

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

SIMULATION DES FLUIDES NON-NEWTONIENS DANS UNE CUVE AGITÉE PAR UNE TURBINE RADIALE

Présenté par :

➤ **NOURI Abdelkadir**

Soutenu le : 07-JUILLET-2021 devant le Jury :

<i>Dr MEDJAHED Driss Meddah</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>Dr BADAOUI Abdelhamid</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>Dr KHATIR Tawfiq</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

Naâma – Algérie - 2021

Remerciements

Je tiens en premier lieu à remercier dieu le tout puissant, qui nous a donné la croyance et la force, pour arriver à préparer un tel travail.

Je suis particulièrement reconnaissant à M^r Badaoui Abdelhamid, qui a accepté de m'encadrer et qui m'a beaucoup soutenu par ses conseils, ses orientations, sa patience et même sa générosité.

Mes remerciements sont également adressés aux membres de jury qui ont accepté de juger mon modeste travail.

Sans oublier mes amis et collègues qui ont participé par leurs conseils et même leur ambiance et enthousiasme.

ملخص

تمثل المحاكاة العددية النواة الرئيسية لدراستنا ، والتي تقدم تصورًا ثلاثي الأبعاد للنتائج و ذلك بأشكال وتكوينات مختلفة عن طريق برنامج CFD (CFX 12.0) ، وهذا العمل يتعلق بالمحاكاة العددية لتدفق السوائل الغير النيوتونية في خزان مزودًا بحواجز ، التقلب يكون ميكانيكيًا بواسطة توربين ذو ريشة مائلة 45 درجة (PBT) ، تم استخدام الاتفاق بين البيانات التجريبية والتنبؤات العددية (FLUENT) للتنبؤ عدديًا بتوزيع السرعة ، والسرعات المتقلبة ، و استهلاك الطاقة ، تم تحديد تأثير الاضطراب باستخدام نموذج k-ε و نموذج الإجهاد الجبري (ASM) ، والنتائج التي تم الحصول عليها هي توصيف الهيكل الهيد وديناميكي الناجم عن تحريك التوربينات ذات الشفرات المائلة لسائل غير نيوتوني في كامل حجم الخزان وكذلك عدد الشفرات (PBT 3) و (PBT 4) و (PBT 6) ، وتأثيرات عدد رينولدز ، والمؤشر السلوكي ورقم القوة ، حيث أظهرت المقارنة بين النتائج العددية والبيانات التجريبية توافق جيد.

الكلمات الرئيسية: PBT ، CFX ، الخلط ، عدد الطاقة.

Résumé

la simulation numérique, constitue le noyau principal de notre étude, qui offre une visualisation tridimensionnelle des résultats sous différentes formes et configurations au moyen du logiciel CFD (CFX 12.0), ce travail concerne une simulation numérique de l'écoulement des fluides non newtonien dans une cuve mécaniquement agitée équipée des chicanes par une turbine à pales inclinées (PBT) à 45 ° dans des réservoirs agités , l'accord entre les données expérimentales et les prédictions numériques (FLUENT) a été utilisé pour prédire numériquement la distribution de la vitesse, les vitesses fluctuantes, la consommation d'énergie, l'effet de turbulence ont été sommés à l'aide du modèle k-ε ou du modèle de contraintes algébriques (ASM), les résultats obtenus est de caractériser la structure hydrodynamique induite par une déférent turbine à pales inclinée pour un fluide non Newtonien dans tout le volume de la cuve, ainsi que le nombre de pales (PBT 3), (PBT 4) et (PBT6), les effets du nombre de Reynolds, l'indice du comportement et le nombre de puissance, la comparaison entre les résultats numériques et les données expérimentales a montré une bonne concordance.

Keywords: PBT, CFX, Mixing, Nombre de puissance,

Abstract

The numerical simulation, constitutes the main core of our study, which offers a three-dimensional visualization of the results in different forms and configurations by means of CFD software (CFX 12.0), this work concerns a numerical simulation of the flow of non-Newtonian fluids in a mechanically agitated tank equipped with baffles by an inclined blade turbine (PBT) at 45 ° in agitated tanks, the agreement between experimental data and numerical predictions (FLUENT) was used to numerically predict the distribution of velocity, fluctuating velocities, energy consumption, the effect of turbulence were summed up using the k-ε model or the algebraic stress model (ASM), the results obtained is to characterize the hydrodynamic structure induced by an inclined blade turbine for a non-Newtonian fluid in the whole volume of the tank, as well as the number of blades (PBT 3), (PBT 4) and (PBT6), the effects of Reynolds number, the behavior index and the power number, the comparison between numerical results and experimental data showed a good agreement.

Keywords: PBT, CFX, Mixing, Power number

Tables des Matières

Remerciements	
Résumé	
Abstract	
Table des matières	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction	01

Chapitre 1 : Généralités sur la Rhéologie

1.1. Introduction	02
1.2. Fluides newtoniens	02
1.3. Fluides non newtoniens	03
1.4. Les différents comportements des fluides non newtoniens	03
1.4.1. Comportements non newtoniens indépendants du temps	03
1.4.2. Comportement non newtonien dépendant du temps	06
1.5. Fluide viscoélastiques	07

Chapitre 2 : Généralités sur l'agitation mécanique

2.1. Introduction	09
2.2. Mécanisme d'agitation	09
2.2.1. L'agitation par rotation	09
2.2.1.1. Agitation mécanique	09
2.2.1.2. Agitation magnétique	10
2.3. Les mélangeurs à jet	10
2.4. Les mélangeurs statiques	10
2.5. Les mélangeurs ultra son	11
2.6. Les cuves mécaniquement agitées	11
2.7. Les types de mobile d'agitation	11
2.7.1. L'écoulement	11
2.7.1.1. L'écoulement axial	11
2.7.1.2. L'écoulement radial	11
2.7.1.3. La turbulence	12
2.7.2. La viscosité	12
2.7.2.1. Les agitateurs de fluide peu visqueux	12

2.7.2.2. Les agitateurs de fluide très visqueux	14
2.7.2.2.1. Les agitateurs plans	14
2.7.2.2.2. Les agitateurs hélicoïdaux	16

Chapitre 3 : Hydrodynamique Dans Les Cuves Mécaniquement Agitées

3.1. Les différentes techniques de mesures et de calculs	18
3.1.1. Mesure des paramètres locaux	18
3.1.1.1.1. Mesure des vitesses	18
3.1.2. Simulation numérique	20
3.1.2.1. Le code calcul CFX	20
3.1.2.2. Intérêts de la simulation numérique	22
3.2. Caractéristique expérimentale de l'hydrodynamique des mobiles	23
3.2.1. Grandeurs caractéristiques globales	24
3.2.1.1. Débit de pompage	24
3.2.1.2. Débit de circulation	24
3.2.1.3. Le temps de circulation	25
3.2.1.4. Le nombre de puissance	25
3.2.1.4.1. Influence de nombre de Reynolds sur le nombre de puissance	26
3.2.1.4.2. Puissance d'agitation d'un fluide non-Newtonien	27
3.2.1.4.3. Constante de Metzner et Otto	27
3.2.1.4.4. Nombre de puissance et type d'agitateur	29
3.2.1.5. Efficacité énergétique et de pompage d'un mobile	29
3.2.1.6. Temps de mélange	30
3.2.1.7. Les techniques de mesure du temps de mélange	31
3.2.1.7.1. Les techniques locales	31
3.2.1.7.2. Les techniques globales	32
3.2.2. Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de pompage	34
3.2.3. Influence du nombre de Reynolds sur le temps de mélange	35
3.2.4. Influence de la rhéologie sur les écoulements	35
3.2.4.1. Fluides Rhéofluidifiants	35
3.2.4.2. Les fluides plastiques	35
3.2.5. Influence de l'association de plusieurs agitateurs sur l'écoulement	36
3.2.5.1. Association de deux agitateurs radiaux	37
3.2.5.2. Association d'un agitateur radial et d'un agitateur mixte	37
3.2.5.3. Associations de deux agitateurs mixtes	37

Chapitre 5 : Présentation du Code de Calcul et du Cas Etudie

5 - Présentation du code de calcul et du cas étudié	53
5-1 Présentation du code CFX	53
5-1-1 Présentation d'ICEM CFD	54
5-1-2 Présentation de CFX Pré	54
5-1-3 ANSYS CFX Solver Manager	55
5-1-4 ANSYS CFX Solver	55
5-2 Présentation du cas étudié	57
5-2-1 la géométrie	57
5-2-1-1 L'influence des chicanes	57
5-2-1-2 Influence des caractéristiques géométriques du mobile d'agitation	57
5-3 Résultats et discussions	58
5-3-1 Validation des résultats	58
5-3-2 Effet des chicanes sur l'hydrodynamique de l'écoulement	59
5-3-3 Effet de caractéristique géométrique de mobile d'agitation	63
5-3-4 Effet du nombre de Reynolds	65
5-3-5 Effet de l'indice de comportement	66
<i>Conclusion</i>	72

Références Bibliographiques

Liste des figures*Chapitre 1*

Figure 1.1. Rhéogramme d'un fluide newtonien	03
Figure 1.2. Rhéogramme d'un fluide pseudo-plastique [G. COURRAZU]	04
Figure 1.3 : Rhéogrammes caractéristiques des fluides newtonien et non newtonien présentant un seuil d'écoulement.	05
Figure 1.4. Rhéogramme d'un fluide thixotrope	07
Figure 1.5. Courbe viscosité-temps (rhéopexie)	07
Figure 1.6. Rhéogramme d'un fluide viscoélastique	08

Chapitre 2

Figure 2.1 Agitateur magnétique	10
Figure 2.2 : Ecoulement a) axial) radial et c) tangentiel [Hernbay et al 1985]	12
Figure 2.3 Hélice pour agitateur : type marine	13
Figure 2.4 : Turbine à six pales droites	13
Figure 2.4.a. Ecoulement généré par une turbine à 6 pales	14
Figure 2.5 Agitateur de type Turbine	14
Figure 2.6 Agitateur à ancre	15
Figure 2.7. Barrière	15
Figure 2.8 Vis hélicoïdale	16
Figure 2.9. Vis hélicoïdale avec ruban hélicoïdal	16
Figure 2.10. Hélice pour agitateur hélicoïdal	16
Figure 2.11. Domaine d'utilisation des divers types de mobiles en fonction de la viscosité du fluide	17

Chapitre 3

Figure 3.1 : Les modules de base du CFX	21
--	----

Chapitre 4

Figure 4.1 : Dispositif expérimental	42
Figure 4.2 : Conditions aux limites de transfert de chaleur	46
Figure 4.3 : Mobiles d'agitation mécanique	46

Figure 4.4 : Géométrie des turbines à études	47
---	----

Chapitre 5

Figure 5.1 : la structure générale d'ANSYS CFX12.0	53
Figure 5.2 : Présentation de géométrie avec le maillage par (ICEMCFD	54
Figure 5.3 Présentation ANSYS CFX Pré	55
Figure 5.4 : Présentation ANSYS CFX Solver	56
Figure 5.5 : Présentation ANSYS CFX Post	56
Figure 5.6 : dimensionnement du système d'agitation	57
Figure 5.7-a : PBT3, PBT4 et PBT6	58
Figure 5.8 : Profil d'énergie cinétique position radial $R^*=0.071$	59
Figure 5.9 : Profil d'énergie cinétique position radial $R^*=0.088$	59
Figure 5.10 : Profil des vitesses axiales $Z^*=0.29$	60
Figure 5.11 : Profil des vitesses radiales $Z^*=0.29$	61
Figure 5.12 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.29$	61
Figure 5.13 : Lignes de courants cuve chicanée pour $Re=50000$	62
Figure 5.14 : Lignes de courants cuve non chicanes pour $Re=50000$	62
Figure 5.15 : Profil des vitesses radiales $Z^*=0.08$	63
Figure 5.16 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.08$	63
Figure 5.17 : Contour des vitesses pour turbines PBT6, PBT4et PBT3 $Re=50000$	64
Figure 5.18 : Lignes des courants pour turbines PBT6, PBT4et PBT3 $Re=50000$	64
Figure 5.19 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.08$	65
Figure 5.20 : Profil des vitesses radiales $Z^*=0.08$	65
Figure 5.21 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.08$	66
Figure 5.22 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.08$	66
Figure 5.23 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.08$	67
Figure 5.24 : Profil des vitesses tangentielles $Z^*=0.08$	67
Figure 5.25 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n= 0.2$ $Re=50000$	68
Figure 5.26 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n= 0.4$ $Re=50000$	68
Figure 5.27 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n= 0.6$ $Re=50000$	69
Figure 5.28 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n= 0.8$ $Re=50000$	69
Figure 5.29 : Nombre de puissance en fonction indice de comportement	70
Figure 5.30 : Nombre de puissance (effet de chicanes)	71

Liste des Tableaux

Chapitre 1

Tableau 1.1. Caractéristiques des fluides newtonien et non newtonien	06
---	----

Chapitre 3

Tableau 3.1 : Constantes de Metzner et Otto pour différentes mobiles	28
Tableau 3.2 : Constantes de Metzner et Otto (Jaworski et Nienow, 1996)	28
Tableau 3.3 : Efficacité énergétique et de pompage pour différents types d'agitateur	30
Tableau 3.4 : Méthodes de mesure du temps de mélange	34

Chapitre 5

Tableau 5-1: Nombre de puissance pour les géométries PBT6	59
--	----

Nomenclature

C	Distance entre le mobile et le fond de la cuve	(m)
C_p	Capacité thermique massique	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
d	Diamètre de la turbine	(m)
b	Hauteur des pales du mobile	(m)
D_r	Diamètre du rotor	(m)
T	Diamètre intérieur de la cuve	(m)
h	Coefficient superficiel d'échange	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
H	hauteur de cuve et de liquide (remplissage)	(m)
k	Energie cinétique turbulente	($m^2 \cdot s^{-2}$)
N	Vitesse de rotation de l'agitateur	(s^{-1})
p	Pression	(Pa)
P	Puissance consommée par la turbine	(W)
r	Coordonnée radiale	(m)
r_{tip}	Rayon d'une pale	(m)
R	Rayon de la cuve	(m)
Q_P	Débit de pompage	($m^3 \cdot s^{-1}$)
V	Vitesse de frottement	($m \cdot s^{-1}$)
V_{tip}	Vitesse au bout de la pale	($m \cdot s^{-1}$)
U, V, W	Composantes de vitesse	($m \cdot s^{-1}$)
V_p	Résultante des composantes de vitesse parallèles à la paroi	($m \cdot s^{-1}$)
y	Distance à la paroi	(m)
z	Coordonnée axiale	(m)
z_0	Position axiale du plan médian de l'agitateur	(m)
W	Largeur de la pale	(m)
E_P	Efficacité énergétique	(-)
K_{MO}	Constante de Metzner et Otto	(-)
m	Consistance	(Pa.sn)
ρ	Masse volumique de fluide	(Kg/m^3)
n	Indice de comportement	(-)
N_P	Nombre de puissance	(-)

N_{QP}	Nombre de pompage	(-)
N_{QC}	Nombre de circulation	(-)
N_{tM}	Temps de mélange adimensionnel	(s)
Q_P	Débit de pompage	(m ³ /s)
Q_C	Débit de circulation	(m ³ /s)
Q_E	Débit d'entraînement	(m ³ /s)
q_{Vj}	Débit volumique	(m ³ /s)
Re	Nombre de Reynolds de l'agitateur	(-)
t_c	Temps de circulation	(s)
t_m	Temps de mélange	(s)
V	Volume du liquide dans la cuve	(m ³)
α	Angle d'inclinaison de pale	(°)
w	Vitesse angulaire	(rad.s ⁻¹)
F	Force	(N)
t	Temps	(s)
μ	Viscosité dynamique	(Pa.s)
μ_T	Viscosité dynamique turbulente	(Pa.s)
μ_a	La viscosité apparente	(Pa.s)
μ_0	La viscosité à taux de cisaillement nul	(Pa.s)
η	Viscosité à taux de cisaillement infini	(Pa.s)
μ	Viscosité cinématique	(m ² .s ⁻¹)
τ	La contrainte de cisaillement	(N.m ⁻¹)
τ_c	Contrainte seuil d'écoulement	(N.m ⁻¹)

L'agitation ou le mélange d'un milieu de fluide est un procédé qui est d'utilisation très fréquente dans les domaines chimiques, cosmétiques pharmaceutiques et agroalimentaires.

Les performances dépendent étroitement de la structure des écoulements au sein du milieu mécaniquement agité. Généralement, le but du mélange est l'homogénéisation. Un mélange idéal est un mélange qui produit une mixture homogène et permet un temps et un coût optimum.

La puissance consommée demeure le paramètre le plus important dans les processus d'agitation. Actuellement, des méthodes satisfaisantes sont disponibles qui permettent d'estimer correctement les puissances d'agitation valables pour les liquides Newtoniens et non-Newtoniens. D'autre part, la puissance d'agitation dépend fortement du type d'agitateur, de la géométrie utilisée et du comportement rhéologique du liquide.

