the same conclusions as the mixing energy method. Hence, the Superblend mixer in the co-rotating was proven to have thesmallest mixing rate for the same Reynolds mixing time.

7.2.5 Conclusion

The objective of this work was to quantify the coaxial mixing performance of a Superblend mixer, which consists of a Maxblend impeller coaxially coupled with a helical ribbon operating in co- and counter-rotating modes. Power

consumption and mixing time experiments obtained from the discoloration technique were conducted using aqueous solutions of corn syrup and water as Newtonian fluids in the laminar, transition and turbulent regimes. Based on mixing efficiency criteria, this study confirmed that the co-rotating mode, as seen with other coaxial mixing configurations, is consistently yielding the best results in the laminar and early transition regimes. Previously proposed correlations for coaxial mixers were tested for their applicability and they were proven to be very applicable for the Superblend. This work demonstrated the efficiency of the Superblend and its superiority when compared to the dual shaft coaxial mixer based on different mixing efficiency criteria such as mixing time and mixing energy.

7.2.6 Acknowledgements

The financial support of NSERC is gratefully acknowledged.

7.2.7 Nomenclature

D_c = diameter of the tank, m

D_o = diameter of the anchor, m

D_i = diameter of the turbine, m

E_{mix} = mixing energy, -

H_o = height of the tank, m

H_l = liquid height in the tank, m

K_p = power constant (Newtonian), -

M = torque, N-m

N' = modified rotational speed, RPS

N_i = rotational speed inner shaft, RPS

N_o = rotational speed outer shaft, RPS

Np = power number, -

Nt_m = dimensionless mixing time, -

P = power input, W

P_{tot} = total power, W

Re = Reynolds number, -

t_m = mixing time, s

μ = viscosity, Pa.s

ρ = density, kg/m^3

ω = shaft rotational speed, rad/s

7.2.8 Literature cited

Bourne, J.R. and H. Butler; "An analysis of the flow produced by helical ribbon impellers," *Trans. Instn Chem. Engrs.*, 47, 11-17 (1969).

Brito de la Fuente, E.; "*Mixing of rheological complex fluids with helical ribbon and helical screw ribbon impellers.*" Laval University, Quebec City, Ph.D. Thesis (1992).

Cabaret, F., Bonnot, S., Fradette, L. and P.A. Tanguy; "Mixing time analysis using colorimetric methods and image processing," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 46 (14), 5032-5042 (2007).

Carreau, P.J., Patterson, I. and C.Y. Yap; "Mixing of viscoelastic fluids with helical-ribbon agitators – I. Mixing time and flow patterns," *The Can. J. Chem. Eng.*, 54, 135-142 (1976).

Delaplace, G., Leuliet, J.C. and V. Relandeau; "Circulation and mixing times for helical ribbon impellers. Review and experiments," *Experiments in fluids.*, 28, 170-182 (2000).

De la Villéon, J., Bertrand; F., Tanguy, P.A., Labrie, R., Bousquet, J. and D. Lebouvier; "Numerical investigation of mixing efficiency of helical ribbons," *AICHE J.*, 44 (4), 972-977 (1998).

Farhat, M., Fradette, L. and P.A. Tanguy; "Revisiting the performance of a coaxial mixer," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 47 (10), 3562-3567 (2008).

Farhat, M., Rivera, C., Fradette, L., Heniche, M. and P.A. Tanguy; "Numerical and experimental study of dual-shaft coaxial mixer with viscous fluids," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 46 (14), 5021-5031 (2007).

Foucault, S., Ascanio, G. and P.A. Tanguy; "Mixing times in coaxial mixers with Newtonian and non-Newtonian fluids," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 45 (1), 352-359 (2006).

Foucault, S., Ascanio, G.. and P.A. Tanguy; "Power characteristics in coaxial mixing: Newtonian and Non-Newtonian fluids," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 44, 5036-5043 (2005).

Foucault, S., Ascanio, G.. and P.A. Tanguy; "Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids," *Chem. Eng. and Technol.*, 27 (3), 324-329 (2004).

Fradette, L., Thomé, G., Tanguy, P.A., and K. Takenaka; "Power and mixing time study involving a Maxblend impeller with viscous Newtonian and non-Newtonian fluids," *Chem. Eng. Res. Des.*, 85 (A11), 1514-1523 (2007).

Köhler, S. and W. Hemmerle; "Analysis of the power characteristic of a coaxial agitator with varied diameter and speed ratio inner and outer mixing device," *11th European Conference on Mixing*, 14-17, Bamberg (2003).

Kuratsu, M., Yatomi, R. and H. Sato; "Design of versatile reactors," *Chem. Equipment.*, 8, 86-92 (1995).

Kuratsu, M., Nishimi, H., Yatomi, R., Sato, H. and M. Mishima; "Mixing reactor "Superblend" applied to wide range of viscosity," *Sumitomo Heavy Industries Technical Review*, 42 (124), 82-85 (1994).

Mishima, M.; "New trend of mixing vessel," *Chem. Eng. Jpn.*, 56, 131-137 (1992).

Murakami, Y., Fujimoto, K., Shimada, T., Yamada, A. and K. Asano; "Evaluation of performance of mixing apparatus for high viscosity fluids," *J. Chem. Eng. Japan*, 5, 297-303 (1972).

Nagata, S., Yanagimoto, M. and T. Yokoyama; "Studies on the mixing of high viscous liquids," *Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyoto University*, 18, 444-460 (1956).

Rudolph, L., Schäfer, M., Atiemo-Obeng, V. and M. Kraume; "Experimental and numerical analysis of power consumption for mixing of high viscosity fluids with a co-axial mixer," *Chem. Eng. Res. Des.*, 85 (A5), 568-575 (2007).

Soliman, M.G.; "*Agitation de fluides visqueux pseudoplastiques par un double ruban helicoïdal*," I.N.P., Toulouse, France, Ph.D. Thesis (1985).

Takahashi, K., Horiguchi, H., Mishima, M. and R. Yatomi; "Mixing characteristics in a vessel agitated by large paddle impeller Maxblend," *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* (2006).

Takenaka, K., Yatomi, R., Morinaga, S. and P.A. Tanguy; "Comparison of solid-liquid mixing performance between a pitched blade turbine and the Maxblend impeller," *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* (2006).

Tanguy, P.A., Lacroix, R., Bertrand, F., Choplin, L. and E. Brito de la Fuente; "Finite element analysis of viscous mixing with an helical ribbon screw impeller," *AICHE J.*, 38 (6), 939-944 (1992).

Tanguy, P.A. amd F. Thibault; "Power consumption in the turbulent regime for a coaxial mixer," *Can. J. Chem. Eng.*, 80 (4), 601-603 (2002).

Thibault, F. and P.A. Tanguy; "Power-draw analysis of coaxial mixer with Newtonian and non Newtonian fluids in the laminar regime," *Chem. Eng. Sci.* 57, 3861-3872 (2002).

Yao, W., Mishima, M. and K. Takahashi; "Numerical investigation on dispersive mixing characteristics of Maxblend and double helical ribbons," *Chem. Eng. J.*, 84 (14), 565-571 (2001).

Yatomi, R., Takenaka, K., Morinaga, S., Takahashi, K. and P.A. Tanguy; "Large paddle impeller for enhancing surface aeration: application to polymerization reactor with liquid level change," *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* (2006).

Zlokarnik, M; "*Stirring; Theory and Practice*,".Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim (Federal Republic of Germany) (2001)

CHAPITRE 8 Comparaison hydrodynamique de différents mélangeurs multi-arbres

8.1 Présentation de l'article

Cet article, soumis en mars 2009 à la revue *Chemical Engineering Science*, présente une comparaison hydrodynamique de deux mélangeurs coaxiaux ainsi qu'un mélangeur à deux arbres excentriques dans les régimes laminaires et en début de transitoire avec des fluides newtoniens. La consommation de puissance ainsi que le temps de mélange ont permis de comparer les mélangeurs et le Superblend s'est avéré être le mélangeur offrant la meilleure performance. Durant cette investigation, le nombre de Reynolds, le nombre de puissance ainsi que le temps de mélange ont été évalués à l'aide des corrélations récemment introduites par notre groupe (Farhat et al. (2008); équations 6-11 à 6-13). Celles-ci ont, encore une fois, été prouvées applicables pour différents types de mélangeurs coaxiaux, mais elles ont montré une limitation : elles sont seulement applicables lorsque les agitateurs sont dépendants et quand ils interagissent ensemble. De plus, cet article présente une reprise de résultats antérieurs qui ont servi à démontrer qu'il est possible d'estimer la consommation de puissance d'un mélangeur coaxial en se basant sur une courbe maîtresse trouvée à l'aide des corrélations proposées. Cette nouvelle possibilité d'estimation de la puissance consommée peut être bien

utile pour des applications industrielles afin d'estimer la performance d'un système.

8.2 Title : Hydrodynamic comparison of different multi shaft mixers

Authors: Maya Farhat, Louis Fradette and Philippe A. Tanguy

Affiliation: URPEI, Department of Chemical Engineering, École Polytechnique Montreal, P.O. Box 6079, Station Centre-Ville, Montréal, Qc, H3C 3A7, Canada.

8.2.1 Abstract

The hydrodynamic performances of two coaxial mixers and a dual shaft mixer were investigated in the laminar and early transitional regimes with Newtonian fluids. The power consumption and the mixing time were determined using torque measurements and a discoloration method, respectively. Based on different mixing efficiency criteria, the mixers were compared and the best performance was obtained with the Superblend mixer. Throughout this investigation, mixing numbers such as the Reynolds number and the power number were evaluated using newly proposed correlations by our group. These correlations were found to be very applicable for the different mixers and in

evaluating and comparing their performance. However, these correlations were found to have a limitation: they are only applicable when the agitators are dependent and when they have interaction with each other. Finally, previsouly presented results were reviewed in order to extend our studies. It was found that, using the power master curve of a coaxial mixer consisting of Rushton-Anchor combination, it was possible to predict the power consumption of a Mixel TT-anchor coaxial mixer using the ratio of the Kp values. This new extension of our previous work opens new avenues and allows to characterize just one configuration of a coaxial mixer and predict the performance of other configurations based on the performance of this one.

KEYWORDS. Coaxial mixer, dual shaft mixer, Maxblend, helical ribbon, Superblend, Laminar, Newtonian.

8.2.2 Introduction

Mixing vessels are commonly used in the chemical, petrochemical and cosmetic industries for the production of liquid dispersions, emulsions, etc. The quality of mixing depends on multiple factors such as the performance of the mixer itself, the order of addition of the different ingredients and also on the evolution of the rheology in the vessel during the manufacturing of a product. Hence, the range of possible mixing tasks is such that a universal mixing system does not exist. One flexible device that can be used in order to assess

different mixing issues is the coaxial mixer, which combines two impellers. This mixer is gaining rapid acceptance due to its flexibility dealing with complex viscosity conditions and evolving rheologies. The design and operation of such mixers is at present mainly based on empirical knowledge since the literature on such mixers is fairly recent.

A complete literature review on coaxial mixers can be found in the work of Farhat et al. (2008). This work also presented new definitions of Reynolds number and power number, adapted to coaxial mixers and including new characteristic diameter and speed. These correlations were shown to be very applicable for radial and axial impellers using the same coaxial mixer. In addition to the literature review and the work shown in Farhat et al. (2008), the work of Barar Pour et al. (2007) on a dual shaft mixer and the work of Kuratsu et al. (1994) on the Superblend coaxial mixer can be added. The work of Barar Pour et al. (2007) presented the study of the hydrodynamic performance of a dual shaft mixer consisting of a low-speed, wallscraping, Paravisc-type impeller and an off-centered, high speed, high-shear Deflo disperser. The mixer was studied in the laminar regime using a Newtonian fluid. The conclusions showed that the Paravisc impeller power consumption can be significantly affected by the rotation of the Deflo disperser, revealing the importance of the turbine on the overall mixing performance. Mixing time measurements showed that the Paravisc effectively controls the bulk flow movement but requires the presence

of a baffle, or a second shaft acting as such, in order to output effective mixing performance. The work of Kuratsu et al. (1994) presented the Superblend mixer that combines the Maxblend impeller and a helical ribbon. This system has been proposed for mixing applications where the very large viscosity changes in the medium results in a change of regime from the upper transition regime to deep laminar, as in many polymerization reactions.

Building on previous work on coaxial and dual shaft mixers, the present work compares the hydrodynamic performance of three different mixers using the same operating conditions and studying the same parameters with the aim to determine which mixer configuration is the most suitable for the studied conditions. In parallel, the applicability of the previously proposed correlations for coaxial mixers will be verified for the different configurations and for the dual shaft mixer. In addition, previsouly presented results will be reviewed in order to verify if we can use previous results and data in order to predict the behavior of new coaxial mixer configurations.

8.2.3 Materials and methods

8.2.3.1 Experimental Set-up

Three different mixers were compared during this investigation. The first one is a 46 L coaxial mixer (Figure 8-1) as presented in the work of Farhat et al. (2007) with a tank diameter of 0.38 m. This coaxial mixer was studied in two

configurations (Figure 8-2): first one consisting of a 20 cm Rushton turbine combined with a 36 cm anchor and the second one consisting of a 20 cm Mixel TT impeller combined with the same anchor. This mixer was operated in the co- and counter-rotating modes which corresponds to up and down pumping performances. The second mixer is a 50 L dual shaft mixer as presented in the work of Barar Pour et al. (2007) (Figure 8-3). The tank diameter is equal to 0.40 m. This mixer was studied in two configurations: first one consisting of a low-speed, wallscraping, 37.4 cm Paravisc-type impeller and an off-centered, high speed, high-shear 8 cm Deflo disperser as studied by Barar Pour et al. (2007) and the second one was investigated during this study and consisted of the same Paravisc-type impeller combined with a 9 cm Mixel TT impeller (Figure 8-2b). This mixer was operated only in the co-rotating mode. The third mixer is a fully instrumented 40 L Superblend mixer (Figure 8-4). The tank is composed of a polycarbonate cylinder having a diameter of (D_c) of 0.38 m, a height (H_c) of 0.635 m and an elliptic dish bottom. The liquid height (H_l) is 0.31 m and it was kept constant throughout the tests. The Superblend coaxial mixer is fitted with two agitators: a high-speed impeller and a low-speed scraper mounted on two independently actuated coaxial shafts. The high-speed impeller consist of a 20 cm diameter Maxblend impeller that can rotate up to 200 rpm, whereas the other shaft supports a close-clearance 36 cm diameter double helical ribbon impeller rotating at low speed (0 to 100 rpm). Two independent motors are used to drive the agitators, and they can be operated in co- and counter-

rotating modes. Because the drives are independent, it is also possible to rotate either only the helical ribbon or only the Maxblend impeller. To determine the power dissipated by the different impellers, the motors were coupled to torque meters having ranges from 0 to 20 N-m for the fast shaft (Maxblend impeller) and from 0 to 100 N-m for the slow shaft (helical ribbon). In this investigation, the mixer was operated in the co- and counter-rotating modes.

In all the experiments, the power input was calculated from the mechanical torque and speed measurements as $P=\omega M$, where ω is the shaft rotational speed in radians per second and M the actual torque (i.e after having substracted the torque generated without fluid). Aqueous solutions of corn syrup were used as the working fluids. The rheological properties of the Newtonian fluids were determined using previously calibrated viscometers. The viscosity ranged from 0.1 to 200 *Pa.s* and the density between 1300 and $1400\,kg/m^3$.