L'objectif de ce travail est surtout d'effectuer une investigation au moyen du logiciel CFD (CFX 12.0). Le but principal du présent papier est de caractériser la structure hydrodynamique induite par une turbine à pales inclinée, On s'intéresse à l'étude de l'influence la présence de la chicane, et la variation de ces paramètres agités sur la valeur de nombres de puissance.

Pour un fluide non Newtonien, et de fournir des informations détaillées sur la formation des vortex dans tout le volume de la cuve. Les effets du nombre de Reynolds, de l'indice du comportement. De même, le nombre de puissance obtenu à partir des résultats locaux, a été comparé avec ceux trouvés dans des travaux antérieurs de la littérature.

1.1. Introduction

Un fluide soumis à des sollicitations possède une forme de réponse qui se caractérise par une loi rhéologique établissant la relation entre la contrainte appliquée et le gradient de vitesse qui en résulte.

La rhéologie est un domaine très vaste, qui concerne l'ensemble des propriétés mécanique des matériaux, et qui met en œuvre des expériences aussi diverses que des tests d'écoulement, de fluage, de relaxation.

La rhéologie est une science universelle qui s'ouvre à l'industrie, les cosmétiques, la médecine, la pharmacie, etc....

Elle étudie toute une gamme de comportement allant du comportement parfaitement élastique au comportement purement visqueux. Dans les comportements purement visqueux on sépare les fluides dont le comportement est newtonien, des fluides dont le comportement non newtonien.

Il existe trois grandes variétés de comportement rhéologique :

- Le comportement élastique qui est caractérisé par une relation entre les forces appliquées et l'amplitude de la déformation. Le mouvement du milieu ne se produit pas sous l'action d'une force.
- Le comportement fluide ou visqueux qui est caractérisé par une relation entre la contrainte appliquée et la vitesse de déformation ou mouvement.
- Le comportement élastique qui est caractérisé par l'existence d'un seuil de contrainte au-dessous duquel il n'y a pas de déformation permanente.

1.2. Fluides newtoniens

Les fluides newtoniens obéissent à la loi de proportionnalité entre le tenseur des contraintes de cisaillement $\boldsymbol{\tau}$ et le tenseur de déformation $\dot{\boldsymbol{\gamma}}$:

$$\boldsymbol{\tau} = \dot{\boldsymbol{\gamma}} \boldsymbol{\mu} \quad (1.1)$$

Dans cette expression, ne figure qu'un seul coefficient rhéologique $\boldsymbol{\mu}$, appelé viscosité dynamique du fluide.

3. Les fluides à comportement plastique

1) Les fluides pseudos plastiques

La viscosité apparente d'un fluide pseudo plastique (ou rhéofluidifiant) décroît presque le gradient de vitesse appliqué augmente.

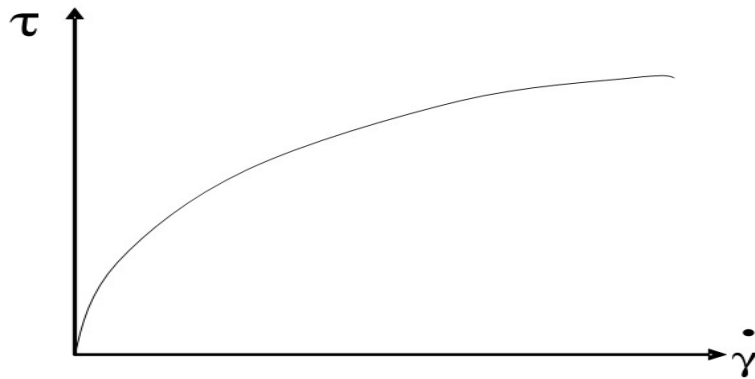


Fig. 1.2. Rhéogramme d'un fluide pseudo-plastique [G. COURRAZU]

- La loi en puissance d'Ostwald de Waele

$$\tau = m \dot{\gamma}^n \quad (1.2)$$

m : l'indice de consistance

n : l'indice de comportement

2) Les fluides dilatants

Ils sont caractérisés par l'augmentation de la viscosité apparente avec la vitesse de déformation ils sont souvent modélisés en pratique par la loi de puissance avec $n > 1$. Les fluides présentant le comportement dilatant sont beaucoup moins nombreux que les fluides à comportement pseudoplastique ; citons par exemple les suspensions aqueuses d'amidon de mica et de sable.

3) Les fluides plastiques

Ce genre de fluide se caractérise par l'existence d'une valeur minimale τ_0 de la contrainte, appelés seuil d'écoulement ou contrainte seuil en dessous de laquelle l'écoulement ne se produit pas et qui représente l'ordonnée à l'origine des rhéogrammes. Au-delà de τ_0 , les fluides s'écoulent ce sont surtout des suspensions.

4) Les liquides de Bingham

Le fluide de Bingham est un modèle théorique de milieu viscoplastique qui correspond à un comportement de solide parfait sous faibles contraintes, et à un comportement de fluide visqueux au-delà d'une contrainte-seuil. Toute augmentation de τ se traduit par une augmentation de $\dot{\gamma}$

- Les liquides de Herschel-Bulkley et de Casson

Dans tous les autres cas les fluides plastiques sont soit des fluides pseudoplastiques, soit des fluides dilatants présentent un seuil de contrainte.

- ✓ le modèle de Casson : $\tau^{1/2} = k_c \dot{\gamma}^{1/2} + \tau_c^{1/2}$
- ✓ le modèle de Herschel-Bulkley : $\tau = \tau_0 + m \dot{\gamma}^n$

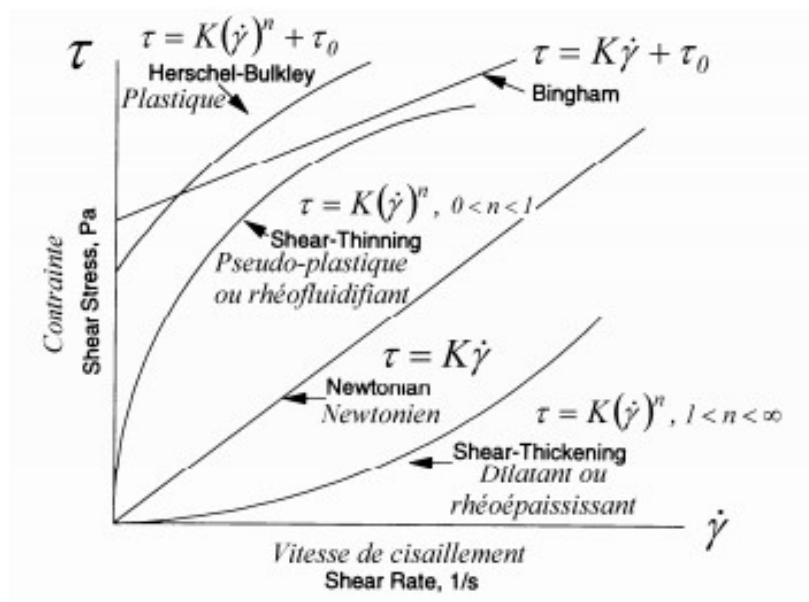


Fig. 1.3 : Rhéogrammes caractéristiques des fluides newtonien et non newtonien présentent un seuil d'écoulement.

Tableau 1.1. Caractéristiques des fluides newtonien et non newtonien

Type	n	τ_0	Exemples
Herschel-Bulkey	$0 < n < \infty$	> 0	Pâte de poisson, moûts de raisin
Newtonien	1	0	Eau, jus de fruit, lait, huile végétale
Rhéofluidifiant	$0 < n < 1$	0	Compote de pomme, purée de banane, jus d'orange concentré
Rhéopaississant	$1 < n < \infty$	0	Miels (certains types), solution à 40% d'amidon natif
Bingham	1	> 0	Dentifrice, purée de tomates

1.4.2 Comportement non newtonien dépendant du temps

Ce sont des fluides dont la viscosité apparente dépend non seulement du niveau des sollicitations mais aussi de leur durée, ainsi à température et gradient de la vitesse donnés, la contrainte de cisaillement peut également varier avec le temps durant lequel le cisaillement est imposé.

$$\mu_{\alpha} = f(\dot{\gamma}, t) \quad (1.3)$$

Un des modes d'étude de cette catégorie de fluide consiste à leur faire subir des cycles complets de contraintes à des vitesses différentes de la valeur nulle à une valeur maximale puis retour à la valeur nulle. Ils offrent alors un phénomène d'hystérésis plus ou moins marqué selon la vitesse de déroulement de cycle.

Il existe deux sortes de fluide non newtonien dépendant du temps :

1. Les fluides thixotrope

La thixotrope se caractérise par une diminution de la viscosité apparente lorsque le temps d'application de la contrainte augmente, suite à une altération de sa structure

(La structure se reconstitue lorsque l'on arrête les contraintes). Parmi les fluides de cette nature il faut citer : les polymères fondus, les peintures et mayonnaise.

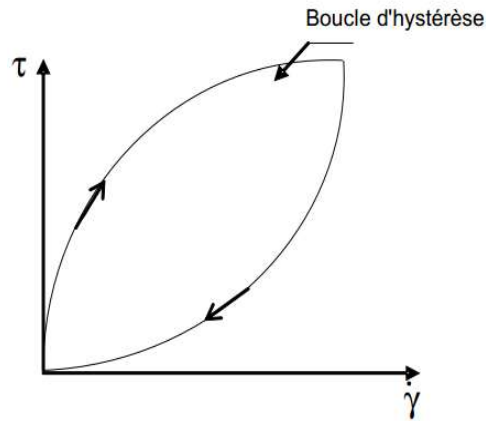


Fig.1.4. Rhéogramme d'un fluide thixotrope

2. Les fluides rhéopictiques

La rhéopixie est le comportement inverse de la thixotropie, la viscosité apparente augmente au fur et à mesure que l'on agite le fluide. Ce phénomène est totalement réversible. Les solutions aqueuses de bentonite les suspensions d'oléate et les suspensions de gypse dans l'eau sont anti-thixotropes.

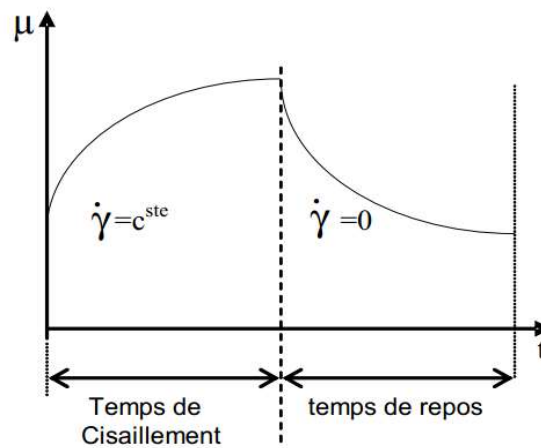


Fig.1.5. Courbe viscosité-temps (rhéopexie)

1.5. Fluide viscoélastiques

Les fluides viscoélastiques présentent simultanément des propriétés visqueuse et élastique. En plus des paramètres précédents, la viscosité apparente de ces fluides dépend encore du module d'élasticité du fluide.

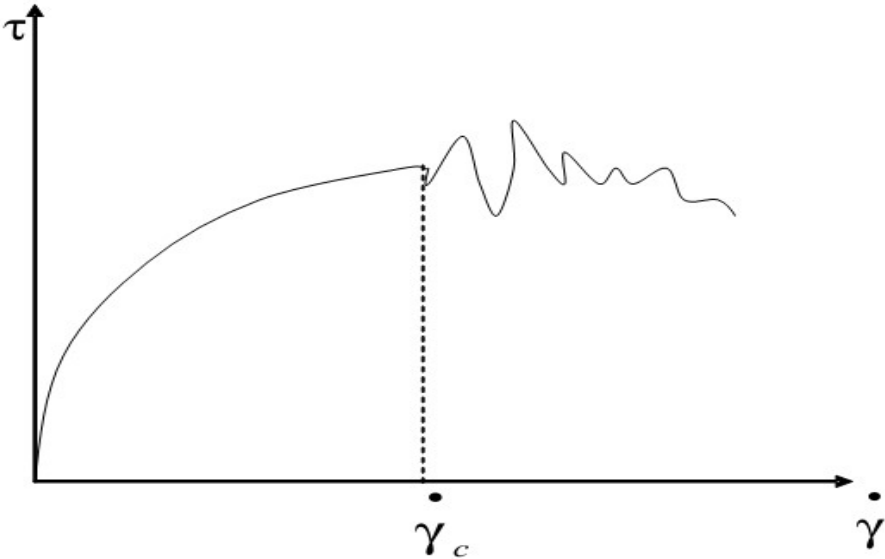


Fig. 1.6. Rhéogramme d'un fluide viscoélastique

2.1. Introduction

L'agitation mécanique est utilisée pour une grande variété de procédés, tant dans les industries chimiques, pharmaceutique, la peinture, cosmétique, agro-alimentaire, dérivés pétroliers que dans les industries de traitement de l'eau et des minerais.

L'agitation a comme principale fonction d'accélérer les transferts de grandeurs extensives au sein d'un fluide homogène. Cela veut dire que l'agitation conduit et surtout accélère le transfert de la matière et de la chaleur, afin de réaliser et favoriser certaines transformations physico-chimiques de la matière. Ce pendant elle nécessite un apport d'énergie mécanique. Pour être capable de mieux contrôler ce transfert, il est toujours nécessaire de connaître avec précision :

- Les dimensions et la géométrie des cuves à équiper.
- La famille rhéologique et les caractéristiques du fluide à agiter.
- La fonction première recherchée (mélange, échange thermique).

L'agitation est une opération très ancienne. Tout d'abord utilisée d'une manière totalement expérimentale, elle a au fil du XXe siècle trouvé ses bases théoriques grâce à de nombreuses recherches.

2.2. Mécanisme d'agitation

Il existe plusieurs modes d'agitation pour les milieux liquides qui sont très différents les uns des autres, nous pouvons distinguer les plus importants :

2.2.1 L'agitation par rotation

On utilise couramment deux modes d'agitation 'mécanique et magnétique'.

2.2.1.1 Agitation mécanique

On utilise lorsque les volumes employés sont importants. Un mobile d'agitation plongeant dans la totalité du milieu réactionnel. Outre le mobile, un système d'agitation mécanique se compose également d'un système d'entraînement par un moteur extérieur et un arbre. Un arbre d'agitation se compose d'un arbre supérieur plein qui transmet les efforts et un arbre inférieur plein ou tubulaire recevant les mobiles. Le régime hydraulique créé dépend également des facteurs géométriques concernant la cuve comme la présence ou non de chicanes, l'excentration et l'inclinaison de l'arbre, et la dimension de la cuve.

2.2.1.2 Agitation magnétique

Elle est la plus pratique et la plus simple à mettre en œuvre. On place un barreau magnétique recouvert d'un revêtement interne dans le mélange à agiter. Suivant les récipients, il existe différentes formes de barreaux : des barreaux simples pour les récipients à fond plat, en forme d'olive pour les ballons et en forme de croix pour les tubes à essai. On utilise le plus souvent des agitateurs magnétiques chauffants permettant comme leur nom indique très clairement de coupler l'agitation et le chauffage.



Fig. 2.1 Agitateur magnétique

2.3 Les mélangeurs à jets

Le mélange est utilisé pour des liquides et des gaz. Le principe est le même dans les deux cas. L'utilisation de jet turbulent pour les liquides est très commune dans l'industrie chimique. L'écoulement de jet déplace le fluide qui se trouve devant l'orifice dans la cuve. Le fluide proche du jet est entraîné dans un mouvement parallèle d'où un transfert des impulsions.

Cette technique a été étudiée par [xiadong. W, Zhingang. F, et L.J forney 1999] ou ils ont présenté une série de simulation du mélange turbulent tridimensionnel avec transfert de masse pour des arrangements de mélange de diverses pipes avec différents angles d'injection. Les simulations sont effectuées avec logiciel ADINA

2.4 Les mélangeurs statiques

Les mélangeurs statiques fonctionnent sans pièce mobile grâce à des éléments internes fixes, à pas alternativement inversés, conduisant à des tourbillons dans la veine liquide à l'intérieur du tube. Ceux-ci créent une mise en rotation de la veine liquide qui s'inverse à chaque passage d'élément, les composants soient obligatoirement mélangés le long des canalisations.

2.5 Les mélangeurs à ultra-son

Le fluide passe sur une lame qui vibre à des fréquences ultrasoniques. L'utilisation de ce type de mélangeur est répandue pour accélérer des réactions chimiques homogènes (liquide ou solide), ou hétérogènes (liquide-solide). [Hami. O 1997]

2.6 Les cuves mécaniquement agitées

- **Les cuves**

La forme de la cuve et sa capacité dépendant de la nature de l'industrie, de la fréquence de ramassage de produit, de la qualité du produit souhaité, de la disponibilité et des coûts liés à l'énergie.