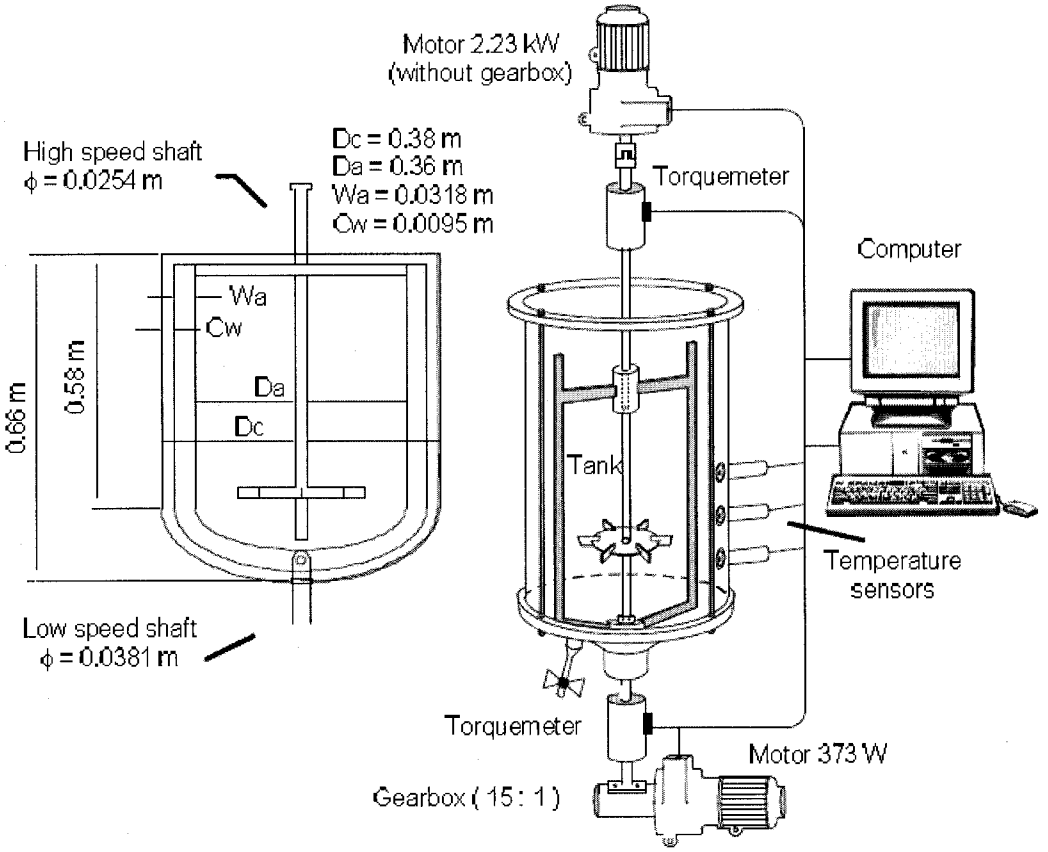
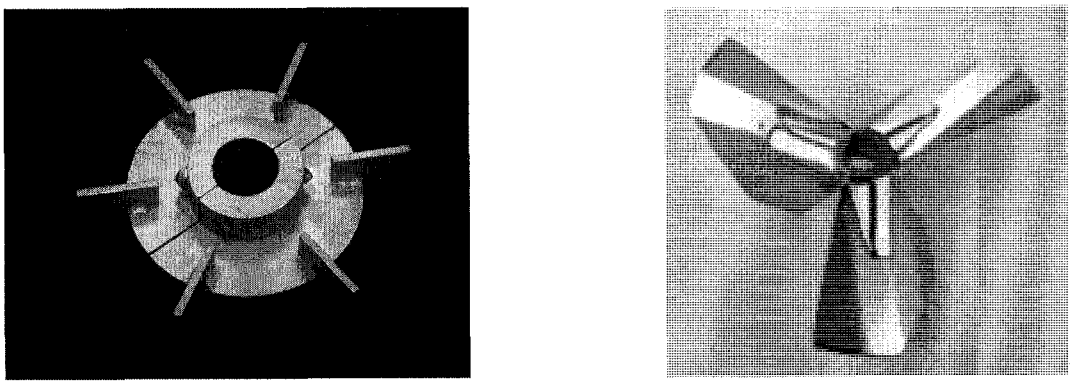


Figure 8-1 : Coaxial mixer from the work of Farhat et al. (2007) experimental setup



(a) (b)

Figure 8-2 : Agitators used in the work of Farhat et al. (2007) for the coaxial mixer: a) Rushton; b) Mixel TT

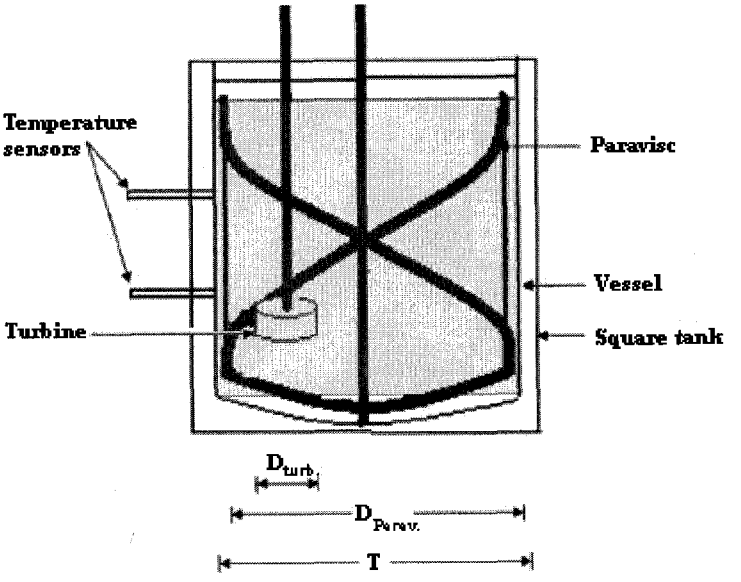


Figure 8-3 : Dual shaft mixer from the work of Barar Pour et al. (2007) experimental setup

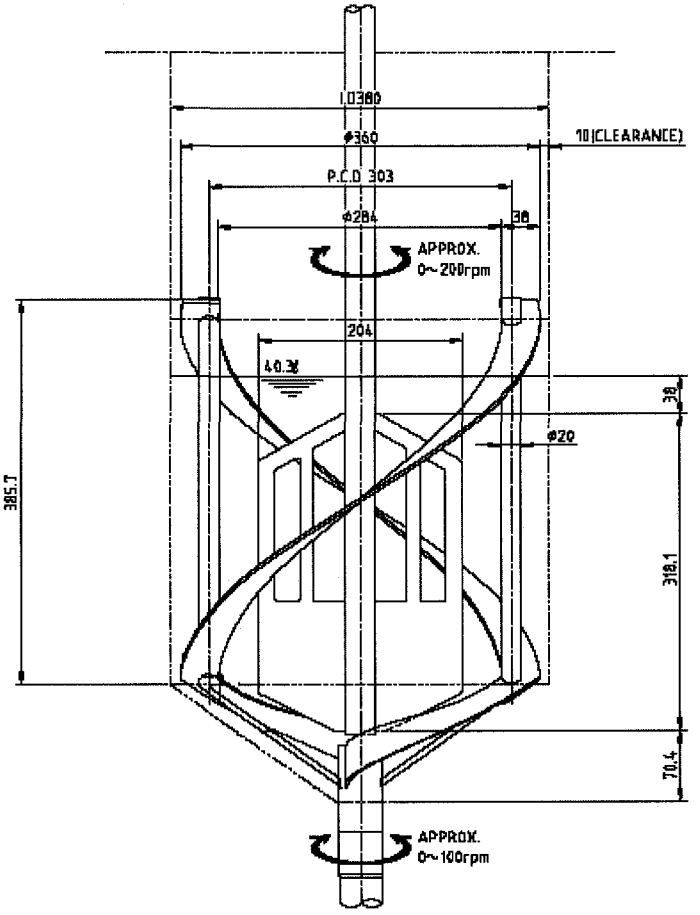


Figure 8-4 : Superblend coaxial mixer experimental setup

8.2.3.2 Power consumption analysis

As presented in the work of Farhat et al. (2008), different studies have tried to characterize the power consumption of coaxial mixers by proposing different correlations and different characteristic diameter and speed in order to calculate the power number (Np) and the Reynolds number (Re). In the work of Farhat et al. (2008), new Np and Re correlations adapted to coaxial mixers were proposed. These correlations do not use adjustable parameters that are

geometry specific and they are not limited to a range of speed ratios, turbine diameters and rotating modes. These proposed definitions were based on the definition of the drag coefficient and they included the input of the tip speed. Here are the resulting definitions of the characteristic speed, the power number (Np) and the Reynolds number (Re) which were proven to be applicable in the latter work.

$$N' = \frac{(N_i D_i + N_o D_o)}{D_i} \qquad \textbf{Eq. 8-1}$$

The corresponding Reynolds numbers and power number respectively become

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho(N_i D_i + N_o D_o) D_i}{\mu} \qquad \textbf{Eq. 8-2}$$

$$N_p = \frac{P_{tot}}{\rho(N_i D_i + N_o D_o)^3 D_i^2} \qquad \textbf{Eq. 8-3}$$

These correlations were used in order to study all three mixers and all prescribed configurations.

8.2.3.3 Mixing time

Mixing time was evaluated experimentally by means of a discoloration technique based on a fast acid-base reaction. An aqueous solution of 0.08% bromocresol purple was used as an indicator along with a basic solution of 10 N NaOH and an acidic solution of 10 N HCl. At a pH lower than 6, this indicator

is yellow and it turns purple at a pH higher than 7.6. The fluid viscosity measurements as well as the mixing experiments were performed at room temperature (≈23°C). Recently published image processing technique by Cabaret *et al.* (2007) was used to determine the evolution from which a mixing time value was obtained.

8.2.4 Results

8.2.4.1 Power consumption

Figure 8-5 shows the comparison the power number (Np) versus the Reynolds number (Re) for all three mixers in the co- and counter-rotating modes. This graph shows that the coaxial mixer consisting of the Mixel TT-Anchor combination has the lowest power number versus Reynolds number either in the co- or the counter-rotating modes. This mixer is followed by the dual-shaft mixer: first, the deflo-Paravisc configuration; second, the Mixel TT-Paravisc configuration. Then, in order: the Rushton-Anchor coaxial mixer in the co-rotating mode; the Superblend in the co-rotating mode; the Superblend in the counter-rotating mode; the Rushton-Anchor coaxial mixer in the counter-rotating mode.

These results do not come as a surprise. In the work of Farhat et al. (2007), it was found that the Mixel TT-anchor coaxial mixer configuration was more efficient than the Rushton-anchor configuration. This can be explained by the

axial pumping effect of the Mixel TT which is superior to the Rushton turbine. On the other hand, the dual shaft mixer which was expected to be more efficient ended up being less effective in terms of power consumption than the Mixel TT-anchor coaxial mixer. This can be explained by the more effective interaction between the Mixel TT and the anchor compared to the interaction between the Mixel TT or the Deflo with the Paravisc. Moreover, the Superblend is the most power consuming mixer in this study. Again, this does not come as a surprise since we know that the Maxblend is bulkier than the Rushton turbine, the Mixel TT impeller or the Deflo disperser. Also, it is known that the double helical ribbon has a much higher Kp value than the anchor or the Paravisc. Finally, as expected, the co-rotating mode is more efficient then the counter-rotating mode for all mixers. This result supports numerous results from the work of Foucault et al. (2004, 2005 and 2006) and Farhat et al. (2007 and 2008).

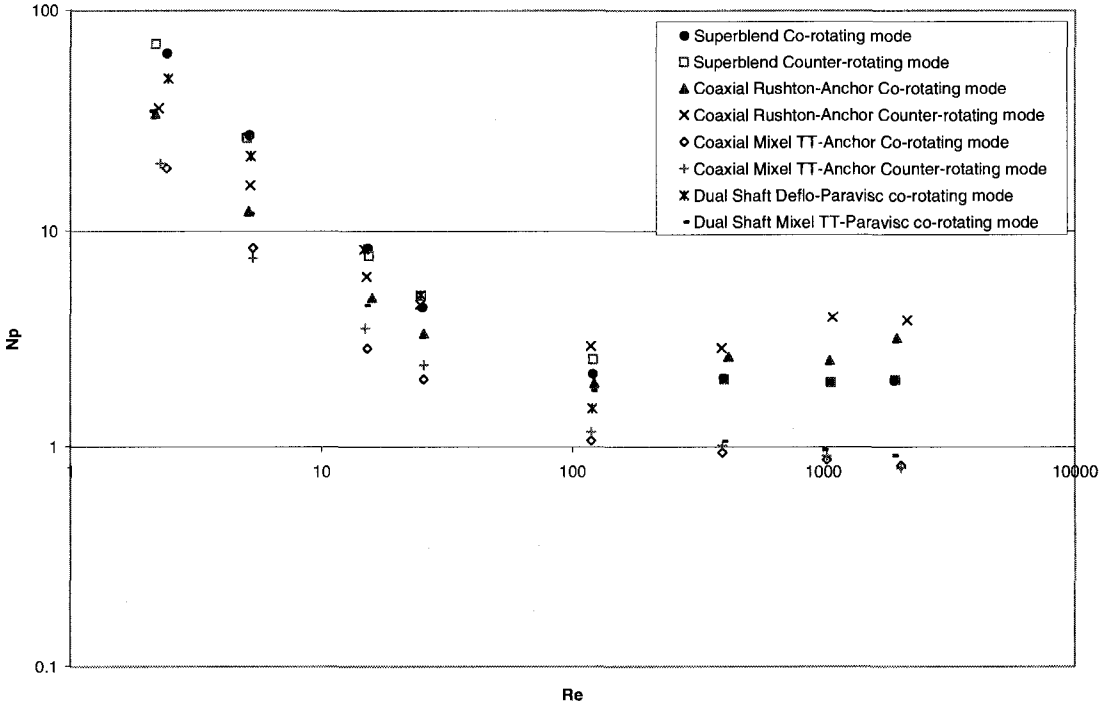


Figure 8-5 : Comparison of the power number versus the Reynolds number for different mixers

In order to push the applicability of the newly proposed correlations from the work of Farhat et al. (2008) much futher, we show in Figure 8-6 the power curves for the Deflo-Paravisc dual shaft mixer using the correlations presented by Foucault et al. (2005). We can clearly see through this graph that these correlations are not applicable to this dual shaft mixer, because they are not able to handle different speed ratios. Each speed ratio presents a different power curve. However, using the newly proposed correlations from our work (Farhat et al., 2008), we can see a single power master curve for the Deflo-

Paravisc dual shaft mixer in Figure 8-7 independent of the speed ratio. The same patterns were obtained using the correlations from Foucault et al. (2005) for the Mixel TT-Paravisc dual shaft mixer as shown in Figure 8-8. However, for that same system, the newly proposed correlations clearly provide a single power master curve independent of the speed ratios as can be seen in Figure 8-9. Also, again using the new correlations, Figure 8-10 shows the power curves for the Superblend mixer which are independent of the rotation mode (co- or counter-rotating) and of the speed ratio. These unique power curves prove the applicability of these equations and their universality.

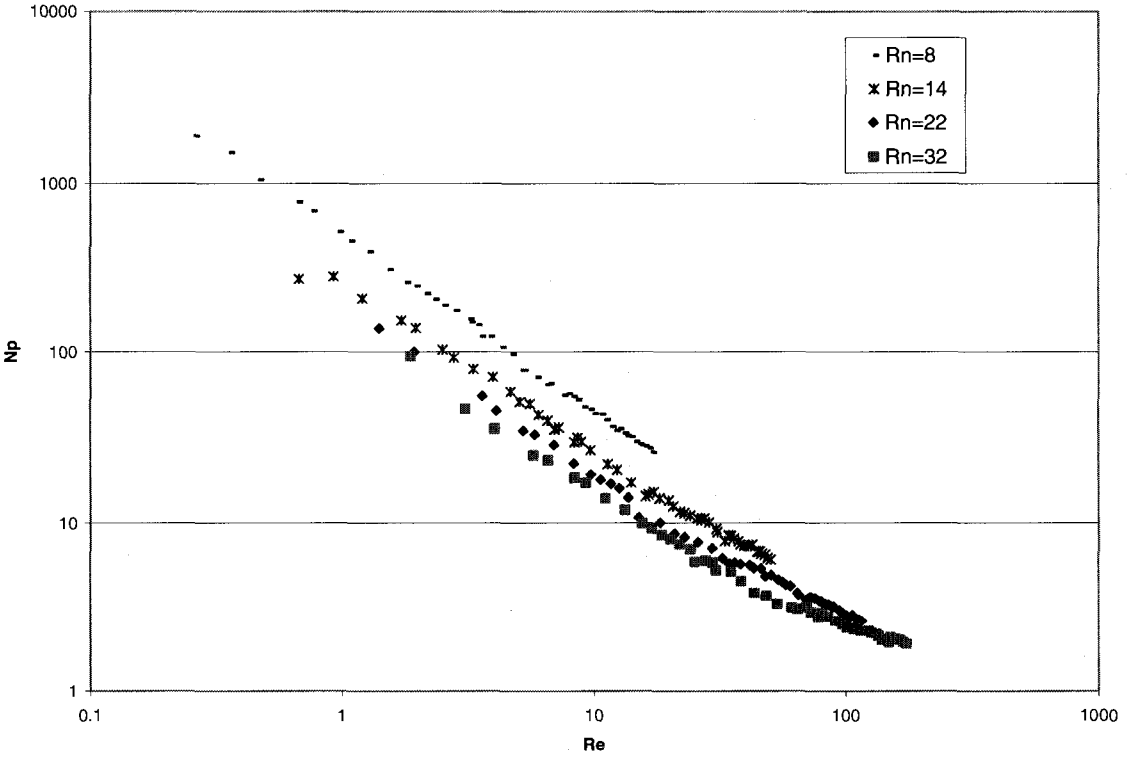


Figure 8-6 : Power curve for the Deflo-Paravisc dual shaft using the correlations from the work of Foucault et al. (2005)

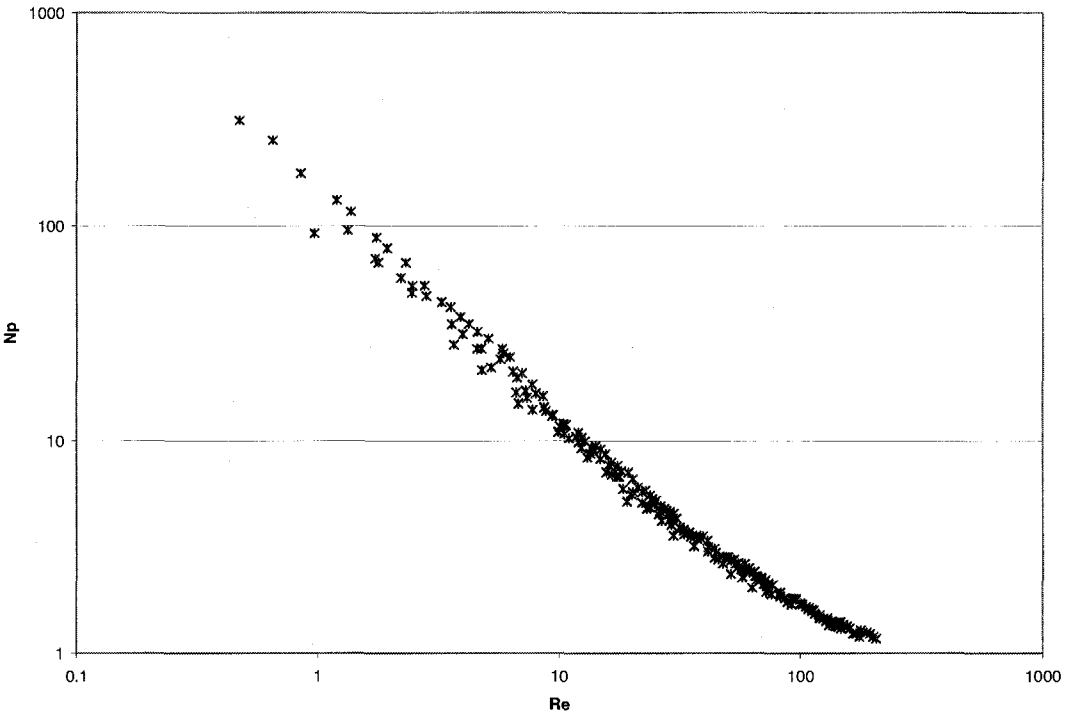


Figure 8-7 : Power curve for the Deflo-Paravisc dual shaft using the new correlations from the work of Farhat et al. (2008)

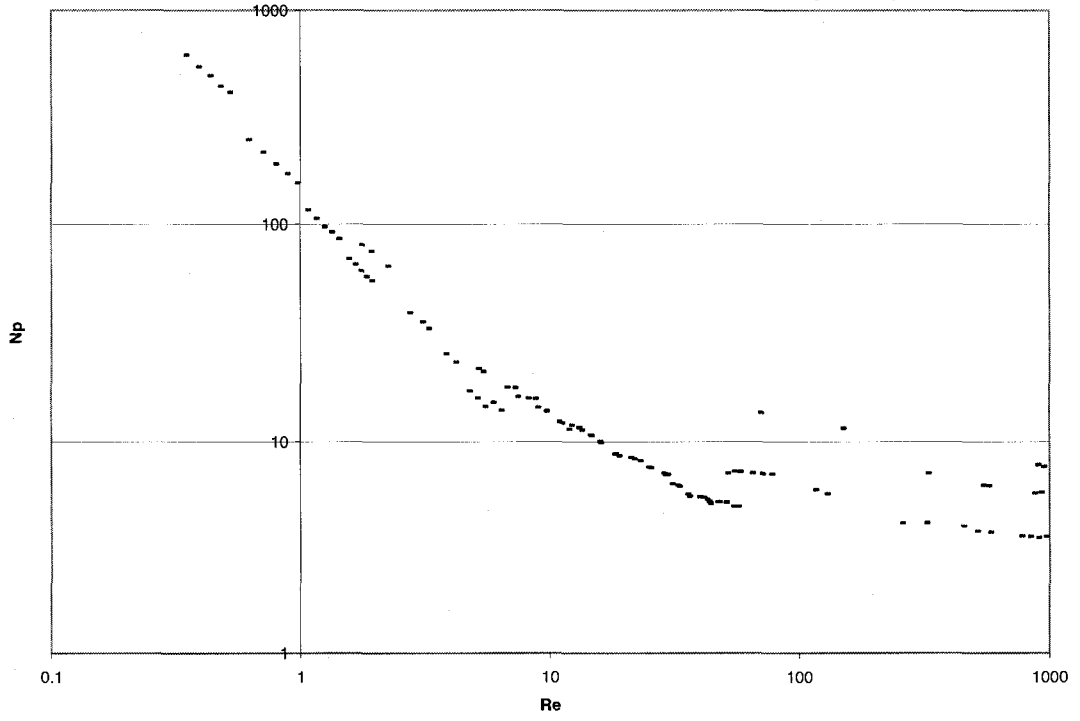


Figure 8-8 : Power curve for the Mixel TT-Paravisc dual shaft using the correlations from the work of Foucault et al. (2005)

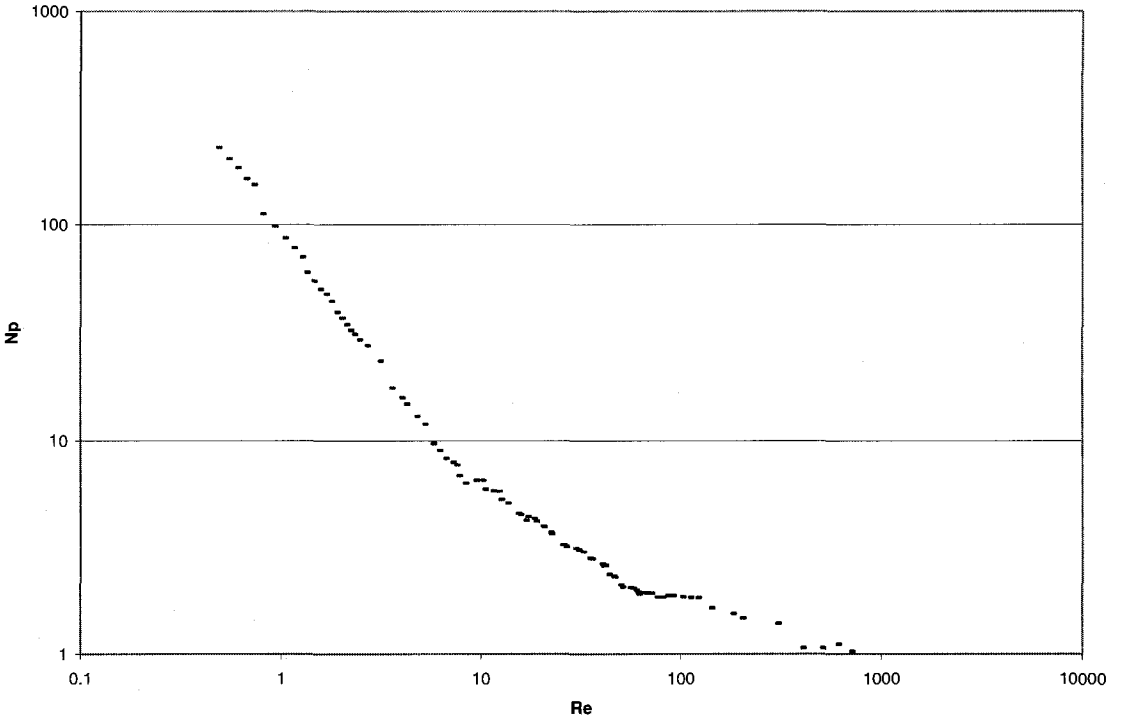


Figure 8-9 : Power curve for the Mixel TT-Paravisc dual shaft using the new correlations

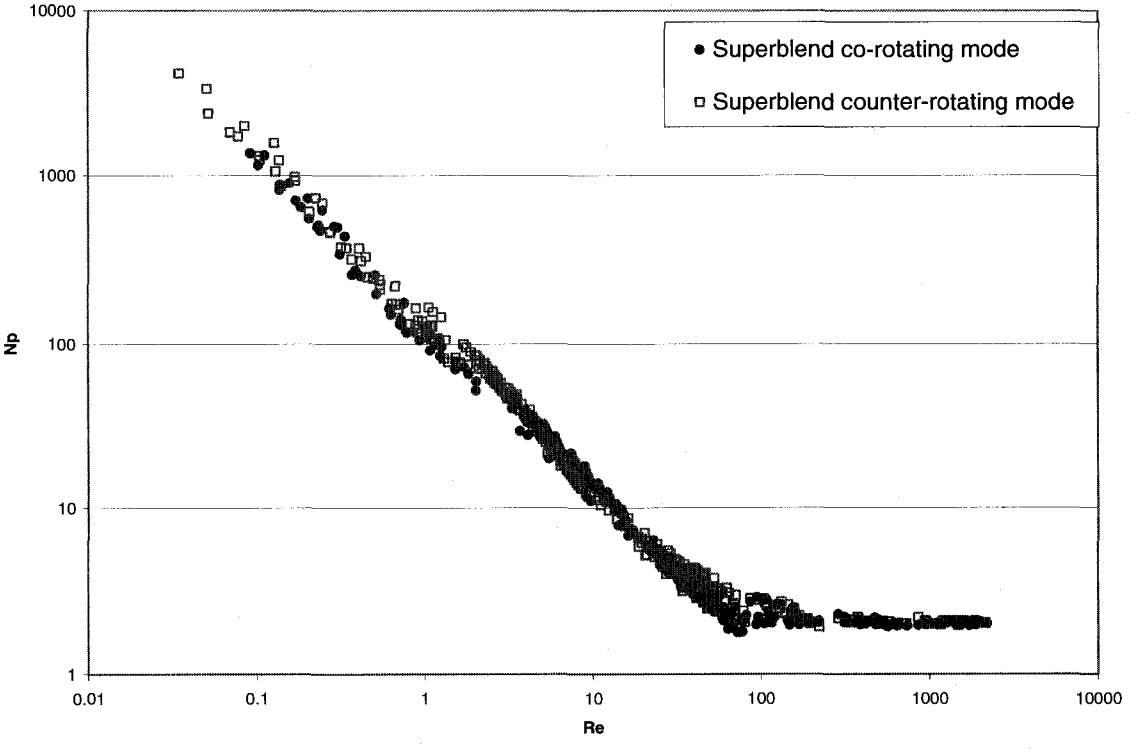


Figure 8-10 : Power curve for the Superblend using the new correlations

To extend the investigation on the applicability of the newly proposed correlations, we evaluated their performance in the case of the work of Khopkar et al. (2007) on a dual shaft mixer consisting of a low-speed, wallscraping, Paravisc-type impeller (same as the one in the work of Barar Pour et al. (2007)) but this time combined with an off-centered rotor-stator turbine (VMI-Rayneri, France) on the high speed shaft. The mixer was studied in the laminar regime using a Newtonian fluid and working only in the co-rotating mode. The conclusions showed that the rotor-stator did not influence the power consumption of the Paravisc turbine due to its poor pumping capacity. It was also found that the Paravisc power draw is predominant on the overall power consumption. Figure 8-11 shows that the newly proposed correlations have a limitation, they are only applicable when there is an interaction between both agitators in the tank. Based on the conclusions of Khopkar et al. (2007), both agitators had power consumption results showing their independence. Hence, the correlations only apply when both agitators interact.

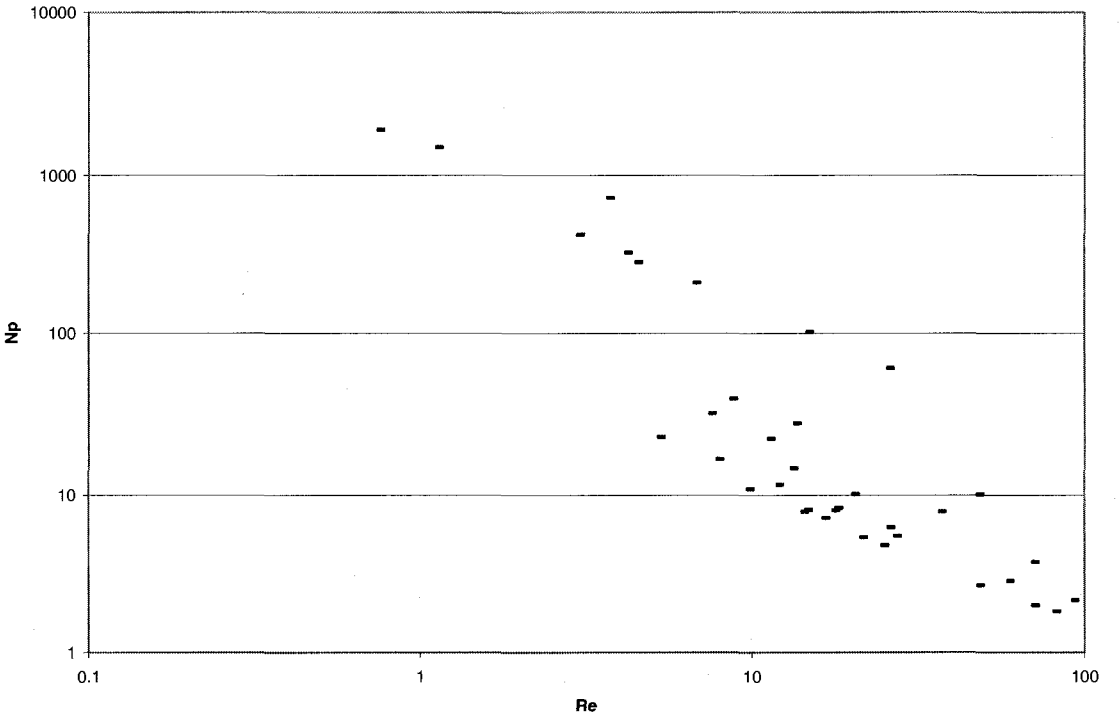


Figure 8-11 : Power curve for the Rotor Stator-Paravisc dual shaft using the new correlations

8.2.4.2 Mixing time

Figure 8-12 presents the dimensionless mixing time for all three mixers in all the configurations and for both rotating modes. This figure shows that the Superblend mixer in the co-rotating mode followed very closely by the counter-rotating mode is the mixer that needs the less dimensionless mixing time for the same Reynolds number. The Superblend in followed by the coaxial mixer in both Rushton-Anchor and Mixel-anchor configurations with the co-rotating mode first and the counter-rotating in second. The dual shaft mixer comes in

last with the Mixel TT-Paravisc configuration being more efficient than the Deflo-Paravisc.