Les cuves ont une tendance de produire des vortex et des tourbillons dans le liquide. par conséquent, des chicanes ont utilisé le plus souvent des plaques collées ou séparées à la paroi de la cuve pour éviter ce phénomène.

- **Les chicanes**

Les chicanes sont des parties importantes dans les réservoirs agités, ils améliorent l'efficacité du mélange et éliminent la formation de vortex. Cependant ils augmentent les besoins en énergie dans la cuve de mélange.

2.7. Les types de mobile d'agitation

2.7.1. L'écoulement

Généralement un agitateur doit assurer une action de pompage par écoulement axial, radial et tangentiel :

2.7.1.1 L'écoulement axial

Intervient lorsqu'un fluide circule dans une cuve agitée verticalement de haut en bas, autour de l'axe de l'agitateur, puis remonte le long des parois après réflexion sur le fond de la cuve ; il est ensuite aspiré verticalement vers le mobile d'agitation qui se trouve au bout d'arbre.

2.7.1.2 L'écoulement radial

Est créé par un mouvement horizontal vers les parois de la cuve, donné au fluide par la rotation du mobile d'agitation. Le flux se divise ensuite en deux courants, l'un allant vers le fond de la cuve et l'autre remontant vers la surface du liquide.

A ces deux types d'écoulement vient s'ajouter l'écoulement **tangentiel**, ou le milieu tourne autour de l'arbre de l'agitation et jusqu'à la périphérie de la cuve.

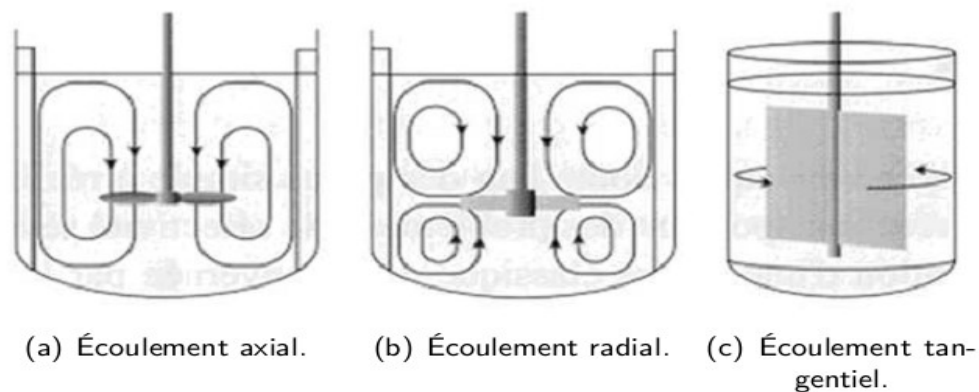


Fig. 2.2 : Ecoulement a) axial, b) radial et c) tangentiel [Hernbay et al 1985]

2.7.1.3 La turbulence

La turbulence est un phénomène du au mobile d'agitation. Elle est pratiquement toujours présente en milieu fluide. La turbulence pour un mobile d'agitation peut également être mise en évidence par l'étude d'un obstacle (pale) dans un courant de fluide.

Sachant que la turbulence consomme de l'énergie, on obtiendra les résultats escomptés en utilisant des mobiles d'agitation dissipant de l'énergie, par unité de volume. Pour cela, on utilise de préférence des mobiles à pales droites (déformant de façon importante le flux de fluide) appelés turbines.

2.7.2. La viscosité

2.7.2.1. Les agitateurs de fluide peu visqueux

L'agitation de fluide peu visqueux dont la viscosité est inférieure à 10^{-2} pas s'effectue a nombre de Reynolds élevé. Les agitateurs ont des diamètres faibles ($1/4$ à $2/3$ du diamètre de la cuve) et sont actionnés avec des vitesses de rotation élevées (500 à 1500 tr/mn).

Parmi les mobiles utilisés pour l'agitation de milieux peu visqueux : les hélices et les turbines.

- **Les hélices**

Le type le plus commun des hélices est le type marin souvent avec trois pales. Avec les hélices l'agitation des fluides se fait par un écoulement axial qui crée un mouvement des fluides dans une direction axial (vers le haut ou vers le bas) par rapport à l'axe de rotation de l'hélice.

Elles peuvent être utilisées pour mélanger des liquides aux viscosités allant jusqu'à 2 Pas [Sterbacek et Tausk 1965].



Fig. 2.3 Hélice pour agitateur : type marine

- **Les turbines**

Elles sont constituées généralement de plusieurs pales verticales (de 4 à 20 pales) fixées sur un disque horizontal. La hauteur des pales est comprise entre 0.1 à 0.3 fois leur diamètre. La plus classique entre elles comprennent six pales. Appelés turbine de Rushton, ces mobiles sont caractérisés par un écoulement a refoulement radial. [costes 1986, zannoud 1989].

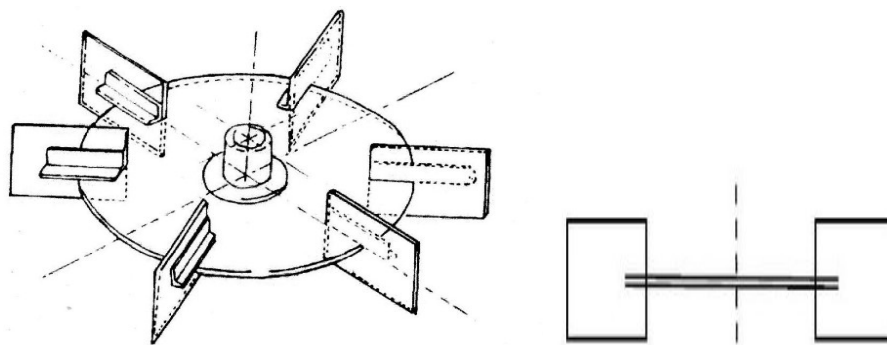


Fig. 2.4 : Turbine à six pales droites

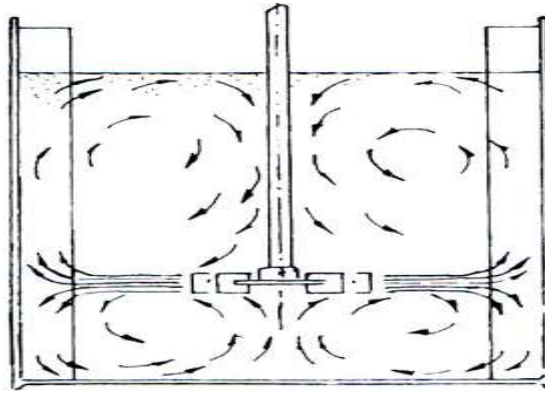


Fig. 2.4. Ecoulement généré par une turbine à 6 pales

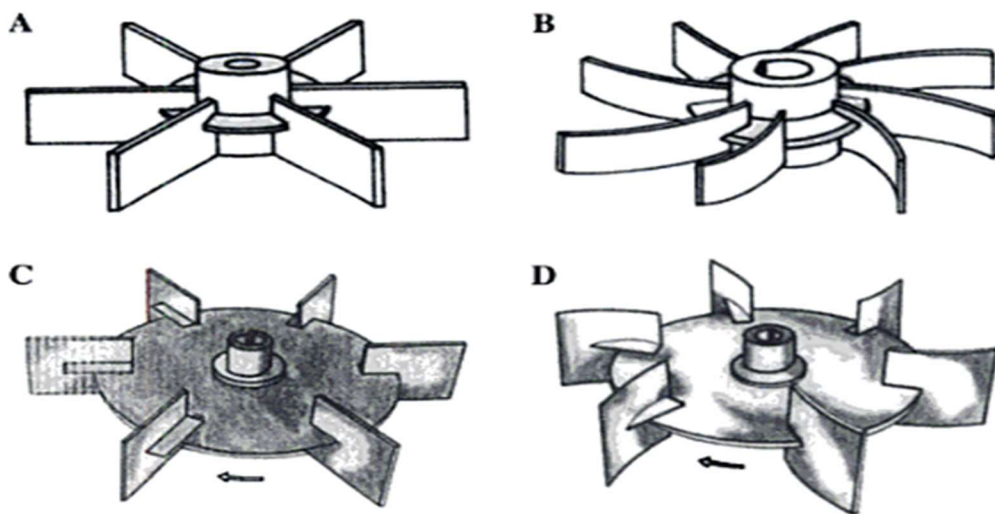


Figure 2.5 agitateur de type Turbine :
 A. turbine a 6 pales plates.
 B. turbine à 8 pales incurvées.
 C. turbine à 6 pales plates montées sur un disque.
 D. turbine à 6 pales courbées montées sur un disque.

2.7.2.2. Les agitateurs de fluide très visqueux

Les mobiles pour des fluides très visqueux dits de proximité sont trouvés particulièrement dans les industries chimiques (céramique, plastique, etc.) et dans les industries de produit alimentaire. On distingue deux agitateurs (agitateur plan et agitateur hélicoïdaux).

2.7.2.2.1 Les agitateurs plans

- **Le bipale** : le bipale est la forme la plus simple. le rapporte du diamètre de l'agitateur sur le diamètre de la cuve (D/T) est compris entre 0.3 et 0.9. le rapport de la hauteur de

l'agitateur sur le diamètre de la cuve (H/T) varie de 1/12 jusqu'à 1/3 pour un bipale classique. [Hami O. 1997].

- **L'ancre** : les agitateurs a ancre sont utilisés pour écoulement fortement visqueux de 10 à 100 Pas, la majorité de ces mélangeurs ont des bras horizontaux qui suivent la fore de la cuve et des pales verticales fixées aux extrémités des bras pour favoriser le mouvement vertical du mélange. [Pedrosa S.M.C.P, Nunhez J.R 2000]

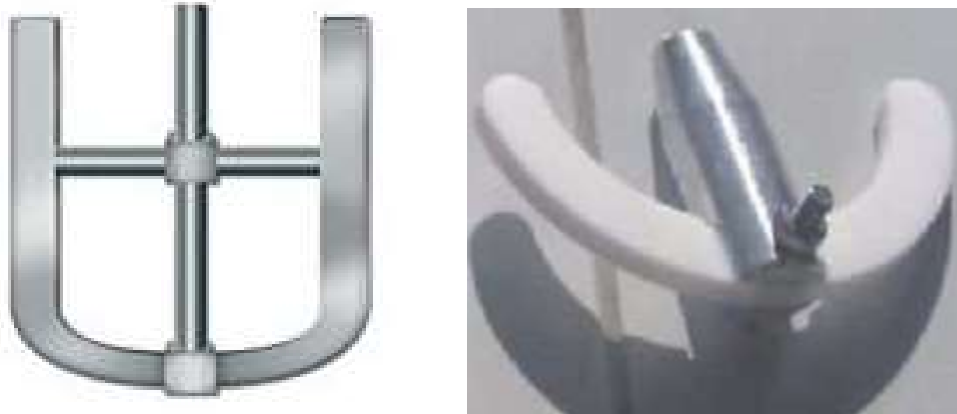


Fig.2.6 Agitateur a ancre

- **Agitateur barrière**

Sont constitués d'un ensemble de barre horizontale et verticale. Les vitesses de rotation sont généralement faibles pour réduire la consommation d'énergie. Ils son souvent utilisées pour l'agitation de grande cuves pour des opérations de traitement des eaux.

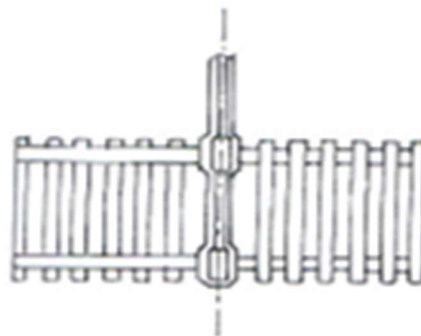


Fig.2.7. Barrière

2.7.2.2 Les agitateurs hélicoïdaux

Dans cette catégorie on trouve les agitateurs à vis sans fin Caussanel (1990), Nagata (1975), et les rubans hélicoïdaux Murakami et al (1972), En principe on utilise ces systèmes d'agitation pour le mélange et l'homogénéisation de milieux très visqueux.

Les mélangeurs hélicoïdaux tels que les rubans hélicoïdaux et les vis hélicoïdaux sont bien adaptés pour les fluides élastiques et les viscosités élevées des matériaux puisqu'ils produisent simultanément des mouvements axiaux et tangentiels en même temps.

Dans le cas de vis sans fin (**Fig. 2.8**) l'écoulement axial crée au centre de la cuve est canalisé vers le bas par des chicanes ou un tube de circulation qui enveloppe la vis. Par contre les agitateurs à rubans hélicoïdaux (**Fig. 2.9.**) raclent totalement la paroi, permettant ainsi la circulation axiale du fluide le long de la paroi, ce qui s'avère intéressant lorsqu'il y a échangé thermique avec la paroi. On utilise ce genre d'agitateur dans les cas des fluides très visqueux difficile à mélanger, en associant les deux mobiles pour assurer une meilleure circulation et éliminer les zones mortes.

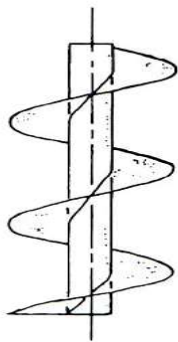


Fig. 2.8 Vis hélicoïdale

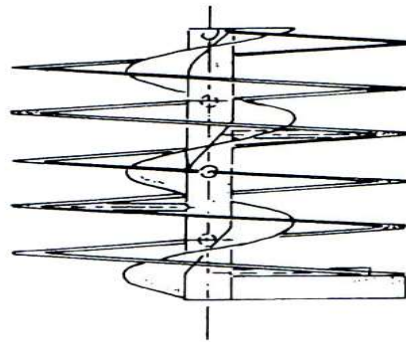


Fig. 2.9. Vis hélicoïdale avec ruban hélicoïdal



Fig. 2.10. Hélice pour agitateur hélicoïdal

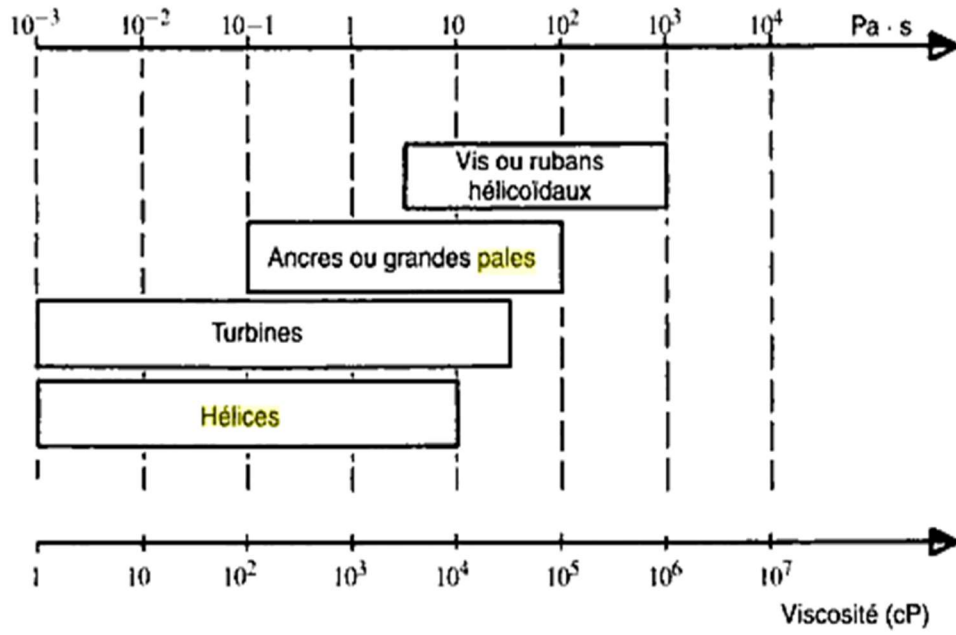


Fig. 2.11. Domaine d'utilisation des divers types de mobiles en fonction de la viscosité du fluide

3.1. Les différentes techniques de mesures et de calculs

De nombreuses techniques expérimentales ont été développées pour connaître les caractéristiques hydrodynamiques et les écoulements en cuve agitée.

Certains permettent d'obtenir une description qualitative des écoulements comme la visualisation par nappe de lumière qui donne une description rapide et en temps réel des circulations simples.

D'autres techniques donnent accès à la valeur de la vitesse en tout point de la cuve.

3.1.1. Mesure des paramètres locaux

L'analyse locale du comportement de la cuve agitée présente plusieurs intérêts. La connaissance du champ de vitesse en tout point de la cuve donne accès à la circulation globale, à la localisation des zones de fluides mortes et des zones à fort gradient de vitesse.

La connaissance du champ de vitesse induit par un mobile d'agitation permet de choisir la position et le type d'agitateur le mieux adapté à un procédé : mise en suspension, dispersion de particules solides ou dispersion de bulles ou de gouttes.