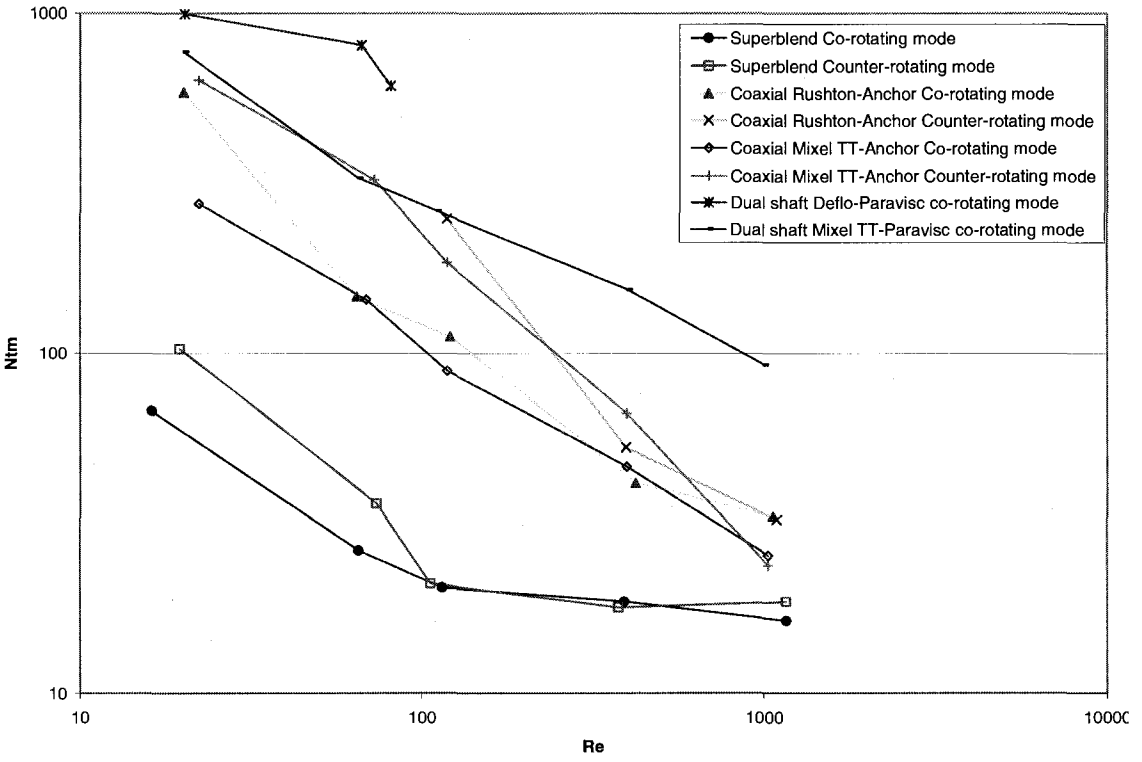


Figure 8-12 : Dimensionless mixing time comparisons for all mixers

Again, the results presented in Figure 8-12 do not come as a surprise. The efficiency of the Maxblend impeller was proven in several previous works (Yao et al., 2001; Takahashi et al.,2006; Takenaka et al., 2006; Yatomi et al., 2006; Fradette et al., 2007). The combination of a Maxblend impeller to a double helical ribbon presents a great option for deep laminar regime mixing. This combination is very efficient since both impellers have good pumping

capacities. The Superblend is followed by the coaxial mixer in both configurations which seems to have a smaller mixing time than the dual shaft at the same Reynolds number. This result can be explained by the diameter of the agitators. In our recent work (Farhat et al., 2008), we proposed that the best performance in a coaxial mixer is obtained when the turbine to tank diameter ratio is equal to 1/3 in the laminar regime. Here, the coaxial mixers had a turbine to tank diameter ratio of about 1/2 and the dual shaft mixers had a turbine to tank diameter ratio of about 1/5. Since this ratio is very small in the case of the dual shaft mixers, it is normal that the performance is poorer than the coaxial mixers. Finally, as expected, the co-rotating mode is more efficient then the counter-rotating mode for all mixers. This result supports previous results from the work of Foucault et al. (2004, 2005 and 2006) and Farhat et al. (2007 and 2008).

8.2.4.3 Mixing energy

Finally to assess the mixing effectiveness of each mixer, the variation of the dimensionless mixing energy, $E_{mix} = Np.Nt_m$, is shown vs. the Reynolds number in Figure 8-13. From this figure, we can clearly see the superiority of the Superblend coaxial mixer. First in the co-rotating mode followed very closely by the counter-rotating mode. The combination of a Maxblend impeller rotating at high speed with a helical ribbon rotating at low speed seems to decrease the needed mixing energy to achieve uniform mixing. While this combination

consumes more energy in comparison with other mixers, it also allows the reduction of mixing time significantly enough to achieve lower overall mixing time and energy. This result can also be explained by the superior pumping power of both the Maxblend and the double helical ribbon compared to all other studied agitators. In mixing energy comparison, the Superblend is once again followed in order by: first, Mixel TT-Anchor coaxial mixer configuration in the co-rotating mode; second, Rushton-Anchor coaxial mixer configuration in the co-rotating mode; third, Rushton-Anchor coaxial mixer configuration in the counter-rotating mode; fourth, Mixel TT-Paravisc dual shaft configuration; fifth, Deflo-Paravisc dual shaft configuration; and, in last place, Mixel TT-Anchor coaxial mixer in the counter-rotating mode. As explained in the mixing time section, the poor performance of the dual shaft could be explained by the size of the inner agitator. In both configurations, the inner agitators (Deflo or Mixel TT) are very small compared to the tank diameter. The ratio between the diameter of the inner agitator over the tank diameter is around 1/5 for the Deflo and around 1/4 for the Mixel TT. These ratios are not the most effective ratios. Following the work of Farhat et al. (2008), in the laminar and early transition regimes, the turbine diameter should be around 1/3 of the tank diameter. Compared to the other mixer configurations in this comparison, this mixer presents the smallest inner agitator diameter to tank diameter ratio. So this can be a possibility to explain its poor performance compared to the other mixers.

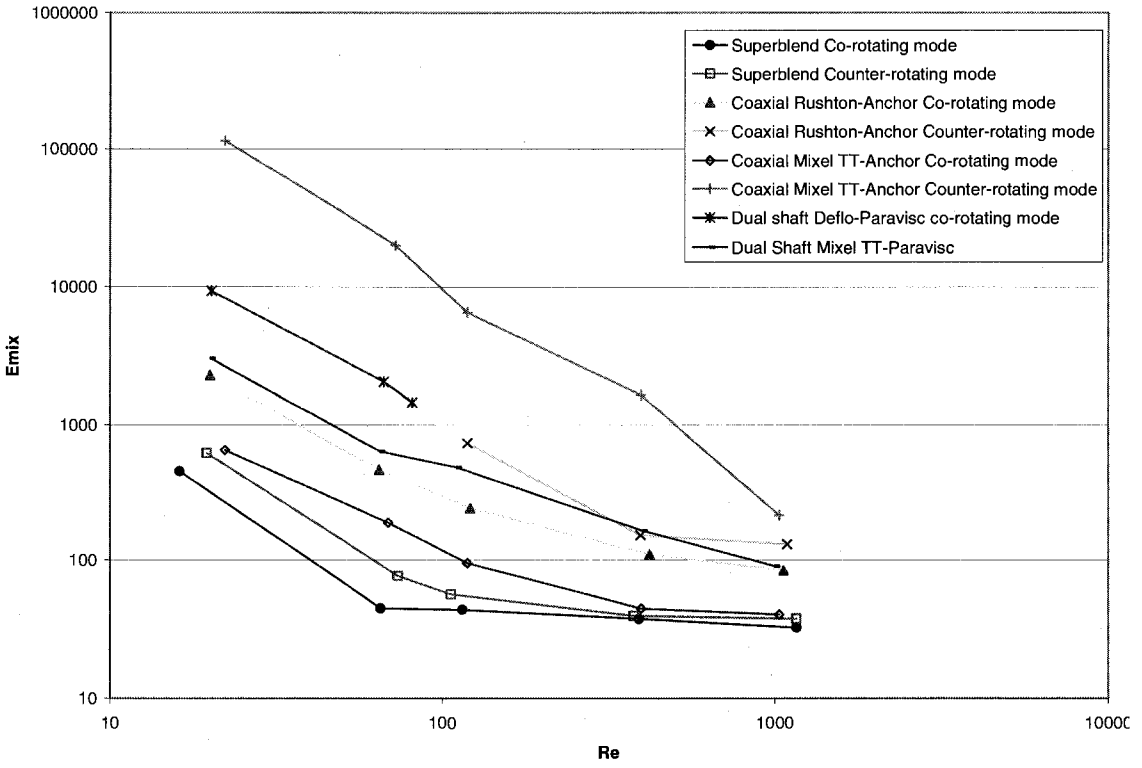


Figure 8-13 : Dimensionless mixing energy comparisons for all mixers

On the other hand, Figure 8-13 does not only allow comparing the different mixers, it also allows to compare co- and counter-rotating modes. The performance of the co-rotating mode is, once again, superior to the counter-rotating mode for all tested configurations. Again, this result does not come as a surprise as it has been proven in different works such as the work of Foucault et al. (2004, 2005 and 2006) and of Farhat et al. (2008). This figure allows us to differenciate the performances much more than Figure 8-12. It combines the effect of the dimensionless power number to the effect of the mixing time in one single graph and enables us to take both criteria into account.

In order to confirm the results from the mixing energy concept, we used the method proposed by Zlokarnik (2001). This method proposes to plot the performance of the mixing rate π_3 against the Reynolds mixing time π_2 defined as:

$$\pi_2 = \frac{t\mu}{T^2\rho} \qquad \textbf{Eq. 8-4}$$

$$\pi_3 = \frac{P_{tot}t^2}{T^3\mu} \qquad \textbf{Eq. 8-5}$$

where t is mixing time in seconds, μ is the bulk viscosity, T is the tank diameter, ρ is the bulk density and P_{tot} the total power consumption of both impellers. Zlokarnik defines a mixing time Reynolds number (Re_m) as the inverse of π_2 ($Re_m=1/\pi_2$). Figure 8-14 shows the result of the Zlokarnik type analysis. The results of this analysis show similar results to the mixing energy graph presented above. In fact, we can see once more that the Superblend in the co-rotating mode gives the best performance compared with all the other mixers.

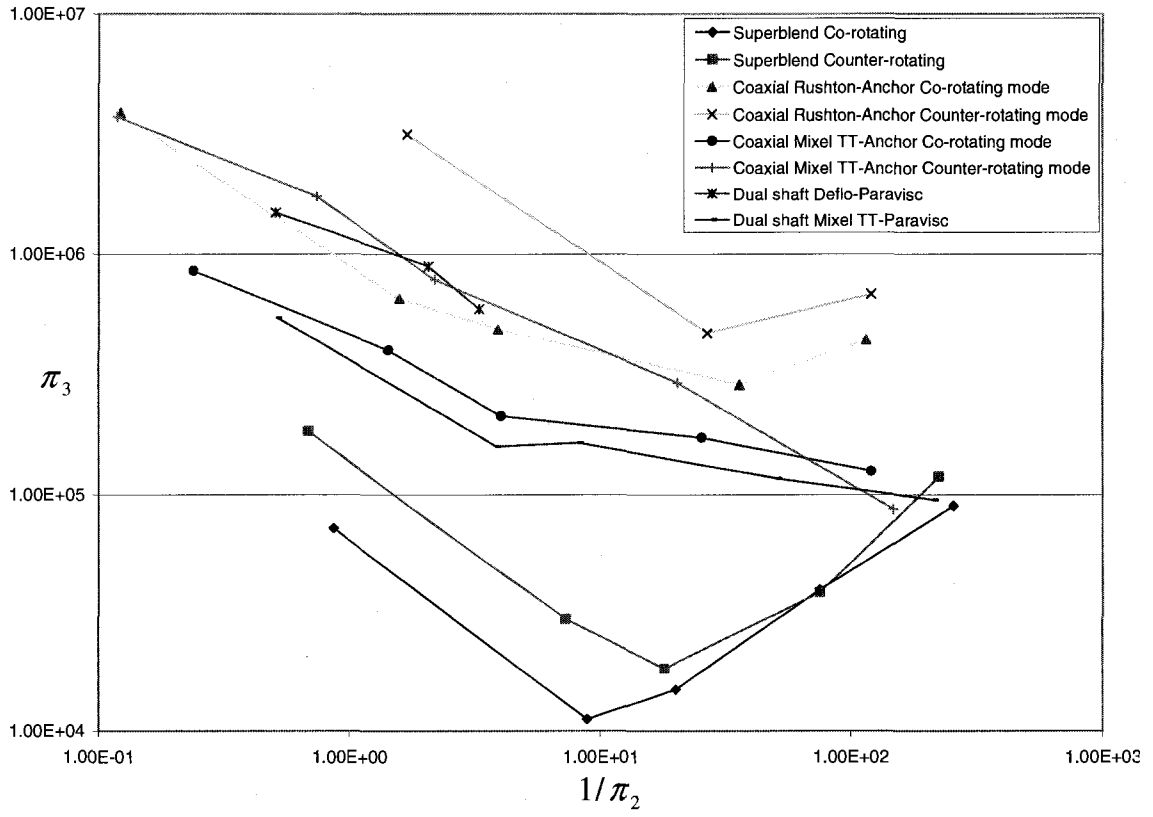


Figure 8-14 : Mixing rate versus Reynolds mixing time for all mixers, Zlokarnik's method

Hence, the Superblend mixer in the co-rotating mode consumes much less energy than all the other mixers and configurations which makes it more attractive for mixing operations where energy cost is an issue.

8.2.4.4 Discussion on the new correlations

Analysing the results from the new correlations, we can conclude on their applicability. These correlations reflect the reality that impeller power can be

split between fluid flow and fluid shear rate. In a coaxial mixer, both agitators provide flow and shear so both contributions must be taken into account.

In the co-rotating case, all the flow vectors are in the same direction. The maximum speed for each agitator is located at the tip and it becomes almost null at the wall surface of the tank. In the counter-rotating mode, the flow vectors are in opposite directions. At the point of collision of both agitators the speed becomes null. Everywhere else in the tank, the speed becomes null only at the tank wall as in the co-rotating mode. Consequently, the total flow is equivalent in both rotating modes. This reality is reflected in the proposed correlations where the tip speeds are summed for both rotating modes in order to add the fluid flow and fluid shear rate of both agitators. Figure 8-15 and Figure 8-16 enable us to see the flow patterns in both rotating modes. These flow patterns show the addition of the speeds in the co-rotating mode and the collision in the counter-rotating mode.

From the power consumption calculation standpoint, the total power drawn by the mixer includes the contributions of both agitators. In both rotating modes, the total power values are approximately the same. Consequently, for the same Reynolds number, the power consumption is equivalent for both modes. This result proves, once more, the applicability of the new correlations which allow to get a single power master curve for both rotating modes.

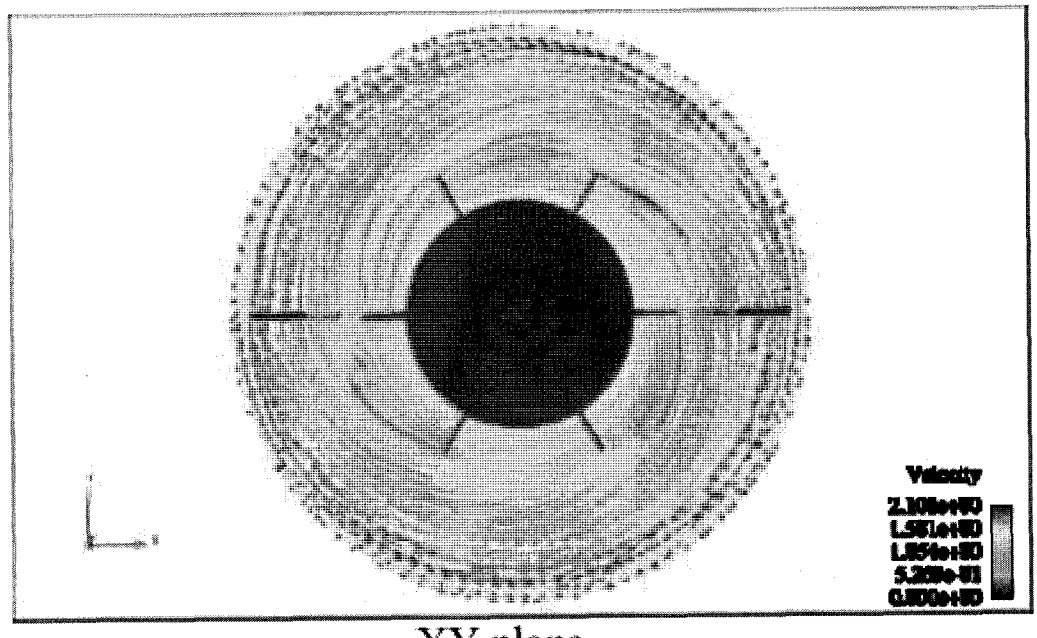


Figure 8-15 : Flow patterns in the co-rotating mode (Velocity, m/s) for the coaxial mixer Rushton-Anchor configuration, the plane XY is at Z=0.2 m (Rivera et al., 2006)

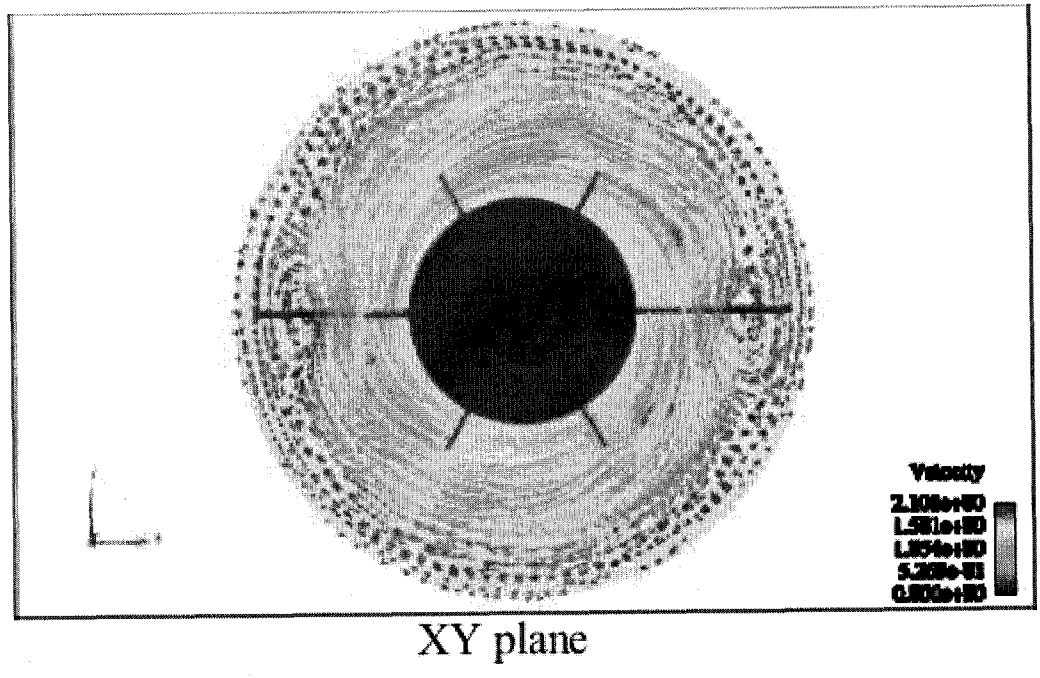


Figure 8-16 : Flow patterns in the counter-rotating mode (Velocity, m/s) for the coaxial mixer Rushton-Anchor configuration, the plane XY is at Z=0.2 m (Rivera et al., 2006)

Finally, the possibility of predicting the power consumption of a coaxial mixer was investigated using the power master curves found using the newly proposed correlations. The prediction of the power consumption of a coaxial mixer consisting of a 20 cm axial impeller (Mixel TT) coupled with an anchor was done by using the power consumption graph of a coaxial mixer consisting of a 15.8 cm radial impeller (Rushton turbine) coupled with the same anchor. Using Figure 8-17, Figure 8-18 and equation 8-6, the Np of the 20 cm Mixel TT-Anchor mixer was determined from the Np of the 15.8 cm Rushton-Anchor system.

$$\frac{Kp_{Rushton-Anchor}}{Kp_{MixelTT-Anchor}} = \frac{Np_{Rushton-Anchor}}{Np_{MixelTT-Anchor}} \qquad \textbf{Eq. 8-6}$$

For example, using Figure 8-17 of the 15.8 cm Rushton-Anchor system and for a Reynolds number (Re) of 10, the power number (Np) is equal to 7. Knowing, from our previous studies, that the Kp for the Rushton-Anchor system is equal to 70 and that the Kp for the Mixel TT-Anchor is 45, the Rushon-Anchor's Np is divided by its Kp and multiplied by the Mixel-Anchor's Kp. Hence, the Np of the Mixel-Anchor system is equal to 4.5 at a Reynolds of 10. Using Figure 8-18, the real Np of the Mixel-Anchor system at a Reynolds of 10 is also equal to 4.5. This allows to conclude that the predicted Np is equivalent to the real Np. Consequently, this method of predicting the power consumption of a coaxial

mixer based on a power master curve and a Kp ratio between the Kp values of the inner impellers is very promising. This method can help industrials using a coaxial mixer predict the power consumption of this mixer if they change the inner impeller.

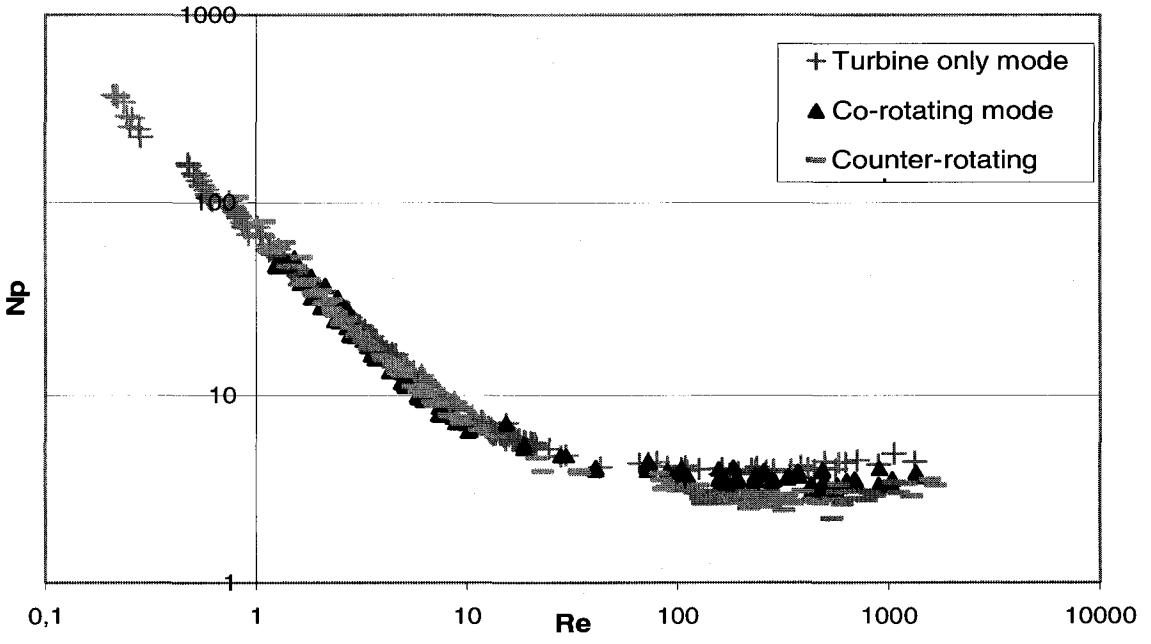


Figure 8-17 : Power curve of a coaxial mixer consisting of a 15.8 cm Rushton turbine coupled with an anchor in all rotational modes using the newly proposed correlations (Farhat et al., 2008)

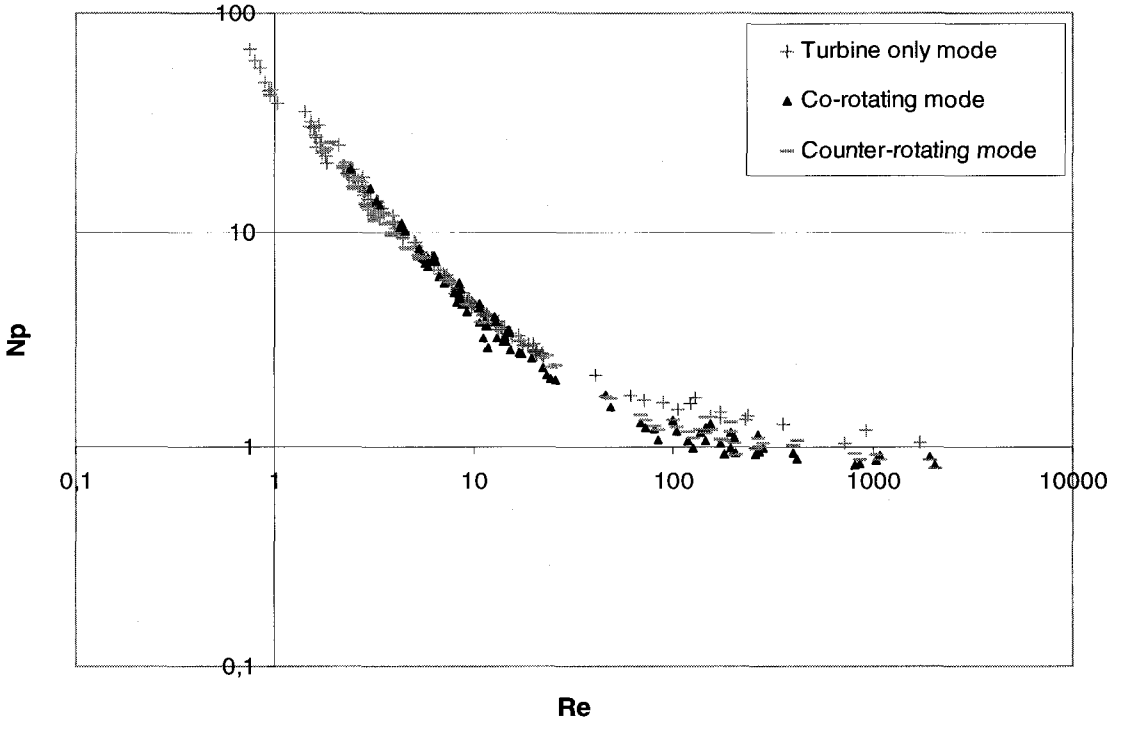


Figure 8-18 : Power curve of a coaxial mixer consisting of a 20 cm Mixel TT coupled with an anchor in all rotational modes using the newly proposed correlations (Farhat et al., 2008)

8.2.5 Conclusion

The first objective of this work was to evaluate the hydrodynamic performance of different mixers using the same operating conditions and studying the same parameters in order to compare their performances with the aim of determining which mixer configuration is the most suitable for the studied conditions. The configurations included: a coaxial mixer with an anchor rotating at low speed, and either a radial impeller (Rushton turbine) or an axial impeller (Mixel TT),

rotating at high speed; a dual shaft mixer with a Paravisc-type impeller rotating at low speed, and either a Deflo impeller or a Mixel TT impeller rotating at high speed; and a Superblend mixer, with a helical ribbon rotating at low speed and a Maxblend impeller rotating at high speed. The experiments were conducted in the laminar and early transitional flow regimes. The experimental results showed that the Superblend mixer requires more power but exhibits shorter mixing time than all the other mixers at the same Reynolds number. Using the mixing energy criteria and a Zlokarnik type of analysis, it was found that the Superblend mixer is indeed superior in overall performance than the other mixers since it requires less mixing energy to achieve the same mixing at the same conditions. The Superblend superiority was explained by the combination of two efficient pumping agitators (Maxblend and double helical ribbon) compared to Mixel TT or Rushton and anchor configurations or again Deflo or Mixel TT and Paravisc comfigurations. On the other hand, the coaxial mixer was found to be more efficient compared to the dual shaft mixer. This result was explained by the mean of the mixing efficiency criteria proposed in the work of Farhat et al. (2008). In this work, we proposed that the inner turbine diameter to the tank diameter ratio should be set at 1/3 in the laminar regime. In this study, this ratio was between 1/5 and 1/4 for the dual shaft and around 1/2 for the coaxial mixer. Hence, the coaxial mixer showed better performances. Furthermore, the co-rotating mode proved once again to be more efficient than the counter-rotating mode in terms of mixing time and

mixing energy. Consequently, using the experimental results provided in this paper, it can be concluded that the Superblend mixer in co-rotating mode represents the most energy efficient mixer of all the investigated scenarios. Hence, the Superblend mixer is more attractive for mixing operations where energy cost is an issue.

The second objective of this work was to investigate the applicability of the newly proposed correlations for coaxial mixers (Farhat et al., 2008) for different configurations and to verify their applicability to dual shaft mixers. During this study, it was found that these correlations are well suited for coaxial and dual shaft mixers when the agitators induce some effect on each other. If the different agitators interact in terms of power consumption, the correlations are applicable for all rotating modes and speed ratios. Otherwise, they are not applicable. On the other hand, using the power master curve of a coaxial mixer consisting of Rushton-Anchor combination, it was possible to predict the power consumption of a Mixel TT-anchor coaxial mixer. This extension opens new avenues such as users of coaxial mixers could only characterize a single reference configuration and predict the performance of other configurations based on the performance of the reference system using impellers Kp ratios only.

8.2.6 Acknowledgements

The support of NSERC and the research consortium on Non-Newtonian Innovative Mixing Technologies is gratefully acknowledged.