La connaissance du champ turbulent permet de quantifier le mélange en estimant les échelles caractéristiques des tourillons énergétiques, le niveau d'énergie associée et le taux de dissipation d'énergie.

Pour accéder aux grandeurs locales, l'analyse expérimentale est indispensable. En parallèle à l'expérience, les outils de simulations numériques des écoulements dans les cuves agitées peuvent aider l'ingénieur à mieux maîtriser les performances d'un procédé de mélange.

3.1.1.1. Mesure des vitesses

La mesure des vitesses au sein d'un écoulement complexe nécessite l'utilisation de techniques sophistiquées, dotées d'une inertie très faible et sensible à la direction du vecteur de vitesse. La technique électrochimique et à fil chaud ont été largement utilisées dans les cuves agitées dans les années 1965-1986. Suite à l'évolution des techniques de mesure, l'anémomètre laser à effet Doppler qui est une technique beaucoup plus fiable est devenu la technique la plus utilisée.

a. Méthode électrochimique

Cette technique repose sur le principe de la mesure d'un courant limite de diffusion entre une petite électrode inattaquable et un mélange contenant d'une part un couple oxydo- réducteur,

d'autre part un électrolyte indifférent. C'est la méthode la plus intéressante car elle permet de déterminer soit des variations de concentration, soit des variations de vitesse ou encore de coefficients de transfert de matière ou de chaleur.

b. Anémomètre à fil chaud

Cette technique est relativement difficile à mettre en œuvre et onéreuse. Elle consiste à faire parcourir un fil conducteur en platine par un courant électrique, sous une différence de potentiel donnée et mesurer l'intensité. Cette valeur est fonction de la température du fil ou encore de l'intensité de transfert thermique entre le fil et le milieu environnant.

Comme cette grandeur dépend de la vitesse locale du fluide à ce niveau, elle fournit indirectement une indication sur la turbulence du fluide, en termes de variation quasi-instantanée. Une technique dérivée consiste à déterminer la résistance d'un fil chauffant en opérant à courant constant ou encore à mesurer la variation d'intensité à résistance constante du fil.

c. Anémométrie laser à effet Doppler

L'anémomètre laser à effet doppler est une méthode destinée à mesurer avec une grande précision la vitesse des fluides dans les écoulements liquides ou gazeux.

La technique consisté à mesurer la vitesse de micro- particules présentes naturellement ouensemencées dans le fluide, et qui vont suivre parfaitement l'écoulement.

L'anémométrie laser est une méthode non intrusive : l'anémomètre sonde L'écoulement avec deux rayons laser qui ne perturbent par l'écoulement contrairement à la Sonde à film chaud qui plonge directement dans le fluide .concernant la mesure des vitesses, l'anémométrie laser est directe et simple à mettre en œuvre, puisqu'elle ne nécessite pas d'étalonnage et qu'elle mesure les différentes composantes de la vitesse moyenne (radiale, tangentielle, axiale).

Ainsi que les composantes de la vitesse r.m.s, suivant la position des faisceaux .la seule contrainte du laser est l'utilisation d'un fluide et d'une cuve transparente pour permettre la diffusion du laser au sein de l'écoulement.

d. Particule Image Vélocimétrie (PIV)

Cette technique encore plus récente commence à être utiliser pour caractériser l'écoulement local dans un système notamment en milieu diphasique .son principe à faire des photographies très rapprochées du système.

Pour cela le système est préalablementensemencé de particules réfléchissantes et une nappe laser vient éclairer un plan particulier de ce système. Une caméra enregistre les mouvements des particules lorsqu'elles traversent la nappe laser.

Le traitement numérique des deux images successives permet de mesurer la vitesse locale de toutes les particules pour tous les points du plan. Cette technique mesure donc la vitesse instantanée locale dans tout le plan de la nappe laser. Cette technique est donc complémentaire aux mesures par anémométrie laser doppler puisque cette dernière mesure une vitesse instantanée et une vitesse moyenne en un point de la cuve.

Finalement la (PIV) est conseillée pour étudier des écoulements fortement instationnaires à condition que la résolution de la caméra soit suffisante pour enregistrer avec précision les plus petites structures.

3.1.2. Simulation numérique

Ce domaine de recherche s'étant beaucoup développé ces dernières années, grâce aux développements des codes de calcul commerciaux de plus sophistiqués. Nous pouvons citer les principaux, FLUENT et CFX utilisés dans notre laboratoire.

La simulation numérique des écoulements consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes à partir de différents modèles de turbulence.

La simulation numérique des écoulements permet de déterminer les champs de vitesse et de pression, la distribution de l'énergie cinétique et du taux de dissipation de l'énergie cinétique dans la cuve entière mais impose une initialisation des valeurs autour des agitateurs par des valeurs expérimentales.

L'intérêt majeur de cet outil est qu'il est désormais possible de modifier la forme des pales sur simulateur et d'étudier l'impact sur l'hydrodynamique de l'écoulement généré dans la cuve entière.

Pour la simulation de notre étude nous utilisons le code de calcul ANSYS CFX.

3.1.2.1. Le code calcul CFX

C'est un produit de calcul numérique des écoulements, ce code utilise une méthode couplée où les équations hydrodynamiques (p , u , v et w) sont résolues en même temps comme une équation unique. Cette approche utilise une méthode entièrement implicite pour chaque pas de temps. Dans le cas d'un écoulement stationnaire, le pas de temps se comporte comme un

paramètre d'accélération pour rendre la solution stationnaire et convergente et plus au moins réelle. La figure (3.1) montre les quatre modules de base du CFX qui sont liés entre eux par le déroulement des informations du problème étudié pour une analyse CFD (Computational Fluid Dynamics).

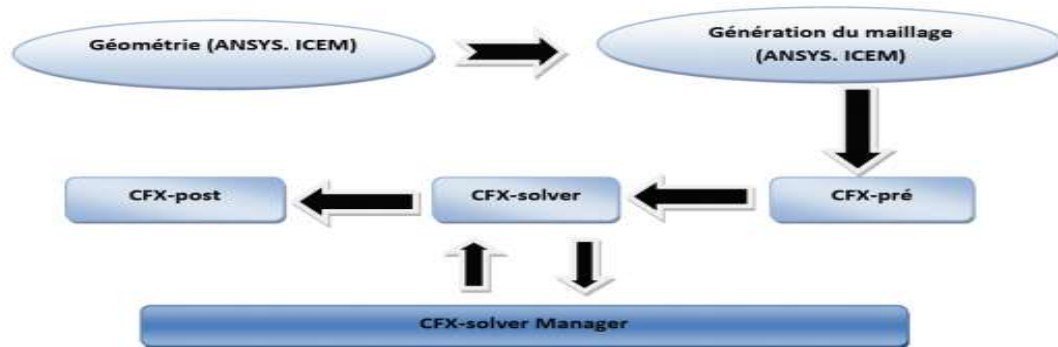


Figure 3.1 Les modules de base du CFX

a. ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Pour le maillage, ICEM CFD 12.0 utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, entre autre le maillage tétraèdre et hexaèdre.

b. CFX Pre

Une interface puissante pour la définition du problème (modèle choisit condition initiale, condition aux limite, propriété du fluide, les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur).....etc.).

Une fois que la définition de problème est complète, il faut exporter un fichier de définition (*.def) vers le module CFX-Solver pour avoir la solution du problème.

c. CFX Solver

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour un nombre d'itération bien défini et une erreur tolérée.

d. CFX Post

Permet de visualiser les différents résultats obtenus par le CFX-Solver à l'écran, dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme de : Lignes de courant, Champ de vitesse...

Visualiser différents paramètres définis par l'utilisateur.

Exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels qu'Origine ou Tec plot.

3.1.2.2. Intérêts de la simulation numérique

Les méthodes traditionnelles de conception et d'analyse sont basées essentiellement sur des approches expérimentales et empiriques. L'autre possibilité, l'approche analytique, est très limitée à cause de nombreuses hypothèses qui restreignent la portée des résultats tant sur le plan de la physique que sur le plan de la géométrie. En effet, afin de faciliter la résolution des équations sous formes d'expressions analytiques, on simplifie souvent le modèle. Dès que le modèle devient complexe, il est impossible de résoudre analytiquement les équations physiques du phénomène. Par contre, si l'on simule numériquement, ces hypothèses ne sont plus nécessaires. Par exemple, il existe des méthodes numériques résolvant des équations différentielles non linéaires et couplées, ce qui est difficile, voire impossible analytiquement.

La méthode expérimentale fournit souvent d'excellents résultats, parce qu'elle prend en compte tous les facteurs qui peuvent exister, même s'ils sont inconnus de l'expérimentateur. Cependant, concevoir et fabriquer les bancs d'essais ainsi que leur exploitation coûtent de plus en plus cher. De plus, il est parfois impossible de réaliser une expérience dans le cas où les moyens et les installations disponibles ne le permettent pas ; c'est-à-dire lorsque l'on dépasse les paramètres d'opération des installations ou la plage d'utilisation des capteurs etc...

Ainsi, la simulation numérique s'est imposée dès les années 80 comme une alternative extrêmement intéressante. Non seulement, elle permet d'obtenir les mêmes résultats à moindre coût, mais elle permet même de dépasser les limites fixées par les essais en laboratoire. En revanche, elle nous renseigne en détail sur les valeurs des paramètres en tout point du domaine plutôt qu'aux seules positions des sondes. Souvent, elle le complément naturel de l'expérimentation, en permettant de guider les campagnes de mesures ou bien de valider des résultats. Parfois elle se substitue à l'expérimentation dans des domaines où celle-ci est difficile voire impossible à appliquer ou bien trop coûteuse. On songe en particulier aux calculs en astrophysique ou bien en météorologie. Les ingénieurs ont recours à la simulation numérique pour la conception de systèmes et l'analyse de leur comportement. Que ce soit dans le domaine de l'automobile ou de l'aéronautique, la simulation numérique complète et réduit les tests expérimentaux, par exemple les essais destructifs des carrosseries ou les vols de rentrée dans l'atmosphère de capsules spatiales.

D'un coût moindre que les essais en laboratoire, d'autant plus que les performances du matériel informatique ne cessent de s'accroître et les prix ne cessent de baisser de sorte que le coût d'un calcul type décroît constamment, son accessibilité s'est généralisée. D'autre part, à mesure des progrès continus en modélisation et algorithmique, elle s'affranchi de certaines limites inhérentes aux essais réels, que ce soit la plage des paramètres, la complexité géométrique ou bien le couplage de plusieurs phénomènes. Finalement, le calcul appliqué est une technologie générique où plusieurs techniques spécialisées (la modélisation géométrique et algorithmes de maillage ; les techniques de discrétisation des équations ; des résolutions de grands systèmes d'équations ; l'analyse et la visualisation...) s'appliquent à divers domaines.

Une étude numérique permet d'une part de réduire le nombre d'essais en laboratoire ou réels, et d'autre part, d'évaluer rapidement et quasi exhaustivement les performances du design par les analyses paramétriques. La mise au point définitive des formes, du dimensionnement, des paramètres et conditions d'opération d'un produit est donc accélérée, ce qui la rend très attrayante pour l'industrie.

Grâce à cette diminution des coûts et la rapidité de traitement, l'adoption de cette approche s'est généralisée dans l'industrie. En complétant les techniques expérimentales et empiriques ainsi que les méthodes analytiques, le calcul numérique a profondément modifié les méthodes traditionnelles d'analyse et de conception de produits, et ceci dans tous les domaines d'ingénierie.

3.2. Caractéristiques expérimentale de l'hydrodynamique des mobiles.

Dans ce partie, nous présentons les différentes caractéristiques permettant de comparer les performances des agitateurs du point de vue consommation énergétique, qualité de mélange et capacité de pompage.

La caractérisation d'un mobile d'agitation porte essentiellement sur la connaissance du nombre de puissance N_P , du temps de mélange adimensionnel N_{tm} et du nombre de pompage N_{QP} . Certains auteurs ont essayé d'exploiter ces données en développant des critères d'efficacité visant à quantifier l'efficacité hydrodynamique, énergétique et de pompage dans le but de comparer les performances de chaque système pour aider l'utilisateur dans son choix.

Ces nombres caractéristiques varient en fonction du nombre de Reynolds, des paramètres géométriques du système et du comportement rhéologique du fluide.

3.2.1. Grandeurs caractéristiques globales

3.2.1.1. Débit de pompage

Le débit de pompage Q_P correspond au débit de fluide sortant du volume délimité par les dimensions du mobile d'agitation.

Pour un agitateur de diamètre (d) et de hauteur (w), l'expression générale du débit de pompage prend en compte le débit pompage radial et le débit de pompage axial :

$$Q_P = \int_{Z_B}^Z 2 \cdot \pi \cdot (V_z)_{r=D/2} dz + \int_0^{D/2} 2 \cdot \pi \cdot r (V_z)_{Z=Z_B} dz \quad 3-1$$

Où la première intégrale représente le débit radial positif sur le côté de l'agitateur et la seconde représente le débit de décharge dans le plan inférieur de l'agitateur. Dans cette équation, Z_B est la position axiale situant la plan inférieur de l'agitateur la coordonnée Z .

Pour un agitateur radial, le débit de pompage ne prend en compte que le débit de fluide sortant radialement sur le côté.

$$Q_P = \int_{Z_B}^{Z_B+W} 2 \cdot \pi \cdot D (V_r)_{r=D/2} dz \quad 3-2$$

W : la hauteur de la pale.

Pour un agitateur axial, il s'exprime par l'intégrale suivante :

$$Q_P = \int_0^{D/2} 2 \cdot \pi \cdot r (V_z)_{Z=Z_B} dz \quad 3-3$$

3.2.1.2. Débit de circulation

Le débit de circulation est le débit de fluide entraîné par la boucle de circulation générée par l'agitateur. Dans le cas d'un agitateur radial qui induit deux boucles de circulation.

Le débit de circulation est la somme des deux débits de circulation respectifs. Le débit de circulation assure la répartition du produit dans toute la cuve. C'est donc un facteur prépondérant pour les phénomènes se rattachant au m'attachant à la macro mélange.

Pour un agitateur axial ou mixte, le débit de circulation est le débit de fluide entraîné dans la boucle de circulation, il donc être calculé au niveau du nœud de circulation à il est donné par l'expression suivante :

$$Q_C = \int_0^{r_0} 2 \cdot \pi \cdot r (V_z)_{Z=Z_B} dz \quad 3-4$$

Pour un agitateur radial, le débit de circulation correspond au débit de fluide entre deux nœuds de circulation (entre z_{sup} et z_{inf}) et est donné par l'expression suivante :

$$Q_C = \int_{z_1}^{z_2} \pi \cdot D (V_r)_{r=D/2} dr \quad 3-5$$

Le débit de pompage induit dans le volume de la cuve, par transfert de quantité de mouvement, un débit d'entraînement Q_e . Le débit de circulation Q_c est défini comme la somme du débit de pompage Q_p et du débit entraîné Q_e soit :

$$Q_C = Q_p + Q_e \quad 3-6$$

On admet que, quel que soit le mobile d'agitation et pour une géométrie standard, le rapport Q_c/Q_p est à peu près constant et vaut environ 1.8.

Les principales variables pouvant affecter les débits de pompage, d'entraînement et de circulation sont la vitesse de rotation et les dimensions des agitateurs et de la cuve.

Afin de comparer les performances de différents agitateurs et d'établir des règles d'extrapolation, des nombres caractéristiques ont été déterminés par analyse dimensionnelle :

$$N_{Qp} = \frac{Q_p}{ND^3} \quad 3-7$$

$$N_{Qe} = \frac{Q_e}{ND^3} \quad 3-8$$

3.2.1.3. Le temps de circulation

Le temps de circulation est défini à partir du volume de la cuve V et du débit de circulation et correspond au temps moyen mis par un élément de fluide pour effectuer une rotation complète dans la cuve.

$$t_c = \frac{Q_e}{ND^3} \quad 3-9$$

3.2.1.4. Le nombre de puissance

La puissance d'agitation est un élément important puisqu'elle permet de choisir le type de moteur à installer et de comparer, sur le plan consommation d'énergie, les performances de plusieurs mobiles entre eux.

Une analyse dimensionnelle permet de faire apparaître un nombre adimensionnel appelé *nombre de puissance* N_P .

La connaissance de N_p permet ensuite d'effectuer les calculs d'extrapolation en puissance lorsque le diamètre d et la vitesse d'agitation N changent.