8.2.7 Nomenclature

C_w = gap between the anchor and the wall, m

E_{mix} = mixing energy

D_a = diameter of the anchor, m

D_c = diameter of the tank, m

D_i = diameter of the inner turbine, m

D_o = diameter of the outer impeller, m

H or H_l = fluid height in the mixing tank, m

H_c = height of the tank, m

M = torque, N.m

N = rotational speed, rps

N' = characteristic speed, rps

N_i = rotational speed of the inner impeller, rps

N_o = rotational speed of the outer impeller, rps

N_p = power number

Ntm = dimensionless mixing time

P_{tot} or P = total power, W

Re = Reynolds number

Rn = speed ratio between inner and outer impeller

T = diameter of the mixing tank, m

t = time, s

t_m = mixing time, s

W = height of the agitator blades, m

W_a = anchor blade thickness, m

μ = viscosity, Pa.s

ρ = density, kg/m^3

π_2 = Reynolds mixing time

π_3 = mixing rate

ω = shaft rotational speed, rad/s

8.2.8 References

Barar Pour, S.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Laminar and slurry blending characteristics of a dual shaft impeller system. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A9), 1305-1313.

Cabaret, F.; Bonnot, S.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Mixing time analysis using colorimetric methods and image processing. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2007**, *46* (14), 5032-5042.

Farhat, M.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Revisiting the performance of a coaxial mixer. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2008**, *47* (10), 3562-3567.

Farhat, M.; Rivera, C.; Fradette, L.; Heniche, M.; Tanguy, P.A. Numerical and experimental study of dual-shaft coaxial mixer with viscous fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2007**, *46* (14), 5021-5031.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Mixing times in coaxial mixers with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.*, **2006**, *45* (1), 352-359.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Power Characteristics in Coaxial Mixing: Newtonian and Non-Newtonian Fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2005**, *44*, 5036-5043.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids. *Chem. Eng. and Technol.* **2004**, *27* (3), 324-329.

Khopkar, A.; Fradette, L.; Tanguy, P. Hydrodynamics of a dual shaft mixer with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85*, 863-871.

Kuratsu, M.; Nishimi, H.; Yatomi, R.; Sato, H.; Mishima, M. Mixing Reactor "Superblend" applied to wide range of viscosity. *Sumitomo Heavy Industries Technical Review.* **1994**, *42* (124), 82-85.

Rivera, C.; Foucault, S.; Heniche, M.; Espinosa-Solares, T.; Tanguy, P.A. Mixing analysis in a coaxial mixer. *Chem. Eng. Sci.* **2006**, *61* (9), 2895-2907.

Zlokarnik, M. *Stirring; Theory and Practice.* Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim (Federal Republic of Germany). **2001**.

CHAPITRE 9 DISCUSSION GÉNÉRALE

Basée sur la littérature sur les mélangeurs coaxiaux ainsi que celle sur les mobiles raclants et non-raclants, nous pouvons identifier plusieurs lacunes dans les recherches existantes. Ces manques se trouvent au niveau de l'étude d'agitateurs de type axial et radial. Les auteurs ont mis de côté l'étude de tels systèmes pourtant bien intéressant du point de vue pratique. La comparaison de la performance de mélangeurs coaxiaux composés de telles turbines présente un grand intérêt. Une autre lacune se trouve au niveau de la comparaison de mélangeurs coaxiaux comportant un agitateur de proximité de type ancre, ruban hélicoïdal ou Paravisc. D'un autre côté, les auteurs ont proposé quelques corrélations afin de déterminer la constante de puissance Kp ou encore le nombre de puissance Np. Ces relations comportent des lacunes, elles s'avèrent souvent dépendantes de la géométrie du système et non applicables à plusieurs configurations de mélangeurs coaxiaux. De plus, certaines semblent s'appliquer seulement sous certaines conditions, par exemple lorsque le rapport de vitesses est supérieur à 4. Cette condition nécessaire à l'application de la corrélation amène une limitation de son utilisation.

Sachant le manque à combler et les problématiques à traiter, nous avons étudié plusieurs mélangeurs coaxiaux afin de répondre à quelques

questionnements entourant ce type de système. Nous avons donc effectué la caractérisation et la comparaison de la dynamique globale des fluides et des paramètres hydrodynamiques de différents mélangeurs coaxiaux. Ce travail nous a permis de proposer une ligne directrice dans le choix de la configuration d'un mélangeur coaxial. Plusieurs turbines centrales de différents types ont été étudiées dans le cadre de cette thèse. Des propositions quant aux choix de la turbine centrale ont été émises et les turbines axiales semblaient les plus performantes en termes de consommation de puissance ainsi qu'en temps de mélange. Des lignes directrices relativement au diamètre de l'agitateur interne ont été proposées. Il a été déterminé qu'en régime laminaire et transitoire, le ratio entre le diamètre de la turbine et le diamètre de la cuve doit être égal à environ 1/3 afin d'obtenir les meilleures performances en termes de critères d'efficacité du mélange tels que la consommation de puissance et le temps de mélange. Vers la fin du régime transitoire et en régime turbulent, la meilleure performance est obtenue lorsque l'ancre est au repos. De plus, le diamètre optimal de l'agitateur interne correspond alors à un ratio de 1/2 du diamètre de la cuve.

Sachant ceci, de nouvelles corrélations générales du nombre de puissance et du nombre de Reynolds ont été présentées. Ces corrélations permettent de définir l'hydrodynamique des mélangeurs coaxiaux et de les comparer entre eux. Ainsi, l'intérêt dans l'utilisation d'un agitateur de type Maxblend^{TM} et d'un

ruban hélicoïdal a été prouvé. Cette combinaison a établi son efficacité en termes de temps de mélange et d'énergie du mélange. Malgré la consommation de puissance élevée de cette configuration, la réduction du temps de mélange ainsi que la réduction de l'énergie totale nécessaire au mélange peuvent être des paramètres clés dans un procédé et peuvent permettre la justification du choix de ces agitateurs.

En dernier lieu, nous avons étudié l'étendue d'applicabilité des relations que nous avons proposées. Plusieurs types de mélangeurs coaxiaux ont été utilisés ainsi qu'un mélangeur à deux arbres excentriques. Les corrélations se sont avérées applicables pour les divers scénarios, pour les différents modes de rotation et ratios de vitesse. Par contre, ces relations ont démontré une limitation : elles sont seulement valables lorsque les agitateurs sont dépendants ou encore quand ils interagissent ensemble. De plus, ces corrélations permettent d'obtenir une courbe de puissance caractéristique unique pour un mélangeur coaxial. Cette courbe, obtenue pour une certaine combinaison d'agitateurs, permet d'estimer la puissance pour un autre arrangement combinant d'autres mobiles en utilisant les ratios de Kp. Cette extension de nos travaux ouvre de nouvelles avenues permettant de prédire la performance de nouvelles configurations de mélangeurs coaxiaux en se basant sur des systèmes de référence déjà étudiés.

CHAPITRE 10 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

En conclusion, les performances de différents mélangeurs coaxiaux ont été déterminées au cours de cette thèse. D'abord, la comparaison de deux configurations d'un mélangeur coaxial, l'une combinant une turbine axiale et une ancre puis l'autre combinant une turbine radiale et la même ancre. Nous avons ainsi pu conclure que la combinaison avec la turbine axiale offre une meilleure efficacité. Les résultats expérimentaux et numériques ont permis de comprendre le comportement des différents agitateurs et de prouver que le mode co-rotatif était plus efficace que le mode contra-rotatif.

D'autre part, nous avons défini l'influence de la taille de l'agitateur central sur la performance globale d'un mélangeur coaxial pour les différents régimes d'écoulement. Il a été conclu, qu'en régime laminaire et en début de régime transitoire, un ratio de 1/3 entre le diamètre de la turbine et le diamètre de la cuve permettait un mélange performant. Dans ces régimes d'écoulement, le mélangeur coaxial est efficace et il permet de réduire l'énergie de mélange comparativement à un mélangeur où l'ancre agirait comme contre-pales. Par contre, en fin de régime transitoire et en régime turbulent, le mélangeur coaxial est moins performant qu'un mélangeur où l'ancre est au repos et agit en tant que contre-pales. De plus, dans ces régimes, le ratio de diamètres optimal est égal à 1/2. Ainsi, le diamètre optimal de la turbine centrale dépend du régime

d'écoulement et le mélangeur coaxial présente un grand avantage, surtout en régime laminaire et en début de régime transitoire.

En ce qui concerne les nouvelles définitions du nombre de Reynolds et du nombre de puissance qui ont été proposées dans cette thèse, celles-ci se sont avérées fort applicables pour différents ratios de vitesse, différents diamètres de turbines, différentes configurations du mélangeur coaxial et même pour un mélangeur de type Superblend et un mélangeur à deux arbres excentriques.

Nous avons également effectué la caractérisation de l'hydrodynamique d'un mélangeur coaxial de type Superblend. Nous avons évalué la performance du mélangeur en termes du nombre de puissance et du temps de mélange. Une fois de plus, le mode de rotation co-rotatif a offert les meilleures performances.

Finalement, nous avons comparé différents mélangeurs au cours de cette étude, dont deux configurations d'un coaxial classique (combinaison turbine Rushton - ancre et combinaison Mixel TT - ancre), un coaxial de type Superblend, ainsi que deux configurations d'un mélangeur à deux arbres excentriques (combinaison Deflo-Paravisc et combinaison Mixel TT-Paravisc). Comme tous ces systèmes ont été caractérisés de la même façon en utilisant les corrélations nouvellement proposées, leur performance a pu être comparée. Il a, par ailleurs, été démontré que le Superblend offrait la meilleure

performance en termes de plusieurs critères d'efficacité de mélange : temps de mélange, énergie de mélange. Le mode de rotation co-rotatif s'est avéré meilleur pour tous les scénarios et nous avons prouvé que les nouvelles corrélations sont applicables pour tous les mélangeurs.

Ceci nous permet de conclure que le mode co-rotatif est constamment plus performant que le mode contra-rotatif. Son utilisation est donc fortement suggérée. Pour le même nombre de Reynolds, le mélangeur Superblend présente également les meilleures performances, nous conseillons son utilisation, surtout lorsque l'opération se fait en régime laminaire ou en début de régime transitoire.

Ce travail offre donc une meilleure compréhension des mélangeurs coaxiaux et de leur hydrodynamique. Il permet de se prononcer sur leur efficacité qui est supérieure à celle des mélangeurs à deux arbres excentriques. Il peut donc servir de base de conception pour les mélangeurs coaxiaux ou encore comme base pour optimiser l'utilisation de ceux déjà en place.

Afin d'étendre la portée de notre étude, nous aurions pu étudier l'influence de la taille de l'agitateur central pour tous les types de mélangeurs utilisés dans le cadre de cette thèse. Par exemple, étudier la performance du mélangeur de type Superblend avec un agitateur Maxblend^{TM} de diamètre égal au tiers du

diamètre de la cuve et pareillement pour le mélangeur à deux arbres excentriques.

En ce qui a trait aux nouvelles corrélations proposées, il serait bien de vérifier leur applicabilité à d'autres systèmes. Il serait alors, possible de déterminer les limites de leur application. Des travaux complémentaires seront donc nécessaires pour compléter cette vérification.

En termes de comparaison de différents mélangeurs, il aurait été également, intéressant d'examiner d'autres configurations ou encore de pouvoir évaluer un mélangeur à deux arbres excentriques avec un agitateur interne de diamètre supérieur. Et tout autant, d'étudier en détail le profil d'écoulement des différents mélangeurs à l'aide de la technique de vélocimétrie par image de particules (PIV). En effet, cette technique aurait pu nous aider à comprendre les interactions entre les agitateurs et la différence entre les comportements des différents mélangeurs et des différentes configurations.

Également, il aurait été intéressant d'évaluer l'effet du changement d'échelle, cette étude pourrait confirmer ou infirmer les conclusions quant au diamètre optimal de l'agitateur central selon le régime d'écoulement. De plus, l'effet du changement d'échelle permettrait de vérifier l'applicabilité des nouvelles corrélations proposées et leur universalité.

RÉFÉRENCES

Alvarez, M.M.; Guzmán, A.; Elías, M. Experimental visualization of mixing pathologies in laminar stirred tank bioreactors. *Chem. Eng. Sci.* **2005**, *60*, 2449-2457.

Alvarez, M.M.; Arratia, P.E.; Muzzio, F.J. Laminar mixing in eccentric stirred tank systems. *Can. J. Chem. Eng.* **2002**, *80, 546-557.*

Alvarez, M.M. *Using spatio-temporal asymmetry to enhance mixing in chaotic flows: from maps to stirred tanks*. Ph.D. thesis, Rutgers University. **2000**, 230 pages.

Ascanio, G.; Brito-Bazan, M.; Brito-De La Fuente, E.; Carreau, P.J.; Tanguy, P.A. Unconventionnal configuration studies to improve mixing times in stirred tanks. *Can. J. Chem. Eng.* **2002**, *80*, 558-565.

Aubin, J.; Mavros, P.; Fletcher, D.F.; Bertrand, J.; Xuereb, C. Effect of axial agitator configuration (up-pumping, down-pumping, reverse rotation) on flow patterns generated in stirred vessels. *Chem. Eng. Res. Des.* **2001**, *79*, 845-856.

Barar Pour, S.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Laminar and slurry blending characteristics of a dual shaft impeller system. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A9), 1305-1313.

Bertrand, F.; Tanguy, P.A.; Thibault, F. A Three-Dimensional Fictitious Domain Method for Incompressible Fluid Flow Problems. *Int. J. Num. Meth. Fluids*, **1997**, *25*, 719-736.

Bonnot, S.; Cabaret, F.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Characterization of mixing patterns in a coaxial mixer. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A8), 1129-1135.

Bourne, J.R.; Butler, H. An analysis of the flow produced by helical ribbon impellers. *Trans. Instn Chem. Engrs.* **1969**, *47*, 11-17.

Bourne, J.R.; Butler, H. Some characteristics of helical impellers in viscous liquids. *AIChE Symposium Series*. **1965**, *10*, 89-96.

Brito de la Fuente, E. *Mixing of rheological complex fluids with helical ribbon and helical screw ribbon impellers*. Laval University **1992**, Quebec City, Ph.D. Thesis.

Cabaret, F.; Bonnot, S.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Mixing time analysis using colorimetric methods and image processing. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2007**, *46* (14), 5032-5042.

Cabaret, F.; Rivera, C.; Fradette, L.; Heniche, M.; Tanguy, P.A. Performance of a dual shaft mixing system in viscous Newtonian liquids mixing. *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* **2006**.

Calderbank, P.H.; Moo-Young, M.B. The power characteristics of agitators for the mixing of non-newtonian fluids. *Trans. Instn Chem. Engrs.* **1961**, *39*, 337-347.

Carreau, P.J.; Patterson, I.; Yap, C.Y. Mixing of viscoelastic fluids with helical-ribbon agitators – I. Mixing time and flow patterns. *The Can. J. Chem. Eng.* **1976**, *54*, 135-142.

Delaplace, G.; Guérin, R. Mélange des produits pâteux. Caractéristiques d'un système agité. *Techniques de l'ingénieur.* **2006a**, *Dossier F3-350.*

Delaplace, G.; Guérin, R. Mélange des produits pâteux. Performances des agitateurs. *Techniques de l'ingénieur.* **2006b**, *Dossier F3-352.*

Delaplace, G.; Leuliet, J.C.; Relandeau, V. Circulation and mixing times for helical ribbon impellers. Review and experiments. *Experiments in fluids*. **2000**, *28*, 170-182.

Delaplace, G.; Leuliet, J.C. Consommation de puissance pour des agitateurs à rubans hélicoïdaux. *Entropie*. **2000**, *36* (227), 10-21.

De la Villéon, J.; Bertrand; F.; Tanguy, P.A.; Labrie, R.; Bousquet, J.; Lebouvier, D. Numerical investigation of mixing efficiency of helical ribbons. *AICHE J.* **1998**, *44* (4), 972-977.

Edwards, M.F.; Baker, M.R.; Godfrey, J.C. *Mixing in the Process Industries. Second Edition.* Chapitre 8 : Mixing of liquids in stirred tanks. Sous la direction de N. Harnby, M.F. Edwards et A.W. Nienow. U.K. Butterworth-Heinemann, Oxford. **1992**.