Définition

Le nombre de puissance N_p est défini par l'expression :

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^3} \quad 3-10$$

où P est la puissance consommée par le système d'agitation

L'analyse dimensionnelle qui traduit l'influence de tous les paramètres géométriques, propriétés du fluide et conditions opératoires sur la puissance dissipée conduit à la définition de trois nombres adimensionnels : le nombre de Reynolds Re , le nombre de Froude Fr et le nombre de puissance N_p . Ces trois nombres adimensionnels sont reliés par la relation suivante :

$$N_p = f(Re, Fr) \quad \text{Ou} \quad Fr = \frac{DN^2}{g} \quad 3-11$$

Lorsque le nombre de Reynolds est faible ($Re < 50$) ou lorsque le système comporte des chicanes pour briser le mouvement de rotation, le fluide ne crée pas de vortex au niveau de la surface libre. Cette absence de vortex se traduit au niveau des équations par un nombre de Froude très faible dont l'influence peut être négligée. L'équation devient donc :

$$f(N_p, Re) = 0 \quad 3-12$$

3.2.1.4.1. Influence de nombre de Reynolds sur le nombre de puissance

Le régime turbulent se caractérise par un nombre de puissance N_p constant c'est-à-dire indépendant du nombre de Reynolds.

Dans une cuve pourvue de chicanes (par de vortex), si le régime d'écoulement est turbulent, la puissance absorbée est indépendante de la viscosité du fluide : condition très favorables pour un procédé au cours duquel la viscosité de la solution agitée croît.

En régime de transition, le nombre de puissance augmente quand le nombre de

Reynolds diminue pour un agitateur axial alors qu'il passe d'abord par une phase de lente décroissance pour un agitateur radial.

La diminution de la différence de pression entre l'arrière et l'avant de chaque pale réduit l'influence des tourbillons trainants et donc la puissance consommée.

A faible valeur du nombre de Reynolds, les tourbillons trainants ont disparu et la valeur du nombre de puissance augmente avec le nombre de Reynolds indépendamment du diamètre de l'agitateur et de la distance agitateur-fond.

En régime laminaire, le nombre de puissance est inversement proportionnel au nombre de Reynolds.

Nous avons alors la relation :

$$Np Re = A \quad 3-13$$

A : est une constante pour un appareil donné et est fonction la géométrie du système d'agitation.

Dans cette zone, la puissance est indépendante de la masse volumique du fluide et de la présence ou non de vortex, par contre elle est proportionnelle à la viscosité du fluide.

Ce type d'écoulement est obtenu avec des fluides visqueux.

3.2.1.4.2. Puissance d'agitation d'un fluide non-Newtonien

La généralisation des courbes de puissance en régime laminaire permettra de définir la viscosité effective non-Newtonienne en cuve agitée.

L'écoulement complexe engendré par un mobile d'agitation correspond dans une cuve à des variations locales du gradient de vitesse donc de la viscosité apparente du fluide.

Pour permettre de généraliser les équations exprimant la puissance consommée pour un type de mobile, le nombre de Reynolds de l'agitateur doit être exprimé en fonction de la viscosité apparente moyenne ou viscosité effective correspondant à un gradient de vitesse de référence.

Certaines expressions utilisées sont issues d'analogies avec l'écoulement dans une conduite ou un viscosimètre rotatif.

3.2.1.4.3. Constante de Metzner et Otto

Metzner et Otto se sont intéressés au comportement des systèmes en visqueux avec des fluides à comportement non-Newtonien et plus particulièrement des fluides dont le

comportement est bien représenté par une loi de puissance. Ont relié le gradient de vitesse $\dot{\gamma}_a$ à la vitesse de rotation du mobile sous la forme :

$$\dot{\gamma}_a = K_{MO}N \quad 3-14$$

La constante K_{MO} ne dépend que des caractéristiques géométriques de l'ensemble cuve-agitateur et est indépendante de la rhéologie du fluide

L'exploitation de cette relation permet de relier la constante de Metzner et Otto au nombre de puissance et à un nombre de Reynolds apparent. Lorsque le fluide à un comportement non-Newtonien on définit une viscosité apparente sous la forme :

$$\mu_a = m(K_{MO}N)^{n-1} \quad 3-15$$

Et le nombre de Reynolds apparent :

$$Re_a = (K_{MO})^{n-1} \cdot Re \quad 3-16$$

On rencontre très peu souvent de mesure de la constante k . Nous pouvons toutefois citer quelques valeurs proposées par *Metzner et coll. (1961)* pour des mobiles à écoulement radial et axial.

Tableau 3.1 : Constantes de Metzner et Otto pour différentes mobiles

Type d'agitateur	K_{MO}
Turbine à pales droites	11.5 ± 1.4
Turbine à pales inclinées	13 ± 1
Hélice marine	10 ± 0.9

Il semblerait que quelques auteurs doutent de l'invariance de la constante K_{MO} en fonction de la viscosité du produit .ainsi *Jaworski et Nienow (1996)*, prennent deux valeurs différentes pour une CHE3 qui travaille au sein d'une solution de CMC ou d'une solution de Carbopol. Il en est de même pour la turbine à pales inclinées. Il n'y a aucune explication sur la façon dont ils ont déterminé ces constantes.

Tableau 3.2 : Constantes de Metzner et Otto (*Jaworski et Nienow, 1996*)

Type d'agitateur	Fluide	K_{MO}
CHE3	Carbopol	36
	CMC	11
Turbine à pales inclinées	Carbopol	20
	CMC	11

3.2.1.4.4. Nombre de puissance et type d'agitateur

Les valeurs des nombres de puissance relevées dans la littérature permettent de séparer les agitateurs en deux catégories chacune caractéristique d'un type d'application :

- Les agitateurs à forte valeur du nombre de puissance comme la turbine de Rushton ($N_p = 5$) sont caractérisés par un important cisaillement à proximité des pales. Ce type de mobile est adapté pour les applications nécessitant une forte dissipation d'énergie à proximité de l'agitateur comme.
- Les agitateurs à faible valeur du nombre de puissance comme les hélices ont des pales profilées de manière à réduire au maximum les frottements et les effets de cisaillement. Les valeurs des nombres de puissance relevées dans la littérature sont comprises entre 0.3 et 0.8 ces mobiles d'agitation conviennent pour les applications contrôlées par la convection, exigeant une dissipation de l'énergie uniforme, en particulier si les produits mis en œuvre sont fragiles.
- Les agitateurs mixtes, comme les turbines à pales inclinées, peuvent être utilisés dans de nombreuses applications de par leur caractéristique mi-axiale. Le nombre de puissance augmente avec le nombre de pales et avec l'angle d'inclinaison et peut varier entre 1 et 2.5.

3.2.1.5. Efficacité énergétique et de pompage d'un mobile

L'énergie dissipée par un mobile d'agitation se transforme pour une partie en pompage et pour une autre partie en cisaillement. De nombreux auteurs ont voulu quantifier la part de cisaillement dans l'énergie dissipée par un agitateur en définissant différentes efficacités à partir du nombre de pompage et du nombre de puissance.

L'efficacité énergétique E_p d'un agitateur est définie par la relation suivante :

$$E_p = \frac{N_{Qp}^3}{N_p} \quad 3-17$$

Elle exprime le besoin en puissance d'un agitateur pour fournir un débit de pompage donné. Pour deux agitateurs, le rapport des efficacités énergétiques est inversement proportionnel au rapport des puissances consommées par chaque agitateur à débit de pompage constant :

$$\frac{E_{p2}}{E_{p1}} = \frac{P_1}{P_2} \quad \text{à} \quad QP_1 = QP_2 = \text{constante} \quad 3-18$$

Cette expression de l'efficacité η_E est la plus adaptée pour comparer les performances relatives de différents agitateurs.

L'efficacité de pompage est définie par l'expression :

$$\eta_E = \frac{N_{Qp}}{N_p} \quad 3-19$$

Un agitateur à forte valeur de η_E générera plus de convection qu'un agitateur à faible valeur de η_E et sera alors plus adapté pour des applications contrôlées par la convection comme par exemple le mélange de fluides miscibles.

Nous avons rassemblé dans le tableau 3.3 les valeurs de η_E et de E_p pour différents types d'agitateurs.

Il ressort nettement que les hélices sont les mobiles d'agitation les plus économiques pour fournir un débit de pompage donné.

Tableau 3.3 : Efficacité énergétique et de pompage pour différents types d'agitateur

Type	Agitateur	N_p	N_{Qp}	E_p	η_E	références
radial	Turbine de Rushton	5.0	0.75	0.084	0.15	Costes (1986)
radial	Turbine de Rushton	4.5	0.84	0.14	0.195	Mavros et coll. (1996)
axial	Hélice marine	0.35	0.52	0.40	1.485	1Fort et coll. (1989)
axial	Hélice (A310)	0.30	0.56	0.59	1.866	Jahoda et coll. (1994)
axial	Hélice (A310)	0.56	0.62	0.43	1.107	Mavros et coll. (1996)
axial	Hélice (TT Mixel)	0.65	0.73	0.60	1.123	Mavros et coll. (1996)
mixte	TPI, $\eta_p=4$, $\alpha=25^\circ$	0.51	0.47	0.20	0.921	Fort et coll. (1989)
mixte	TPI $\eta_p=6$, $\alpha=45^\circ$	1.7	0.83	0.34	0.488	Jahoda et coll. (1994)

3.2.1.6. Temps de mélange

Le mélange consiste à mettre en contact intime des particules (ou molécules) d'un fluide avec celles d'un autre pour obtenir un seul fluide homogène constitué des volumes élémentaires qui contiennent tous la même proportion des deux.

Le temps de mélange t_M est défini comme l'intervalle de temps entre le début de l'agitation et le moment où une composition uniforme est obtenue dans la masse fluide.

Le temps de mélange dépend de la vitesse de rotation, des propriétés physicochimiques des fluides à agiter telles que la masse volumique et la viscosité, et des caractéristiques du système cuve-agitateur.

La notion de temps de mélange est utilisée à l'échelle de laboratoire ou à l'échelle d'installation pilote pour déterminer les performances d'un agitateur.

La valeur du temps de mélange est affectée par la présence de zones mortes. En effet, à l'intérieur de ces régions, le mélange s'effectue par diffusion moléculaire plus lentement que le mélange par convection.

3.2.1.7. Les techniques de mesure du temps de mélange

Les méthodes de détection utilisées pour déterminer le temps de mélange t_m sont séparées en deux catégories :

La première catégorie concerne **les méthodes locales** nécessitant l'intrusion d'un instrument de mesure. Elles consistent à enregistrer la variation de la concentration d'un traceur ou de la température en un point donné de la cuve.

Le temps de mélange est alors le temps nécessaire pour obtenir un certain degré de mélange local ou une stabilisation de la température.

La seconde catégorie concerne **les méthodes globales** basées sur la visualisation de la dispersion d'un traceur colorant ou de la décoloration de la cuve.

Le temps de mélange est pris comme le temps nécessaire pour la disparition de tout non homogénéité dans la cuve.

La variété de techniques utilisées entraîne une grande dispersion des valeurs expérimentales rencontrées dans la littérature.

3.2.1.7.1. Les techniques locales

Ces méthodes consistent à introduire dans la cuve une sonde qui permet de suivre, après injection d'un traceur ionique, la variation de la concentration du traceur en fonction du temps. Le temps de mélange est alors défini comme le temps nécessaire pour atteindre un degré local de mélange fixé.

Plusieurs paramètres peuvent affecter la valeur du temps de mélange mesuré par ces techniques locales. Les sondes de petits volumes ont une meilleure sensibilité pour détecter des zones inhomogènes de faible dimension. La sonde doit être placée dans une zone de mauvais mélange, dans ce cas les valeurs du temps de mélange sont plus élevées. Il est d'ailleurs conseillé de situer ces zones au préalable par une méthode de décoloration.

Les valeurs maximales du temps de mélange sont généralement obtenues dans le plan aval d'une chicane à proximité de la surface libre.

3.2.1.7.2. Les techniques globales

Ces techniques sont généralement des techniques visuelles qui consistent à mesurer le temps nécessaire pour colorer ou décolorer la cuve entière.

La technique de décoloration est la plus fréquemment utilisée car il est plus facile de détecter des petites régions colorées dans une masse de fluide décolorée que l'inverse.

La décoloration impose de choisir une réaction chimique instantanée entre le produit colorant la cuve et le réactif ajouté en excès.

L'avantage de ces techniques est qu'elles ne nécessitent aucune instrumentation particulière, mise à part une cuve transparente, et qu'elles permettent, pour une cuve donnée, de comparer rapidement différentes configurations géométriques et de situer les zones de mauvais mélange.

a. La méthode conductimétrique

La propriété physique à l'origine de cette méthode est la conductivité électrique dans la masse liquide ou plus exactement ses variations, lorsque l'opération de mélange s'effectue.

Ces variations sont produites par l'injection dans la masse d'une petite quantité d'électrolyte (traceur) de même viscosité et de même densité que le fluide. Lorsque l'homogénéisation est terminée, la conductivité se stabilise à une valeur définie.

L'élément principal des instruments de mesure est une sonde de conductivité dont il existe sur le marché de nombreux modèles. Le volume compris entre l'anode et la cathode doit être aussi réduit que possible afin de détecter les variations de conductivité d'un volume de fluide correspondant à une échelle de ségrégation très petite.

L'addition du traceur peut être faite, soit en surface, soit en profondeur ou encore dans le cœur même de la zone de pompage de l'agitateur. Les traceurs les plus couramment utilisés sont les électrolytes forts tels que l'acide sulfurique et la soude caustique, les sels comme le chlorure de sodium. Il faut en effet employer des substances fortement ioniques afin de produire des variations importantes de la conductivité lors de l'ajout d'un volume réduit de traceur. L'emplacement de la sonde de mesure est à choisir avec prudence : afin d'obtenir un temps correspondant au mélange de la masse fluide dans sa totalité, la sonde doit être placée dans les zones de la cuve les moins agitées.

La méthode conductimétrique est d'usage courant car elle fournit des résultats précis tout en étant rapide à mettre en œuvre et en employant un matériel simple et commun dans la plupart des laboratoires.

Si les concentrations utilisées sont faibles, la conductivité mesurée est reliée linéairement à la valeur de la concentration locale du traceur. Le temps de mélange t_M correspond au temps nécessaire pour atteindre un degré d'inhomogénéité δ donné généralement défini comme suit :

$$\delta = \frac{C_T - c_\infty}{C_\infty - C_0} \quad 3-20$$

où C_0 est la concentration initiale, C_T la concentration du traceur au temps t et C_∞ la valeur finale de C_T quand l'homogénéité est atteinte dans le réacteur entier.

Les principaux avantages de cette technique sont le faible temps de réponse des sondes conductimétriques et la possibilité d'effectuer les mesures dans des cuves de dimensions variables et pas nécessairement transparentes.

b. Les méthodes thermiques

Ces méthodes utilisent une variation de température en tant que propriété à mesurer, une impulsion thermique, de quantité de chaleur connue, est produite dans la masse fluide soit par un élément électrique chauffant soit par addition d'une petite quantité de liquide chauffé soit encore par la dissolution d'un sel.

Il est créé dans le voisinage de l'injection thermique un gradient de température dont les fluctuations au cours du mélange sont enregistrées par plusieurs thermocouples placés dans la cuve. Lorsque le gradient local de température est nul et $dT/dt = 0$, l'homogénéisation est atteinte. Certaines précautions pratiques sont nécessaires pour obtenir des résultats valables.

L'impulsion thermique doit se produire en un temps très court, ce qui permet d'éviter une homogénéisation de température par conduction thermique et les sondes doivent avoir une conductivité thermique élevée, c'est-à-dire une inertie thermique aussi faible que possible.

La méthode thermique nécessite un appareillage important et coûteux et ne sera applicable qu'en laboratoire. Le problème principal de ces méthodes est qu'il est difficile d'obtenir une différence de température importante par ajout d'une faible quantité de liquide.

Les thermocouples les plus sensibles ont des temps de réponse plus lents que les sondes conductimétriques et la mesure du temps de mélange peut alors être entachée d'erreur.

Toutes ces méthodes peuvent être utilisées pour tester un mobile d'agitation. Le tableau 3.4 permet d'envoyer les avantages et les inconvénients. Le choix de la technique dépend des conditions opératoires, du système étudié et des caractéristiques des fluides.

Tableau 3.4 : Méthodes de mesure du temps de mélange

Méthodes	Avantages	Inconvénients
Colorimétrique Avec réaction chimique	Pas de capteur de mesure. La décoloration d'un fluide est facile à déterminer.	Demandant une bonne observation visuelle. Ne s'applique pas pour fluides opaques. Consommation de fluides.
Thermiques	Pas de modification de la nature des fluides. Ne consomment pas de produits.	La cuve doit être isolée thermiquement. Appareillage important et coûteux.
Conductimétriques	Utilisent des capteurs très simples et des produits bon marché. Mise en œuvre rapide. Résultats corrects.	Nécessité de renouveler les fluides au bout d'un certain nombre d'essais.

3.2.2. Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de pompage

Pour un agitateur donné, le nombre de pompage est constant en régime turbulent. Pour une turbine de Rushton, *Revill (1982)* considère que le nombre de pompage se situe dans la gamme définie par $N_{QP} = 0,75 \pm 0,15$ pour un rapport D/T compris entre 0.2 et 0.5 et un rapport D/T compris entre 0.3 et 0.5.

Dès que le régime de transition est atteint, le nombre de pompage diminue avec le nombre de Reynolds puis chute rapidement en régime laminaire (*Dyster et coll., 1993*).

Le nombre de pompage mesuré pour une turbine à pales inclinées standard ($n_P = 4$, $\alpha = 45^\circ$) est compris entre 0.75 et 0.85 selon les auteurs (*Kresta et Wood, 1993, Ranade et Joshi, 1989, Weetman et Oldshue, 1988, Jaworski et coll., 1991*).

Pour les hélices marines ou industrielles, les valeurs du nombre de pompage varient entre 0.55 et 0.75 (*Jaworski et Nienow, 1994, Weetman et Oldshue, 1988, Weetman, 1991, Poux et coll., 1993*).

L'influence du nombre de Reynolds sur les nombres de pompage obtenus pour une turbine à pales inclinées et pour une hélice industrielle a été étudiée par *Bakker et Gates* (1995). Pour un nombre de Reynolds au-dessus de 10^4 , le nombre de pompage est constant. En régime de transition, le nombre de pompage décroît avec le nombre de Reynolds.

En régime de transition, la diminution du nombre de Reynolds affecte fortement les valeurs du nombre de circulation et du nombre de pompage quel que soit le type d'agitateur (*Weetman*, 1991, *Jaworski et A.Nienow.*, 1994, *Mavros et coll.*1996) montrent que lors du passage du régime turbulent au régime de transition ($Re = 480$), la réduction des nombres de pompage et de circulation est plus importante pour les agitateurs axiaux que pour les agitateurs radiaux.

3.2.3. Influence du nombre de Reynolds sur le temps de mélange

En régime turbulent, le temps de mélange adimensionnel est constant. Lorsque le nombre de Reynolds diminue, les effets de la convection sont plus faibles et la diffusion moléculaire, plus lente, devient significative.

En régime de transition, l'écoulement est très complexe et le temps de mélange adimensionnel n'est plus constant mais augmente quand le nombre de Reynolds diminue.

En régime laminaire, le temps de mélange atteint des valeurs très élevées.

3.2.4. Influence de la rhéologie sur les écoulements

3.2.4.1. Fluides rhéofluidifiants

Pour ce type de fluide, la vitesse moyenne axiale en un point fixe situé dans le courant de refoulement en fonction du nombre de Reynolds.

Le nombre de Reynolds correspondant au passage du courant de refoulement de la direction radiale à la direction axiale est plus faible pour les fluides rhéofluidifiants que pour les fluides newtoniens. A même nombre de Reynolds, la taille de circulation est plus petite pour les fluides non newtoniens sans contrainte critique.

3.2.4.2. Les fluides plastiques

Plus le fluide est rhéofluidifiant plus la zone agitée est confinée autour de l'agitateur. Pour les fluides plastiques une nette séparation apparaît entre cette zone mélangée appelée (caverne) et le reste de la cuve où le fluide est stagnant.

La taille des cavernes dans une cuve agitée par une turbine de Rushton à partir de mesure de vitesse par Vélocimétrie Laser à effet Doppler a été estimée par *Hirata et coll.* (1994). Ces auteurs ont considéré que la zone définie par ces cavernes est celle où la vitesse tangentielle moyenne est inférieure à 1% de V_{tip} . Ils ont ainsi montré qu'en régime laminaire la taille des cavernes est indépendante du nombre de Reynolds. Dès que le régime de transition, la taille des cavernes augmente avec le nombre de Reynolds.

Bakker et Gates (1995) ont montré par simulation numérique la présence de trois zones de mélange autour d'une turbine à pales inclinées : une zone turbulente à proximité de l'agitateur, une zone laminaire de faible dimension puis une zone stagnante où la contrainte de cisaillement est inférieure à la contrainte critique.

3.2.5. Influence de l'association de plusieurs agitateurs sur l'écoulement

Ces dernières années, une attention particulière a été consacrée à l'hydrodynamique des écoulements générés dans les cuves hautes $H > T$ équipées de plusieurs agitateurs. Ce type de système d'agitation présente des performances très intéressantes pour les opérations de dispersion de gaz et en particulier pour les fermentations puisqu'ils permettent une utilisation optimale de la phase gazeuse en augmentant le temps de résidence des bulles de gaz (*Chiampo et coll., 1991*).

Les systèmes multi-étagés, fréquemment rencontrés dans l'industrie, sont également utilisés pour la mise en suspension de particules solides afin de limiter l'accumulation de particules en fond de cuve.

Parmi les différents types d'association de mobiles d'agitation, l'association de deux agitateurs radiaux est généralement recommandée dans les opérations de dispersion de gaz ou de liquide dans des fluides de faible viscosité. Par contre, ces systèmes ne sont plus adaptés pour les opérations contrôlées par le mélange, le transfert thermique et la mise en suspension de particules solides.

Pour ces dernières applications nécessitant une bonne circulation de fluide, il est préférable d'associer un agitateur radial à un agitateur mixte ou deux agitateurs mixtes.

Ce dernier système est d'autant plus intéressant que la consommation de puissance est moindre comparée aux deux autres types d'association, ce qui reste un argument majeur pour les industriels.

3.2.5.1. Association de deux agitateurs radiaux

Ce type d'association n'améliore pas le fonctionnement des agitateurs : l'aspiration du fluide sous l'agitateur supérieur est gênée par l'aspiration du fluide au-dessus de l'agitateur inférieur.

3.2.5.2. Association d'un agitateur radial et d'un agitateur mixte

Ce type d'association convient des opérations très diverses comme le mélange d'une phase liquide, les opérations contrôlées par le transfert thermique, la mise en suspension de particules solides dans des systèmes liquid-solide ou gaz-liquide-solide et la dispersion de gaz dans des systèmes gaz liquide et gaz-liquide-solide. Pour ce dernier type d'application, l'alimentation de gaz doit être effectuée sous l'agitateur radial (généralement une turbine de Rushton) ; la production de la taille des bulles et donc d'une augmentation de la surface d'échange.

Contrairement à l'association de deux agitateurs radiaux, l'association d'un agitateur radial et d'un agitateur mixte placé au-dessus favorise le fonctionnement de chacun des mobiles d'agitation. Les deux agitateurs s'aident mutuellement :

- ❖ L'agitateur mixte alimente l'agitateur radial qui fonctionne alors à plein régime.
- ❖ L'aspiration de l'agitateur radial a pour effet de diriger le courant de refoulement d'agitateur mixte dans la direction axiale.

3.2.5.3. Associations de deux agitateurs mixtes

Les systèmes à deux agitateurs mixtes sont adaptés pour la mise en suspension de particules solides et les opérations contrôlées par mélange et le transfert thermique.

L'intérêt de ce type de système réside dans la faible consommation de puissance individuelle de ce type d'agitateur en configuration multi-étagée.

L'influence mutuelle des agitateurs améliore l'écoulement généré par l'agitateur supérieur :

L'aspiration de l'agitateur inférieur dirige le courant de refoulement de l'agitateur supérieur dans la direction axiale. Par contre, l'alimentation de l'agitateur inférieur par un courant fort a pour effet d'augmenter l'angle de décharge du courant de refoulement. En fond de cuve apparaît alors une seconde boucle de circulation de grande dimension. Pour certaines applications industrielles, comme la mise en suspension de particules solides, la présence de cette seconde boucle de circulation peut avoir des conséquences négatives.

Si l'écart entre les deux agitateurs est supérieur à $2D$, les deux agitateurs fonctionnent indépendamment l'un de l'autre.

L'application des méthodologies appropriées, à la fois expérimentales et théoriques, est développée afin de mieux comprendre ce qui a été créé dans ces systèmes, et ce qui impliquait des mobiles d'agitation.

Lors d'une analyse expérimentale de l'écoulement produit par les pales du rotor. La plupart de ces travaux s'accordent à conclure qu'à faible vitesse de rotation, ce type d'agitateur génère essentiellement des flux tangentiels.

La plupart des investigations expérimentales ont concerné les caractéristiques d'écoulement actionné par des turbines Rushton, et ceux pour les agitateurs à pales inclinées, ont présenté des mesures de vitesse de la turbine et, aussi, les résultats sont limités à la région locale.

Bien que l'utilisation des agitateurs à pales inclinées dans des processus de mélange industriels soit intéressant, des recherches à étudier les caractéristiques d'écoulement et de puissance par ces types, qui ont rapporté des mesures de vitesse à l'aide de la vélocimétrie à l'effet Laser Doppler (LDV) ou par la simulation numérique.

[I.P.T. Moore et G. Cossor, - 1995] ont étudié la distribution radiale de la vitesse tangentielle à l'intérieur d'une "caverne" autour de la roue à aubes peut être estimée en utilisant l'écoulement de fluide autour d'un cylindre tournant comme un modèle.

Deux modèles possibles pour les propriétés rhéologiques du fluide formant une caverne donné des prévisions très différentes de la frontière caverne. Un modèle d'élasticité prévoit une limite caverne, un modèle de loi de puissance pour le fluide prédit que la vitesse du fluide tombe seulement à zéro à la paroi extérieure du récipient.

Les mesures de la répartition des vitesses ont faites à l'aide d'une STI modèle 9100 Vélocimétrie Laser Doppler (LDV) dans une turbine de Rushton et une turbine à pales inclinée de diamètre identique ont montré que les régimes d'écoulement étaient similaires.

Les deux roues permettent de générer un flux en grande partie tangentielle, avec une petite circulation axiale radiale au-dessus et au-dessous des lames.

Les vitesses absolues près de la turbine de Rushton étaient supérieures à celles autour de la roue à pales inclinées par un facteur d'environ deux.

La distribution de vitesses tangentielles mesurée sur la ligne médiane de chaque roue est bien prédite pour les deux modèles, même si une correction est nécessaire pour la turbine à pale inclinée, afin de permettre la vitesse de fluide inférieure au rayon de la pointe de la pale.

Ont constaté que les fluctuations sont presque entièrement dues à la nature périodique de l'écoulement imposé par les pales de la turbine. Il n'y a pas d'importantes fluctuations aléatoires, ce qui confirme que le fluide est en écoulement laminaire à l'intérieur de la caverne.

[M. Ciofalo -1995] Ont effectuées Prédiction numérique de la structure de l'écoulement des fluides complexes dans des cuves agitées mécaniquement sans chicane, ont utilisé une méthode de volumes finis avec des modèles de turbulence (Foucault viscosité $k-\varepsilon$ et contraintes différentielles).

Le champ tridimensionnel d'écoulement turbulent, des vitesses, des champs de turbulence dans la totalité de la cuve et des consommations d'énergie ont été évaluées, les profils de la surface libre ont été comparés avec les résultats classiques de Nagata et Rushton obtenues dans un réservoir de modèle.

Ont obtenus un accord satisfaisant pour les modèles d'écoulement dans l'ensemble, la hauteur de la surface libre (forme de vortex), et des paramètres globaux tels que l'alimentation et les numéros de pompage, en utilisant le modèle de turbulence contraintes différentielles. Par contre, des résultats pour le modèle Foucault viscosité $k-\varepsilon$ ont été décevants.

[P.M. Armenante et al. - 1997] Ont obtenus Les profils de vitesse et de la distribution de l'énergie cinétique turbulente pour un écoulement généré par six pales inclinée à 45° dans une cuve sans chicane à fond plat complètement rempli d'eau, ont déterminées expérimentalement par vélocimétrie laser Doppler (LDV) à cinq hauteurs différentes et vingt positions radiales à l'intérieur de la cuve, et numériquement prédit par l'intermédiaire de CFD.

Simulations ont effectuées pour deux vitesses d'agitation (450 et 700 tours par minute), l'effet de la turbulence a simulé en utilisant les deux modèles de turbulence, soit le modèle $k-\varepsilon$ et le modèle de stress algébrique (ASM).

L'accord entre les données expérimentales et les prédictions numériques a jugée significative dans la plupart des cas. Prédiction de vitesse basée sur l'ASM ont jugées supérieures à celles basées sur le modèle $k-\varepsilon$, les vitesses tangentielles sont avérés beaucoup plus grandes que les deux autres composantes de la vitesse.

Dans le plan r-z un fort écoulement radiale a observée à sortir de la turbine, produisant deux flux de recirculation principales, une au-dessus et l'autre au-dessous de la turbine.

Les vitesses moyennes adimensionnelles dans les trois composantes et les énergies cinétiques turbulentes sans dimension ont été trouvés à être à peu près indépendante de la vitesse de rotation la turbine. En outre, le nombre de flux sont également très similaires aux deux mêmes vitesses d'agitation, tandis que les nombres de puissance diminuent avec l'augmentation des vitesses d'agitation turbine.

[M. Baccar et al. 2000], L'étude hydrodynamique et thermique des écoulements turbulents induits dans une cuve cylindrique fermée non chicanée munie d'une turbine radiale à six pales, a abordée par voie de simulation numérique.

L'apport de chaleur est envisagé à la paroi de la cuve maintenue à une température constante, le modèle de turbulence utilisé est du type k- ϵ standard. Dans différents plans de la cuve, ont apportées une analyse détaillée des caractéristiques hydrodynamique et thermique de l'écoulement turbulent, tels que les champs de vitesse, l'énergie cinétique turbulente, son taux de dissipation et la température. La zone balayée par les pales de la turbine ainsi que la zone de refoulement ont explorées.

L'évolution de l'état thermique du milieu agité a été également étudiée. De même, le nombre de Nusselt obtenu à partir des résultats locaux, a comparé avec ceux trouvés dans des travaux antérieurs.

[N. Kuzmanic et B. Ljubicc,- 2000] Ont étudiées suspension de solides flottant dans l'eau en utilisant des turbines à pales inclinées (PTU). Des études expérimentales ont été effectuées pour déterminer la géométrie optimale et les caractéristiques hydrodynamiques des systèmes agités de suspension solides flottant.

L'impact de la concentration de matières flottantes et de la taille des particules sur le temps de mélange, t_m , la juste complètement suspendue vitesses de turbine, NJS, et la consommation d'énergie ont été examinés.

Les effets de diamètre de la turbine et son distance par rapport au fond ainsi que l'angle d'inclinaison de la pale d'hélice sur les paramètres mentionnés ont également été observées.

Le temps de mélange du système de suspension a mesuré par une technique de conductivité en utilisant la solution de chlorure de sodium en tant que traceur, alors que, la consommation d'énergie est mesurée par le tableau de couple.

Le dispositif expérimental est schématisé sur la Figure (4.1).

Les expériences ont été effectuées dans une forme cylindrique à fond plat cuve agitée de diamètre intérieur $T = 0.32$ m avec quatre chicanes de largeur standard ($B = T/10$). La suspension est agitée par un haut-pompage à quatre pales de turbine avec différents angles d'aubes et positionnée à différentes en surélévation dégagements dans la cuve de mélange ($D / T = 0,25$ à 0.41 , $w = 0.19D$, $\beta = 30-60^\circ$), Figure (4.1).

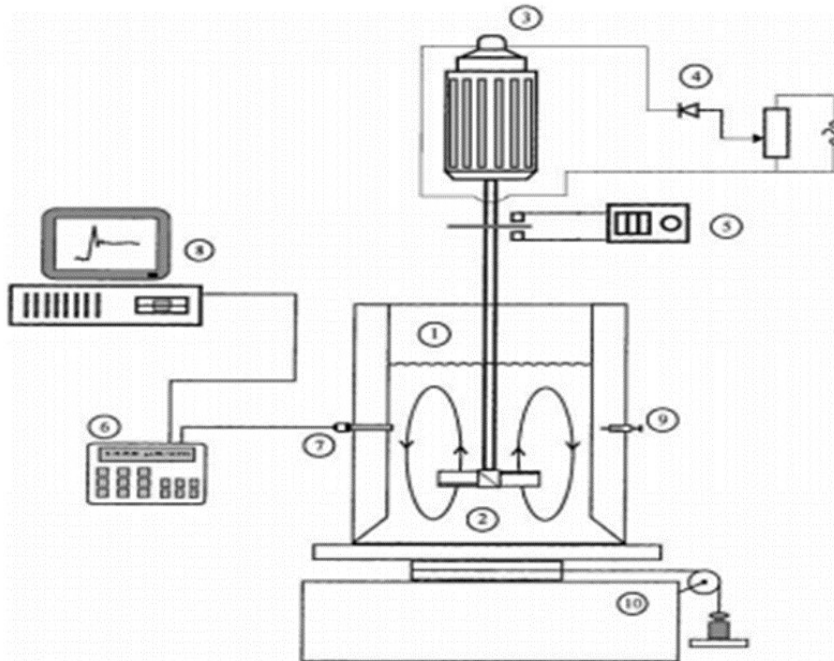


Figure 4.1 : Dispositif expérimental: 1, cuve; 2, roue; 3, moteur à vitesse variable; 4, système de conversion AC-DC; 5, tachymètre optique; 6, conductimètre; 7, sonde de conductivité; 8, PC, 9, système d'injection de traceur addition; 10, Tableau des couples.