Farhat, M.; Fradette, L.; Tanguy, P.A. Revisiting the performance of a coaxial mixer. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2008**, *47* (10), 3562-3567.

Farhat, M.; Rivera, C.; Fradette, L.; Heniche, M.; Tanguy, P.A. Numerical and experimental study of dual-shaft coaxial mixer with viscous fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2007**, *46* (14), 5021-5031.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Mixing times in coaxial mixers with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2006**, *45* (1), 352-359.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Power Characteristics in Coaxial Mixing: Newtonian and Non-Newtonian Fluids. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2005**, *44*, 5036-5043.

Foucault, S.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids. *Chem. Eng. and Technol.* **2004**, *27* (3), 324-329.

Fradette, L.; Thome, G.; Tanguy, P.; Takenaka, K. Power and mixing time study involving a Maxblend impeller with viscous Newtonian and non-Newtonian fluids. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A11), 1514-1523.

Freund, R.W. A transpose-free quasi-minimum residual algorithm for non-Hermitian linear systems. *SIAM J. Sci. Comput.* **1993**, *14*, 470-482.

Germain, E. Choix d'un agitateur lorsque la viscosité varie de 1 centipoise à 2000 poises. *Entropie*. **1979**, *88*, 54-59.

Gogate, P.R.; Beenackers, A. A.C.M.; Pandit, A.B. Multiple-impeller systems with a special emphasis on bioreactors: a critical review. *Biochem. Eng. J.* **2000**, *6*, 109-144.

Gray, J.B. Batch mixing of viscous liquids. *Chem. Eng. Prog.* **1963**, *59* (3), 55-59.

Hall, J.F.; Barigou, M.; Simmons, M.J.H.; Stitt, E.H. Just because it's small doesn't mean it's well mixed: ensuring good mixing in mesoscale reactors. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2005**, *44*, 9695-9704.

Harnby, N.; Edwards, M.F.; Niewnow, A.W. *Mixing in the Process Industries.* Butterworth-Heinemann, New York. **1992**.

Heniche, M.; Tanguy, P.A. A new element-by-element method for trajectory calculations with tetrahedral finite element meshes. *Int. J. Num. Meth. Eng.* **2006**, *67* (9), 1290-1317.

Ho, F.; Kwong, A. A guide to designing. *Chem. Eng.* **1973**, 95-104.

Holland, F.A.; Chapman, F.S. *Liquid mixing and processing in stirred tanks.* Reinhold Pub. Co., New York. **1966**.

Ibrahim, S.; Nienow, A.W. Particle suspension in the turbulent regime: the effect of impeller type and impeller/vessel configuration. *Chem. Eng. Res. Des.* **1996**, *74*, 679-688.

Iranshahi, A.; Devals, C.; Heniche, M.; Fradette, L.; Tanguy, P.A.; Takenaka, K. Hydrodynamics characterization of the Maxblend impeller. *Chem. Eng. Sci.* **2007**, *62*, 3641-3653.

Khopkar, A.; Fradette, L.; Tanguy, P. Hydrodynamics of a dual shaft mixer with Newtonian and non-Newtonian fluids. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85*, 863-871.

Köhler, S.; Hemmerle, W. Analysis of the power characteristic of a coaxial agitator with varied diameter and speed ratio inner and outer mixing device. *11th European Conference on Mixing.* Bamberg, **2003**. 14-17.

Kuratsu, M.; Yatomi, R.; Sato, H. Design of versatile reactors. *Chem. Equipment.* **1995**, *8*, 86-92.

Kuratsu, M.; Nishimi, H.; Yatomi, R.; Sato, H.; Mishima, M. Mixing reactor "Superblend" applied to wide range of viscosity. *Sumitomo Heavy Industries Technical Review* **1994**, *42* (124), 82-85.

Lamberto, D.J., Alvarez, M.M.; Muzzio, F.J. Experimental and computational investigation of the laminar flow structure in a stirred tank. *Chem. Eng. Sci.* **1999**, *54*, 919-942.

Lamberto, D.J., Muzzio, F.J., Swanson, P.D. and Tonkovich, A.L. Using time-dependent TPM to enhance mixing in stirred vessels. *Chem. Eng. Sci.* **1996**, *51*, 733-741.

Masiuk, S.; Lacki, H. Power consumption and mixing times for newtonian and non-newtonian liquids mixing in a ribbon mixer. *Chem. Eng. J.* 1993, *52*, 13-17.

McCabe, W.L.; Smith, J.C.; Harriott, P. *Unit Operations of Chemical Engineering. Fourth Edition.* McGraw Hill Ir., New York. **1985**.

Metzner, A.B.; Feehs, R.H.; Ramos, H.L.; Otto, R.E.; Tuthill, J.D. Agitation of viscous newtonian and non-newtonian fluids. *AIChE J.* **1961**, *7*, 3-9.

Metzner, A.B.; Otto, R.E. Agitation of Non-Newtonian Fluids. *AIChE J.* **1957**, *3* (1), 3-10.

Mishima, M. New trend of mixing vessel. *Chem. Eng. Jpn.* **1992**, *56*, 131-137.

Mishra, V.P.; Joshi, J.B. Flow generated by a disc turbine: Part III. Effect of impeller diameter, impeller location and comparison with other radial flow turbines. *Trans. IchemE.* **1993**, *71* (Part A).

Moo-Young, M.; Tichar, K.; Dullien, F.A.L. Blending efficiencies of some impellers in batch mixing. *AIChE Journal.* **1972**, *18* (1), 178-182.

Murakami, Y.; Fujimoto, K.; Shimada, T.; Yamada, A.; Asano, K. Evaluation of performance of mixing apparatus for high viscosity fluids. *J. Chem. Eng. Japan* **1972**, *5*, 297-303.

Nagata, S.; Nishikawa, M.; Hisayuki, T.; Gotoh, S. Power consumption of mixing impellers in pseudoplastic liquids. *J. Chem. Eng. Japan.* **1971**, *4*, 72-76.

Nagata, S.; Yanagimoto, M.; Yokoyama, T. A study of mixing of high viscosity liquids. *J. Chem. Eng. Japan.* **1957**, *21*, 278-283.

Nagata, S.; Yanagimoto, M.; Yokoyama, T. Studies on the mixing of high viscous liquids. *Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyoto University* **1956**, *18*, 444-460.

Nienow, A.W.; Elson, T.P. Aspects of mixing in rheologically complex fluids. *Chem. Eng. Res. Des.* **1988**, *66*, 5-15.

Norwood, K. W.; Metzner, A.B. Flow patterns and mixing rates in agitated vessels. *AIChE J.* **1960**, *6* (3), 432-437.

Novak, V.; Rieger, F. Homogenization efficiency of helical ribbon and anchor agitators. *Chem. Eng. J.* **1975**, *9* , 63-70.

Oldshue, J.Y. *Fluid Mixing Technology.* McGraw-Hill Pub. Co., New York (USA). **1983**.

Ottino, J.M. Mixing chaotic advection and turbulence. *Ann. Rev. Fl. Mech.* **1990**, *22*, 207-253.

Paul, E.L.; Atiemo-Obeng, V.A.; Kresta, S. *Handbook of industrial mixing.* A. John Wiley & Sons, Inc. **2004**.

Parker, N.H. Mixing. *Chem. Eng.* **1964**, *71* (12), 165-169.

Poux, M. *Agitation et mélange. Aspects fondamentaux et applications industrielles.* Chapitre 2 : Présentation des principaux types de systèmes

d'agitation. Sous la direction de C. Xuereb, M. Poux et J. Bertrand. Dunod, Paris. **2006**.

Poux, M; Xuereb, Catherine. *Agitation et mélange. Aspects fondamentaux et applications industrielles*. Chapitre 3 : Caractérisation globale des systèmes d'agitation. Sous la direction de C. Xuereb, M. Poux et J. Bertrand. Dunod, Paris. **2006**.

Rieger, F.; Novak, V. Homogenization efficiency of helical ribbon agitators. *Chem. Eng. J.* **1986**, *33*, 143-150.

Rivera, C.; Foucault, S.; Heniche, M.; Espinosa-Solares, T.; Tanguy, P.A. Mixing analysis in a coaxial mixer. *Chem. Eng. Sci.* **2006**, *61* (9), 2895-2907.

Rivera, C.; Heniche, M.; Ascanio, G.; Tanguy, P.A. A virtual finite element model for centered and eccentric mixer configurations. *Comput. Chem. Eng.* **2004**, *28*, 2459–2468.

Roustan, M. Agitation, mélange, caractéristiques des mobiles d'agitation. *Techniques de l'ingénieur*. **1999**, *J3 802*, 1-10.

Rudolph, L.; Schäfer, M.; Atiemo-Obeng, V.; Kraume, M. Experimental and numerical analysis of power consumption for mixing of high viscosity fluids with a co-axial mixer. *Chem. Eng. Res. Des.* **2007**, *85* (A5), 568-575.

Rushton, J.H.; Costich, E.W.; Everett, H.J. Power characteristics of mixing impellers. *Chem. Eng. Prog.* **1950**, *46* (9), 467-476.

Soliman, M.G. *Agitation de fluides visqueux pseudoplastiques par un double ruban helicoïdal.* I.N.P., Toulouse, France **1985**, Ph.D. Thesis.

Takahashi, K.; Horiguchi, H.; Mishima, M.; Yatomi, R. Mixing characteristics in a vessel agitated by large paddle impeller Maxblend. *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* **2006**.

Takenaka, K.; Yatomi, R.; Morinaga, S.; Tanguy, P.A. Comparison of solid-liquid mixing performance between a pitched blade turbine and the Maxblend impeller. *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* **2006**.

Takenaka, K.; Takahashi, K.; Bujalski, W.; Nienow, A.W.; Paolini, S.; Paglianti, A.; Etchells, A.W. Mixing time for different diameters of impeller at a high solid concentration in an agitated vessel. *J. Chem. Eng. Jap.* **2005**, *38* (5), 309-315.

Tanguy, P.A.; Thibault, F. Power consumption in the turbulent regime for a coaxial mixer. *Can. J. Chem. Eng.* **2002**, *80* (4), 601-603.

Tanguy, P.A.; Thibault, F.; Brito-de la Fuente, E.; Espinosa-Solares, T.; Tecante, A. Mixing performance induced by coaxial flat blade-helical ribbon impellers rotating at different speeds. *Chem. Eng. Sci.* **1997**, *52* (11), 1733-1741.

Tanguy, P.A.; Lacroix, R.; Bertrand, F.; Choplin, L.; Brito de la Fuente, E. Finite element analysis of viscous mixing with an helical ribbon screw impeller. *AICHE J.* **1992**, *38* (6), 939-944.

Tatterson, G.B. *Fluid mixing and gas dispersion in agitated tanks.* Texas: McGraw-Hill. **1991**. 548 pages.

Thibault, F. *Analyse du procédé de mélange solide-liquide: application à la préparation des sauces de couchage du papier.* Ph.D. thesis, Chemical Engineering Department, École Polytechnique de Montréal. **1999**, 252 pages.

Thibault, F.; Tanguy, P.A. Power-draw analysis of coaxial mixer with Newtonian and non Newtonian fluids in the laminar regime. *Chem. Eng. Sci.* **2002**, *57*, 3861-3872.

Yao, W.; Mishima, M.; Takahashi, K. Numerical investigation on dispersive mixing characteristics of Maxblend and double helical ribbons. *Chem. Eng. J.* **2001**, *84* (14), 565-571.

Yatomi, R.; Takenaka, K.; Morinaga, S.; Takahashi, K.; Tanguy, P.A. Large paddle impeller for enhancing surface aeration: application to polymerization reactor with liquid level change. *Proceedings of the 12th European Conference on Mixing, Bologna, Italy* **2006**.

Zhou, G.; Tanguy, P.A.; Dubois, C. Power consumption in a double planetary mixer with non-newtonian and viscoelastic materials. *Trans IChemE.* **2000**, *78* (part A), 445-453.

Zlokarnik, M. *Stirring; Theory and Practice.* Wiley-VCH Verlag GmbH, Weinheim (Federal Republic of Germany). **2001**.

ANNEXE : ANALYSE D'ERREURS

L'analyse d'erreurs sur les mesures de puissance a été effectuée. Il a été établi, qu'en régime laminaire, l'erreur sur la mesure de couple est très faible. Par contre, en régimes transitoire et turbulent, cette erreur devient plus élevée.

Nous avons utilisé la méthode de Kline et McClintock pour le calcul d'erreur. Cette méthode s'appuie sur la relation suivante :

$$\Delta R = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\frac{\delta R}{\delta x_i}\Delta x_i\right]^2} \qquad \textbf{A-1}$$

Ainsi, utilisant les nouvelles corrélations pour le nombre de Reynolds et le nombre de puissance ci-après, nous avons dérivé ces relations par rapport à chacun des termes non constants dont N_i, N_o ainsi que P_{tot} et nous avons appliqué l'équation A-1 pour la somme des erreurs. Pour le terme P_{tot}, nous avons dérivé l'équation A-4 par rapport à N_i, N_o, T_i et T_o.

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho(N_i D_i + N_o D_o)D_i}{\mu} \qquad \textbf{A-2}$$

$$N_p = \frac{P_{tot}}{\rho(N_i D_i + N_o D_o)^3 D_i^2} \qquad \textbf{A-3}$$

$$P_{tot} = 2\pi N_i T_i + 2\pi N_o T_o \qquad \textbf{A-4}$$

Nous présentons ici un exemple de calcul pour l'analyse d'erreurs pour le coaxial classique combinant une turbine Rushton de 15.8 cm de diamètre couplée avec une ancre. Les composantes de ce système avaient chacune sa propre limite en précision. Ainsi, nous avons les données suivantes :

- l'erreur sur le couplemètre de la turbine centrale est de 0.1% pleine échelle, cette échelle étant 22,6 N-m, c'est-à-dire à ± 0,0226 N-m;
- l'erreur sur le couplemètre de l'ancre est de 0.5% pleine échelle (Type Vibrac) correspondant à 11,3 N-m, i.e. ± 0,0565 N-m;
- l'erreur sur les tachymètres de la turbine centrale et de l'ancre est de 0,1 RPM.

Ainsi, nous avons calculé les différentes incertitudes sur les mesures. Voici un graphique (Figure A-1) représentant l'erreur sur les mesures de Np et de Re pour le coaxial Rushton 15.8 cm-Ancre.