La vitesse de la turbine a varié entre 200 et 800 tours par minute. La puissance nécessaire et le temps de mélange ont mesurés à des intervalles de 50 min.

Le travail a étudié les suspensions de différentes concentrations de particules de polyéthylène (PEHD; $\rho_p = 840 \text{ kg m}^{-3}$), et différente taille moyenne des particules ($d_p = 205$ à $600 \mu\text{m}$). Ont Utilises l'eau à 15°C en tant que phase continue de la dispersion des solides

Les conclusions suivantes peuvent être tirées des résultats des études de suspension de solides flottants avec un maximum de pompage aigu-pale de l'agitateur.

Ont conclus que la présence de matières flottantes dans le liquide de manière significative affecte le temps de mélange du liquide, une augmentation du temps de mélange de suspension liée

à la durée de mélange de liquide, cette augmentation se fait avec une augmentation de la concentration moyenne de matières solides et leur granulométrie.

Avec une augmentation de diamètre de la turbine, ainsi que d'un augmenter l'angle de l'inclinaison, la valeur de temps de mélange adimensionnel diminue, mais la consommation d'énergie roue augmente. Cependant, avec une augmentation de distance de la turbine par rapport au fond la consommation d'énergie est réduite.

[C. Kuncewicz et M. Pietrzykowski, -2001] ont développées Modèle hydrodynamique 2D d'une cuve de mélange avec turbine à pales inclinées fonctionnant dans la gamme d'un écoulement laminaire.

Les équations de Navier-Stokes qui tiennent compte des forces axiales agissant sur chaque élément liquide dans la région de roue ont été résolues :

$$PZ = \frac{2\pi\omega_0 n R_2^2}{\lambda} \int_{r^*_n}^{r^*_m} \int_{y^*-(b^*/2)}^{y^*+(b^*/2)} a_z^* r^* dr^* dz^* \quad 4-1$$

Avec Pz : La force axiale.

Pour vérifier le modèle, ont mesures la consommation d'énergie et les forces axiales agissant sur le fond et la paroi de la cuve de mélange. Une bonne concordance des résultats expérimentales et le modèle a obtenu.

[C. Kuncewicz, 2002] A effectué des mesures expérimentales pour trois turbines à pales inclinées à différents angles d'inclinaison au plan vertical, a proposé le modèle de transfert de chaleur sur une paroi de la cuve dans le domaine laminaire du mélange, un modèle à deux dimensions hydrodynamique, consiste en une solution simultanée de l'équation énergétique de Kirchhoff-Fourier et équations du mouvement.

Ces études ont confirmées que le modèle à deux dimensions peut être utilisé pour le calcul de la chaleur et pour déterminé la distribution des vitesses du liquide dans le réservoir. Dans la gamme de mélange laminaire, une formation de la couche limite thermique près de la paroi de la cuve, le gradient de température se produit principal de cette couche.

[D. Chapple et al. -2002] Ce travail compare expérimentalement l'importance de la turbine et de la géométrie du réservoir pendant deux roues largement utilisés, la turbine de Rushton et la turbine à pales inclinées.

Pour la turbine à pales inclinées, les résultats montrent que le nombre de puissance est indépendant de l'épaisseur de la pale, mais dépendant au rapport entre le diamètre du réservoir et turbine, des résultats inverse à celui observé pour la turbine de Rushton, pour les deux turbines, l'importance de la géométrie diminue à mesure que le nombre de Reynolds tombe dans le régime transitoire et des forces visqueuses entrent en jeu.

Des explications physiques sont données pour les différences de comportement entre les deux roues, pour la turbine de Rushton, la consommation d'énergie est dominée par la traînée de forme, donc les détails de la géométrie de la lame et de séparation de l'écoulement avoir un impact significatif (30%) sur le nombre de puissance, et pour la turbine à pales inclinées, la traînée de forme n'est pas aussi importante, mais le débit à la turbine interagit fortement avec la proximité des parois du réservoir, des changements dans la position de la roue dans le réservoir peut avoir un impact significatif sur le nombre de puissance.

Les profils de vitesse sont déterminés par vélocimétries laser Doppler (LDV) et de la dynamique des fluides computationnelle (CFD).

[S. Murthy Shekhar et S. Jayanti,- 2002] Ont présentés la consommation d'énergie et le temps de mélange en utilisant le code CFD commercial CFX pour une turbine à huit pales droite sous agitation mécanique dans une cuve sans chicane dans une gamme de nombres de Reynolds recouvrant des régimes d'écoulement laminaire, transitoires et turbulents.

Les résultats sont comparés avec les données de champ d'écoulement de Dong et al, et la puissance et le temps de pétrissage corrélations de la littérature et montrent un accord satisfaisant.

Comparaison avec les corrélations de Nagata, S. a montré que la prédiction du modèle de Reynolds bas $k-\varepsilon$ est susceptible d'être le plus précis.

Il est montré que le produit du temps de mélange et de la vitesse de rotation reste constante pour un écoulement laminaire et que l'utilisation d'un modèle de turbulence à faible nombre de Reynolds est nécessaire pour une bonne prédiction des temps de mélange dans l'écoulement transitoire.

Cette étude montre que les prédictions raisonnables du champ de vitesse, la consommation d'énergie et le temps de mélange peuvent être obtenus sans l'empirisme.

[Z. Jaworski et B. Zakarzewska, 2002], Cette étude a déterminé numériquement par le code CFD l'effet des modèles de turbulences ($k-\varepsilon$ standard, RNG $k-\varepsilon$ réaliste, Chen-Kim $k-\varepsilon$, Chen- Kim

$k-\varepsilon$ optimisé, et le modèle de Reynolds) dans une cuve chicane mécaniquement agitée avec une turbine à six pales inclinées de 45°

Les résultats simulés des composantes axiales et tangentielles et l'énergie cinétique turbulente sont comparés avec les données expérimentales LDA (Anémométrie Laser Doppler).

On conclut que les composantes axiales ont été bien prédites avec le modèle $k-\varepsilon$ standard et Chen-Kim $k-\varepsilon$ optimisé, très bons résultats pour tous les modèles des composantes tangentielles et l'énergie cinétique était significativement sous-prévue dans la modélisation pour tous les modèles de turbulence, toutefois, la norme $k-\varepsilon$ modèle livré les plus petits écarts par rapport aux expériences.

[J. Aubin et al.- 2003], ont simulé en utilisant la dynamique des fluides computationnelle CFD l'écoulement monophasique turbulent dans une cuve agitée par une turbine de pompage à pales inclinées. Ils ont étudié l'effet de trois paramètres de modélisation différents. L'approche de modélisation (Le modèle de maillage glissant (SM), le modèle figé de rotor (FR) et le modèle de calcul de la moyenne circumférentielle (CA), schéma de discrétisation et modèle de turbulence sur les vitesses moyennes, l'énergie cinétique turbulente, tels que le nombre de puissance. Ces résultats ont été validés par des données expérimentales par Vélocimétrie Laser Doppler (LDV).

[B. Zakrzewska et Z. Jaworski,- 2005], ont présenté avec simulation (CFD) le transfert de chaleur turbulent dans une cuve agitée avec différents modèles de turbulence (modèle $k-\varepsilon$ standard, modèle Chen-Kim $k-\varepsilon$ optimisé, modèle $k-\omega$ standard et modèle $k-\omega$ transport de contrainte de cisaillement). Ils ont comparés leurs résultats avec des résultats expérimentaux [Kaminoyama et al. et Kuncewicz et al.] qui ont travaillé avec un régime d'écoulement laminaire.

Dans ce travail la cuve agitée chicanée a été soumise à différentes températures (Figure (4.2)) et équipée avec une turbine à quatre pales inclinées.

Les valeurs simulées du coefficient de transfert de chaleur local h ont été déterminées à proximité de la surface libre du liquide agitée et au fond de la cuve dans tous les cas testés.

Un bon accord a été trouvé entre la simulation et les valeurs expérimentales de h .

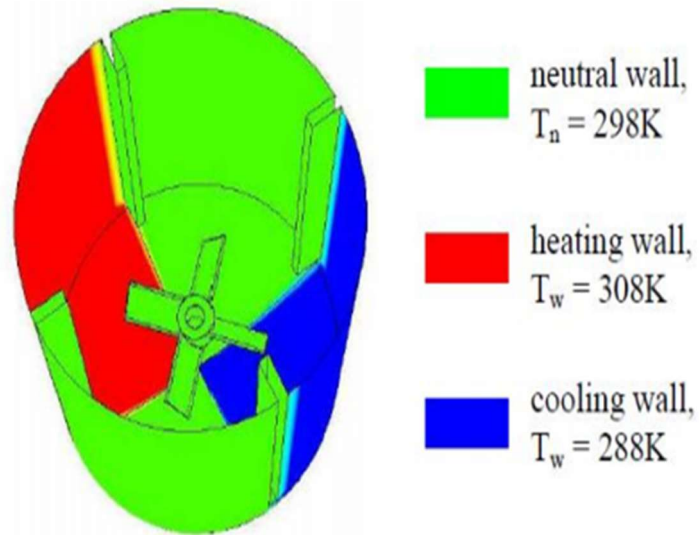
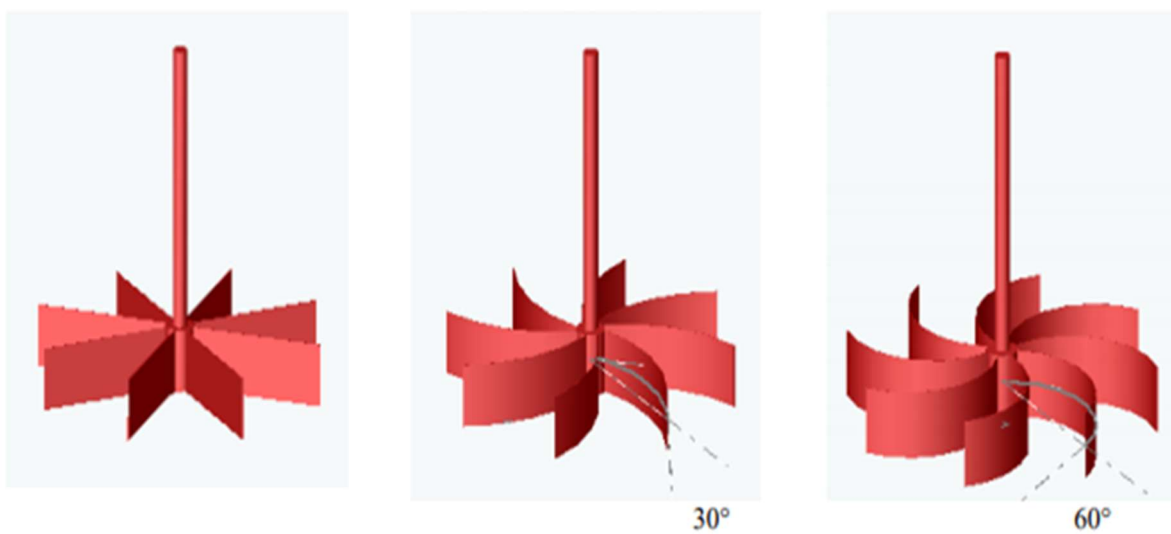


Figure 4.2 : Conditions aux limites de transfert de chaleur

[Z. Driss et al.-2005], Le présent travail est une contribution numérique à l'étude hydrodynamique de l'écoulement interne induit par une turbine à huit pales incurvées en cuve mécaniquement agitée. Plus particulièrement, on s'intéresse à l'étude de l'influence du degré d'incurvation des pales sur la structure hydrodynamique.

La distribution des champs de vitesse a permis d'apporter des informations précises et abondantes sur les paramètres locaux de l'écoulement.

La comparaison de nos résultats numériques avec travail antérieur se rapportant à l'étude d'une turbine à huit pales droites a montré une bonne concordance.



a. Degré d'incurvation : $\xi = 0^\circ$ b. Degré d'incurvation : $\xi = 30^\circ$ c. Degré d'incurvation : $\xi = 60^\circ$

Figure 4.3 : Mobiles d'agitation mécanique.

[Z. Driss et al.- 2006], Dans ce travail des simulations numériques de l'écoulement d'un fluide dans une cuve agitée à pales inclinée avec un régime d'écoulement laminaire ont été effectués.

L'objectif principal de ce travail était la comparaison entre les caractéristiques des turbines à pales droites et celles à pales inclinées (75° , 60° et 45°).

Les résultats obtenus par le code CFD ont présenté les champs d'écoulement pour quatre types de turbine à quatre pales (Figure (4.4)), dans la région localisée à proximité des pales, la vitesse radiale diminue, cependant, la vitesse axiale augmente.



Turbine à pales droites $\alpha=90^\circ$ Turbine à pales inclinées $\alpha=60^\circ$ Turbine à pales inclinées $\alpha=45^\circ$

Figure 4.4 : Géométrie des turbines à études

[Bouzit et al.- 2008], ont étudié numériquement l'écoulement d'un fluide newtonien. L'agitateur bipale utilisé se compose d'une cuve cylindrique à fond plat et de deux roues à aubes de lame avec des hauteurs des lames différentes pour le fonctionnement en régime laminaire.

La première étude pour un agitateur à pales à hauteur $W = 1.5 T$, a confirmé que l'agitateur à la hauteur de $W = 1.5T$ génère essentiellement un flux tangentiel. Les résultats obtenus montrent un bon accord avec ceux obtenus par les résultats expérimentaux obtenus par le Pr. Youcefi pour la solution glycérol et ceux expérimentaux et numériques obtenus par le Pr. Bertrand pour le cas de fuel.

La hauteur du deuxième agitateur $W = 0.25 T$ qui se comporte, en général, comme une turbine et génère des vitesses radiales et axiales plus importantes qui sont à l'origine des flux secondaires des deux côtés de la lame. En particulier, une vitesse maximale correspond à la hauteur la plus basse. La position de la roue dans le réservoir a analysée et le changement de vitesse axiale avec la position de la roue.

La diminution de la hauteur de la lame a un effet considérable dans l'augmentation de la vitesse axiale.

[M. Jahoda et al.- 2008], ont réalisé une simulation tridimensionnelle CFD de l'homogénéisation liquide pour deux phases gaz-liquide dans une cuve agitée munie d'une turbine à pales inclinées.

Avec la technique RANS et le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ ils ont prédit le flux des phases et l'évolution de l'homogénéisation du mélange.

Le meilleur accord avec les données expérimentales, la technique MRF ont été utilisées est suffisant sur tout pour le débit de gaz volumique, Le principal avantage de cette méthode est relativement faible temps de calcul avec des résultats acceptables.

[A. Gabriele et al. 2008], dans cet article les caractéristiques d'écoulements turbulents sont analysés par résolution angulaire vélocimétrie par image des particules (PIV) pour la première fois.

Le travail a été effectué dans une cuve chicanées de diamètre $T= 0.15$ m avec une roue à pales de 45° d'inclinaison et de diamètre $D=0.45 T$ dans l'eau.

La résolution angulaire PIV permet de nouvelles caractéristiques à identifier, les directions de pompage sont présentes pour donner des structures tourbillonnaires très différentes, le paramètre le plus important pour le traitement local est normalisée le taux de dissipation et l'énergie spécifique, ce qui estime ont utilisés trois méthodes :

Par la mesure des composantes de tenseur des contraintes directement (DE), par l'analyse dimensionnelle (DA) avec des échelles de longueur intégrales mesurées (ILS) et par la méthode de fermeture Smagorinsky (SGS).

La puissance dans la région PIV interrogé a été calculé à partir des trois dernier méthodes et par rapport à l'entrée en fonction du couple de la roue, les deux méthodes DA et SGS sont présentes à estimer la véritable puissance.

Il a conclu qu'il existe toujours un besoin pour des méthodes améliorées pour la détermination du paramètres de mélange.

[M. Ammar et al. - 2009], ont étudié l'influence de la géométrie du mobile d'agitation pour un système mono-étagé et bi-étagés sur la structure hydrodynamique des écoulements générés dans une cuve bombée chicanée.

Pour le système mono-étagé, trois configurations de turbines ont testés selon leurs débits de pompage, Ces configurations sont caractérisées par une turbine à six pales d'inclinaison $\beta = 45^\circ$

(PBT6°, une turbine de Rushton (PR6) et une turbine à six pales droites (PD6) avec les mêmes paramètres géométriques.

Pour le système bi-étagés a introduit une étages supplémentaire situé à une altitude $z/h= 0.66$ contenant une turbine de Rushton dans chacun des systèmes d'agitation mono-étagé étudiés, ont employés avec logiciel de CFD Fluent pour une simulation numérique des écoulements turbulents en cuves agités avec la technique MRF avec un modèle de fermeture de second ordre de type K- ϵ RNG.