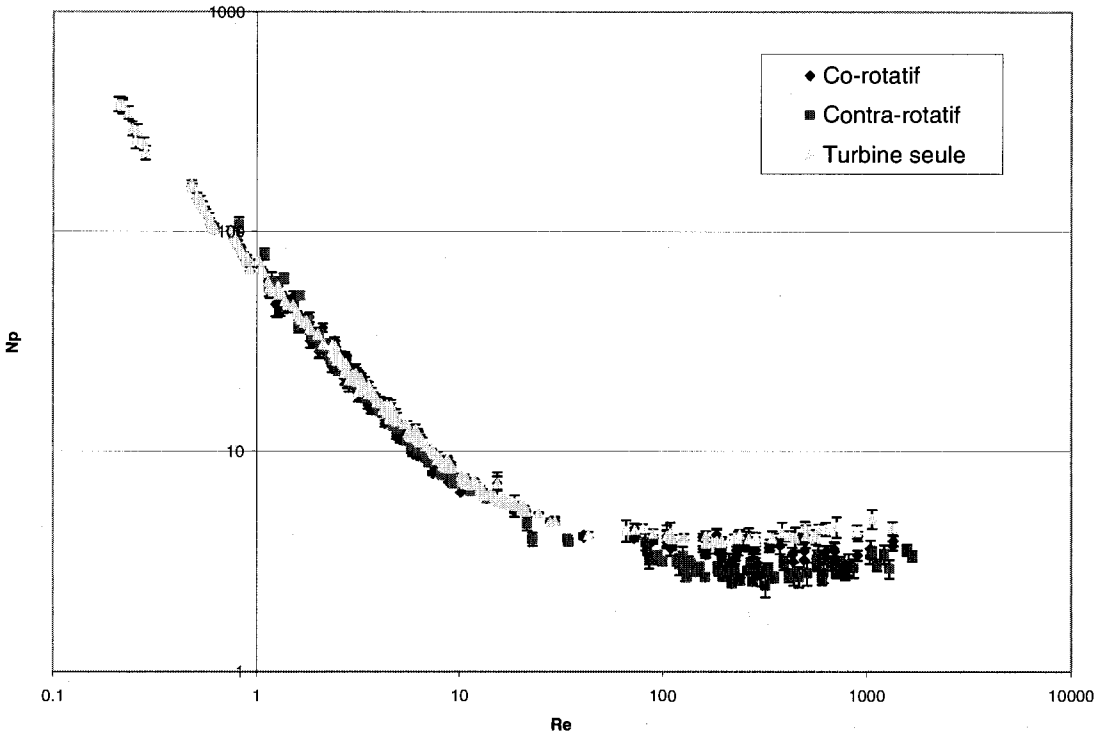


Figure A-1 – Représentation des barres d'erreurs en régimes laminaire, transitoire et turbulent pour le coaxial Rushton 15.8 cm couplée avec l'ancre

Nous présentons aussi un agrandissement pour les différents régimes d'écoulement.

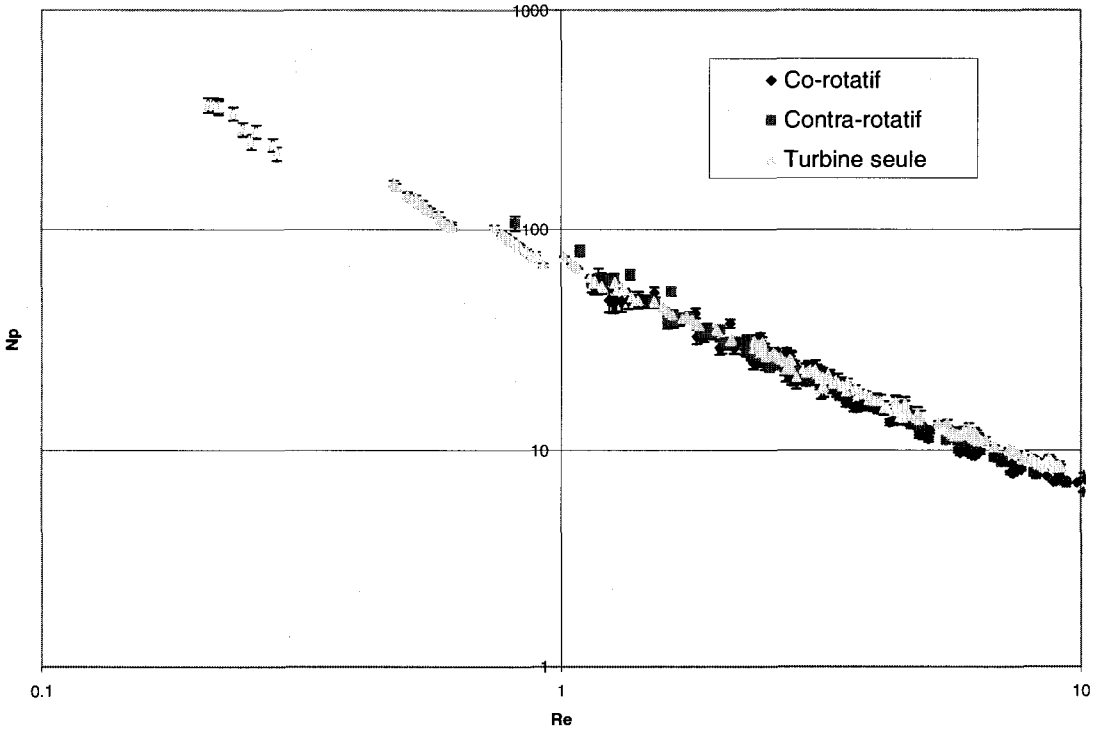


Figure A-2 – Représentation des barres d'erreurs en régime laminaire pour le coaxial Rushton 15.8 cm couplée avec l'ancre

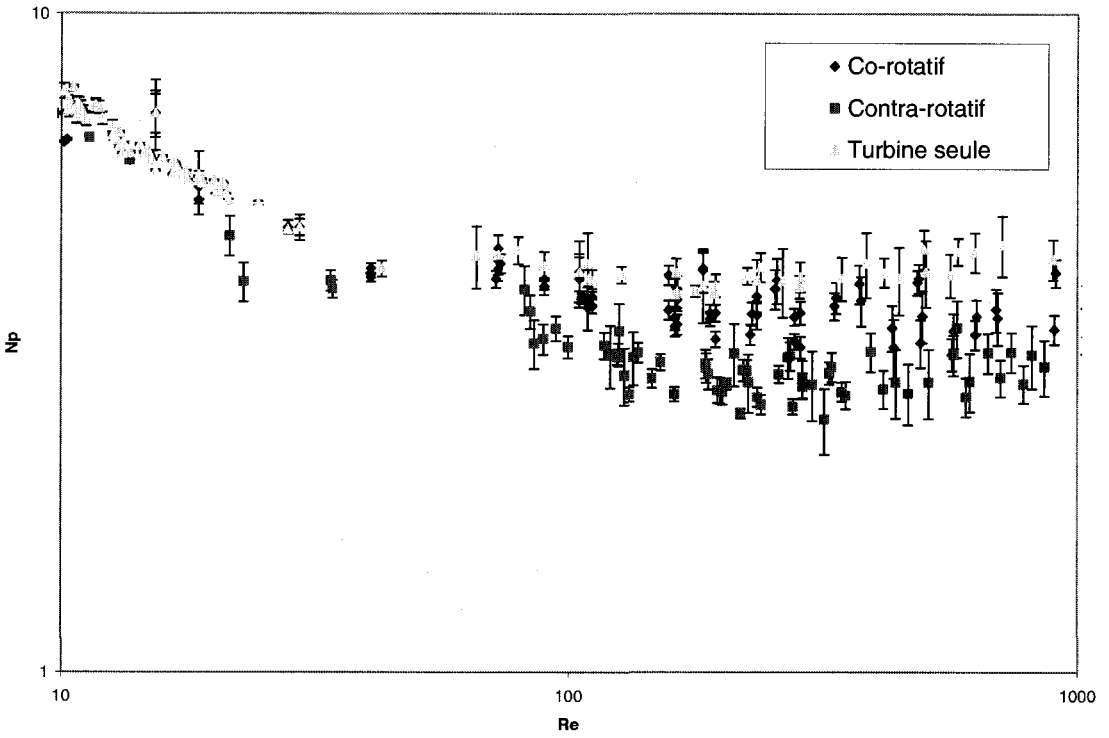


Figure A-3 – Représentation des barres d'erreurs en régimes transitoire et turbulent pour le coaxial Rushton 15.8 cm couplée avec l'ancre

À partir des graphiques précédents, Figure A-2 pour le régime laminaire et Figure A-3 pour les régimes transitoire et turbulent, nous pouvons confirmer que l'erreur augmente lorsque le Reynolds augmente. De plus, l'erreur sur le nombre de puissance est plus grande que l'erreur sur le nombre de Reynolds. Ceci est tout à fait normal puisque le Np est influencé par l'erreur sur la mesure de couple en plus de l'erreur sur la mesure de la vitesse.

Maintenant, si nous revenons à notre comparaison des différentes turbines Rushton de 9; 12,5; 15,8 et 20 cm de diamètres couplées à l'ancre, nous pouvons voir à la Figure A-4 que les erreurs sur le nombre de puissance confirment nos conclusions. Ainsi, il est possible de tracer une courbe de puissance unique pour tous les diamètres de turbine centrale puisque les barres d'erreurs nous ramènent à la même région pour une courbe caractéristique.

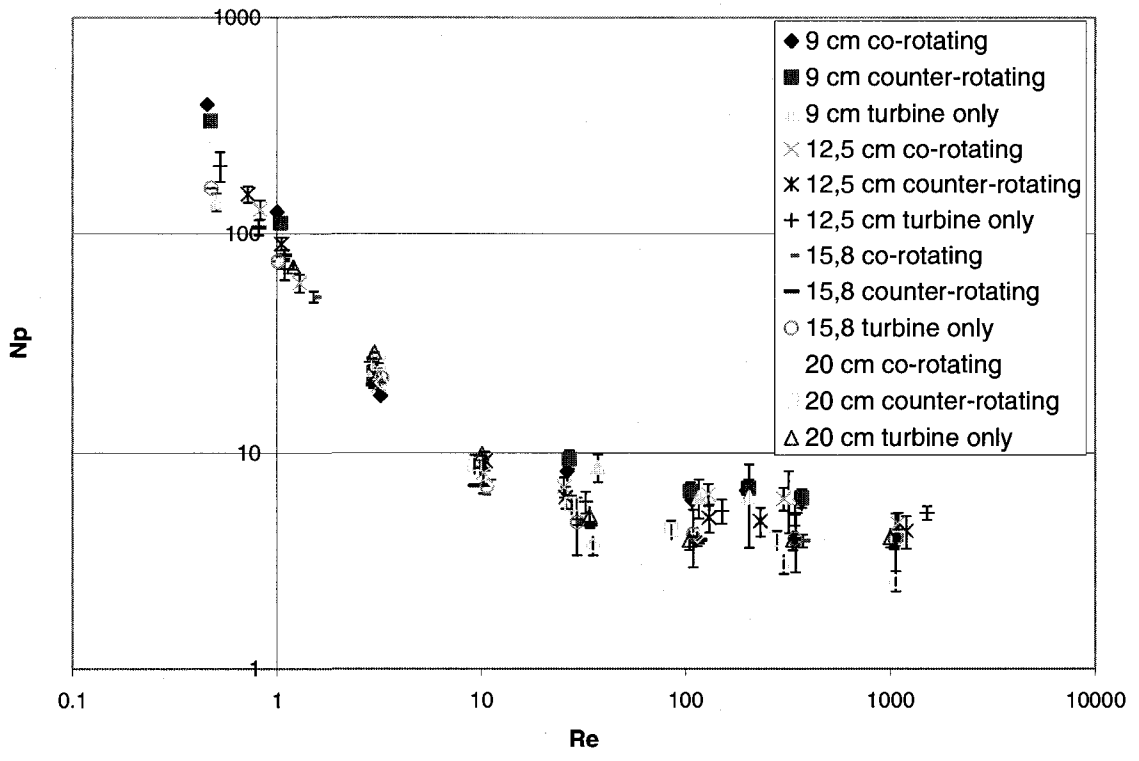


Figure A-4 – Analyse d'erreurs turbines Rushton de divers diamètres couplées à l'ancre

Maintenant du côté temps de mélange, nous faisons référence ici aux travaux de Cabaret et al. (2007) ainsi que les travaux de Bonnot et al. (2007). Ces auteurs ont proposé la technique d'analyse d'images comme une méthode robuste, reproductible et facile à utiliser. Cabaret et al. (2007) ont prouvé son application pour différentes conditions d'illumination, différents systèmes de mélange et différents traceurs. Voici un tableau résumant les avantages et les inconvénients de cette méthode.

Table A-1 : Avantages et inconvénients de la méthode de temps de mélange et de la technique d'analyse d'images (Cabaret et al., 2007)

Avantages	Inconvénients
Non-intrusive	Besoin d'une cuve transparente
Permet d'identifier les zones non mélangées	Effet de la résolution de la caméra doit être pris en compte
Permet d'avoir le temps de mélange d'une manière graphique	Non valable encore pour une mesure en 3D, donc analyse seulement en 2D
Utilisation facile	
Reproductible	
Robuste	
Valable pour différentes conditions d'illumination	
Valide pour différents endroits d'injection	
Efficace pour différents traceurs	
Peut être utilisée pour des systèmes à simple ou multiples agitateurs	
Permet de comparer des agitateurs en se basant sur l'efficacité de mélange	

Ainsi, l'étude de Cabaret et al. (2007) sur la technique d'analyse d'images prouve l'applicabilité de la méthode de mesure des temps de mélange et elle permet de conclure sur son efficacité et sa robustesse. Cette technique a été soumise à plusieurs tests durant les travaux et Cabaret et al. (2007) et ceux-ci nous ont permis de l'utiliser sans craintes.

D'un autre côté, nous pouvons rappeler les travaux de Bonnot et al. (2007) qui ont été faits sur le même mélangeur coaxial classique utilisé lors de cette thèse. Nous pouvons référer à leur analyse d'erreurs sur la méthode de temps de mélange. Ainsi, pour un cas où la turbine centrale tournait, que l'ancre était au repos et que le nombre de Reynolds était égal à 60, Bonnot et al. (2007) ont effectué quatre tests de temps de mélange à l'aide de la technique et ils ont conclu sur la reproducitibilité de celle-ci (Figure A-5).

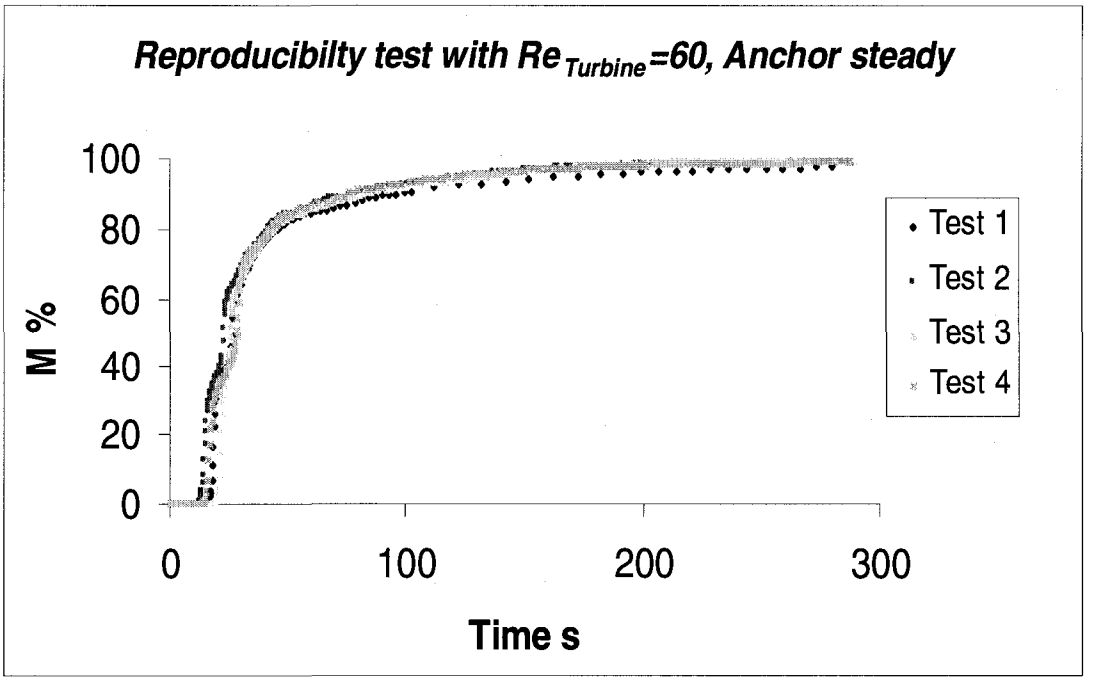


Figure A-5 – Analyse de la reproducitibilité de la méthode d'analyse d'images pour le temps de mélange (Bonnot et al., 2007)

Ceci conclut donc notre analyse d'erreurs sur les résultats expérimentaux présentés lors de cette thèse et fait la lumière sur les causes d'erreurs et leur amplitude.