Ils ont constaté que dans le cas d'un système mono-étagé, une turbine à six pales droites (PD6) permet de générer un écoulement qui favorise une meilleure homogénéisation du mélange de la cuve. Toutefois, ont constatés qu'avec une turbine à six pales inclinées (PBT6), l'homogénéisation du mélange se fait seulement dans la zone inférieure de la cuve.

D'après les différents cas étudiés pour un système bi-étagé, il paraît intéressant d'utiliser un système bi-étagé à deux turbines de Rushton pour améliorer les conditions opératoires du mélange et de l'agitation.

[Z. Driss et al. 2010], ont développé une méthode informatique (CFD) pour étudier les effets des angles d'inclinaison, qui étaient égales à 45°, 60°, et 75°, sur les caractéristiques d'écoulement dans une cuve agitée.

Ces effets ont été clairement observés sur l'hydrodynamique locale et globale des résultats. En fait, l'influence des angles d'inclinaison sur l'écoulement radial et axial a été démontrée. L'effet des configurations de la turbine sur la valeur de la turbulence caractéristiques a également été démontré.

La forme du sillage derrière la turbine varie en fonction de l'augmentation de l'angle d'inclinaison, elle s'étend de plus en plus avec l'augmentation de la incliné angle. De plus, les valeurs de puissance diminuent en nombre car un angle oblique par rapport au même temps diminue le nombre de Reynolds.

[I. Fort, -2010], a fourni une description d'une turbine à pales inclinées comme une pompe axiale, pour un régime d'écoulement turbulent d'un liquide agité dans une cuve cylindrique sous quelques hypothèses, le rapport entre la hauteur totale de la cuve et de la turbine, l'efficacité énergétique, le nombre de puissance turbine, et la capacité de pompage (le nombre de flux).

Pour déterminé le rendement hydraulique de la turbine à pales inclinées à partir des données expérimentales (les nombres de flux et de puissance).

Les résultats du calcul ont montré que l'efficacité hydraulique des turbines à pales inclinées augmente significativement avec la diminution de l'angle des pales, et aussi avec la diminution du rapport entre la hauteur totale de la cuve et de la turbine.

[S. Roy, S. Acharya, -2011], ont étudié numériquement le mélange dans une cuve agitée PBT à l'intérieur d'une turbine à pales inclinées pour des vitesses fixes et perturbées de la turbine.

Le temps de mélange a été calculé sur la base de l'homogénéisation de 95% sur l'ensemble du volume de la cuve, il est considérablement réduit lorsque l'écoulement est perturbé en utilisant une étape de changement de la vitesse du rotor.

Les valeurs de l'énergie cinétique turbulente et les changements du champ d'écoulement moyen en raison de la perturbation ont observées, ainsi que le taux de dissipation du volume scalaire non mélangés ont montrés des effets d'oscillations macro-instabilité dans le mélange global.

Le mécanisme de mise en valeur de mélange est en outre étudié en observant les changements dynamiques dans la distribution de la concentration et le champ de vitesse au cours d'un cycle de perturbation.

Dans le cas perturbé, la puissance absorbée moyenne est de 18% plus élevé que le cas régime fixe.

[Wójtowicza, A et al - 2012] Les résultats de la modélisation mathématique d'un écoulement de liquide dans une cuve de mélange avec une turbine sont présentés dans l'article. Les calculs ont été effectués à l'aide des codes numériques de Computational Fluid Approche Dynamique (CFD) et des équations de Navier – Stokes moyennées de Reynolds (RANS).

Trois modèles de turbulence à deux équations différents de la famille $k-\varepsilon$ ont été appliqués, c'est-à-dire la norme $k-\varepsilon$, le groupe de renormalisation (RNG) $k-\varepsilon$ et le modèle $k-\varepsilon$ réalisable. Les résultats des simulations CFD ont été vérifiés par des mesures effectuées à l'aide de la technique d'anémométrie laser Doppler (LDA).

[LIANGCHAO Li, Jiajun Wang et al - 2017] Simulation computationnelle de la dynamique des fluides de l'hydrodynamique dans un réservoir non couvert agité par des turbines à pales inclinées. Des simulations de dynamique des fluides par ordinateur (CFD) ont été appliquées pour évaluer les caractéristiques hydrodynamiques dans un réservoir non couvert non affleuré agité par des turbines à pales inclinées. Une méthode de volume de fluide (VOF) avec un modèle de

contrainte de Reynolds (RSM) a été utilisée pour capturer l'interface gaz-liquide et l'écoulement de turbulence dans le réservoir. La fiabilité et l'exactitude des simulations sont vérifiées.

Les résultats de la simulation montrent que le vortex peut être divisé en zone centrale et zone périphérique, et le champ d'écoulement dans le réservoir peut être divisé en région d'écoulement vortex forcé et région d'écoulement vortex libre. Avec l'augmentation de la vitesse de la roue, le vortex devient plus profond, tandis que le rayon critique des deux zones reste pratiquement inchangé. Le jeu de la roue et le sens de rotation ont peu d'effet sur la forme du vortex.

Le vortex devient plus profond avec l'augmentation du diamètre de la roue ou des angles des pales à la même vitesse de rotation. Le nombre de puissance est peu influencé par la vitesse de la roue et diminue d'environ 30% lorsque le diamètre de la roue varie de $0,25T$ à $0,5T$. Lorsque l'angle de la lame varie de 30° à 90° , le nombre de puissance augmente d'environ 2,32 fois.

Le nombre de puissance dans un réservoir non couvert non couvert est beaucoup plus petit que celui d'un réservoir à chicanes, mais il est très proche de celui dans un réservoir couvert non déflecteur. L'écart entre le nombre de puissance dans le réservoir non couvert non affleuré et celui dans le réservoir couvert non affalé est inférieur à 10%.

[Houari Ameer, Youcef Kamla, Djamel Sahel - 2017] Dans cet article, les données rassemblées concernant l'agitation d'un fluide newtonien dans un récipient cylindrique sont divulguées. Le récipient agité n'est pas pourvu de chicanes et a un fond plat. Les données présentent des informations sur les caractéristiques de deux roues : une turbine Rushton à six pales et une roue à aubes à six pales.

Les modèles d'écoulement générés par les deux roues sont représentés et comparés. De plus, la puissance requise lors du changement de la vitesse de rotation de la roue est indiquée. Les données résumées ici via des calculs tridimensionnels des vitesses et de la dissipation visqueuse dans tout le volume du réservoir fournissent des connaissances supplémentaires pour le meilleur choix de roues pour chaque processus industriel.

[Victor X. Mendoza-Escamilla, Alejandro Alonzo-García - 2018] La modélisation de la turbulence, les modèles RNG et Realizable présentent des améliorations importantes en termes de production turbulente et de dissipation par rapport à la norme. Le choix du modèle de turbulence approprié a un impact sur la convergence et la solution dans les STR, et ils sont utilisés dans le mélange, la modélisation multi phase ou comme solution de départ de modèles transitoires comme DES et LES. Bien qu'il existe plusieurs études avec la turbine de turbine à aubes inclinées (PBT), la plupart d'entre elles ont utilisé le modèle Standard comme représentatif de tous les modèles $k - \epsilon$

ε , en utilisant des grilles hexaédriques structurées composées d'un faible nombre de cellules, et dans certains cas sous des hypothèses de symétrie axiale.

En conséquence, dans ce travail, l'évaluation des modèles standard, RNG et réalisable pour décrire le champ d'écoulement turbulent de cette roue, en utilisant les approches à référentiel multiple (MRF) et à maillage glissant (SM) avec des domaines tétraédriques dans des grilles denses, est présentée. Ce type d'éléments cellulaires est particulièrement adapté pour reproduire des géométries complexes. Les vitesses d'écoulement et les paramètres turbulents ont été vérifiés expérimentalement par des mesures de PIV et de couple. Les trois modèles étaient capables de prédire équitablement le nombre de pompage, le nombre de puissance basé sur le couple et les vitesses. Bien que le RNG ait amélioré les prévisions de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation, le modèle réalisable a présenté de meilleures performances pour les deux approches. Tous les modèles ont échoué dans la prédiction du taux de dissipation totale, et une dépendance de sa valeur sur le nombre de cellules pour le MRF a été trouvée.

[Deyin Gua, Mei Yea , Xingming Wanga , Zuohua Liub - 2020] L'hydrodynamique du processus de mélange de particules flottantes et coulantes dans un réservoir agité avec quatre roues à aubes inclinées et des roues fractales a été étudiée en utilisant la simulation de la dynamique des fluides computationnelle (CFD).

On a prédit le profil de concentration de solide axial, la distribution de la concentration de solide, la consommation d'énergie, le vortex de fuite, la hauteur des nuages, la vitesse intégrée de l'eau, la vitesse de suspension (N_{js}) et la vitesse de rabattement (N_{jd}) dans le réservoir agité.

Les résultats ont montré que la qualité de mélange des particules flottantes et coulantes augmentait avec l'augmentation de la vitesse de la roue. Une plus petite différence de densité entre les deux phases solide-liquide et un diamètre de particule plus petit a donné un degré de suspension plus élevé. La turbine fractale peut améliorer la vitesse intégrée de l'eau et améliorer la qualité de la suspension par rapport à la turbine à quatre pales inclinées avec une consommation d'énergie constante, et de plus en plus avec le nombre d'itérations fractales. Pendant ce temps, la roue fractale peut réduire la taille du vortex traînant et diminuer la consommation d'énergie basée sur une roue à quatre pales inclinées à la même vitesse de roue. De plus, la juste vitesse de suspension (N_{js}), juste la vitesse de rabattement (N_{jd}) et l'équation de corrélation pour N_{js} et N_{jd} dans les trois systèmes de roue différents ont été obtenues. L'hélice fractale pourrait diminuer les N_{js} et N_{jd} sur la base d'une hélice à quatre pales inclinées, et de manière décroissante avec le nombre d'itérations fractales.

5 - Présentation du code de calcul et du cas étudié

5-1 Présentation du code CFX :

Le code ANSYS CFX 12.0 est un code de calcul des écoulements qui appartient à la grande famille CFD. En combinant quatre modules principaux (*Figure 5.1*), ce code se caractérise par une meilleure souplesse de manipulation par rapport à beaucoup d'autres codes.

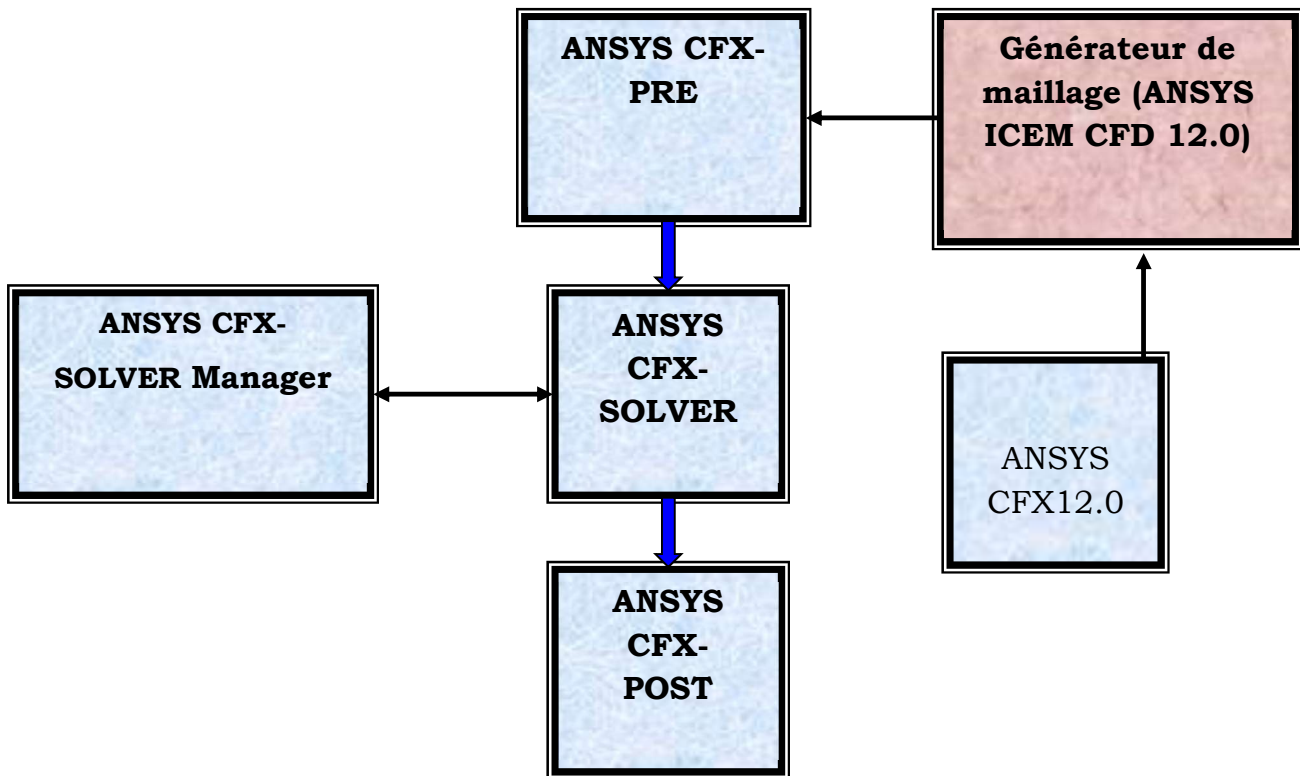


Figure 5.1 : La structure générale d'ANSYS CFX12.0.

5-1-1 Présentation d'ICEM CFD :

C'est la partie première du CFX ou on peut dessiner la géométrie, quand on a besoin pour résoudre notre problème, ainsi cette partie permet de générer le maillage, ce qu'on cite comme une étape très importante pour faire suivre notre travail, on trouve deux types de maillage (tétraèdre et hexaèdre).

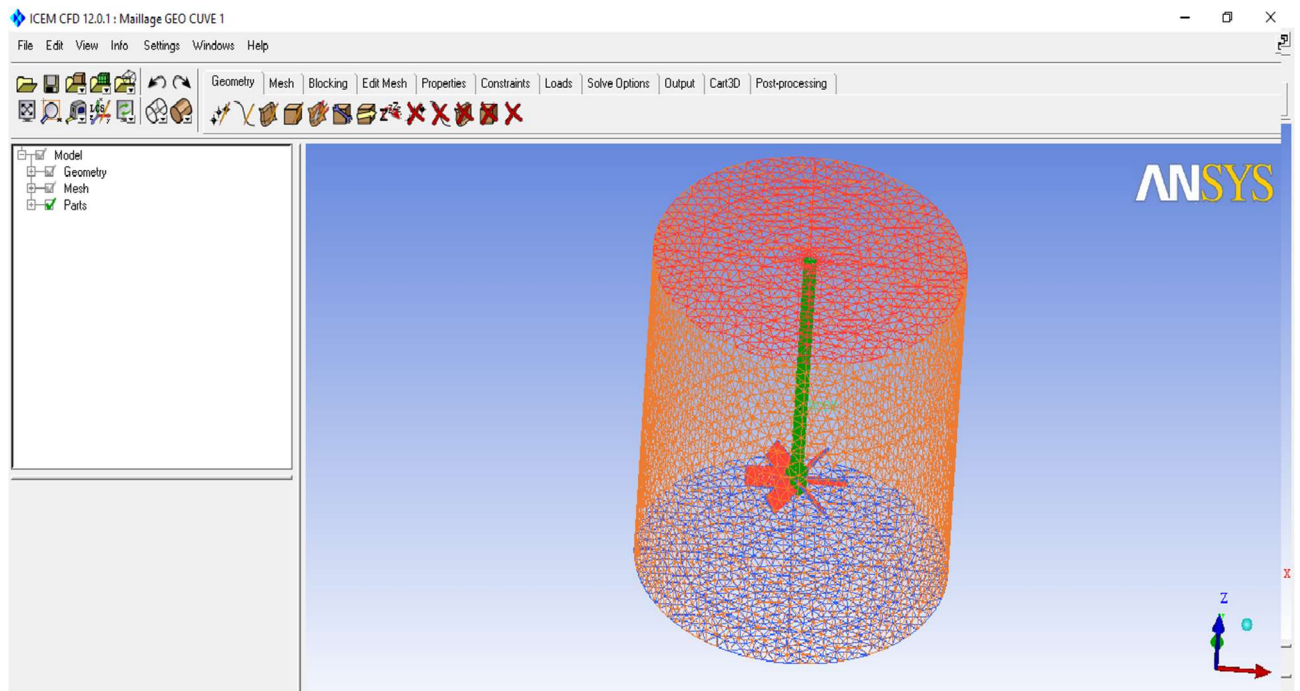


Figure 5.2 : Présentation de géométrie avec le maillage par (ICEMCFD)

5-1-2 Présentation de CFX Pré :

Ce module, a le rôle d'importer le maillage du domaine du problème généré par une gamme de logiciels, et de définir le régime d'écoulement, les conditions initiales et aux limites et les paramètres du module SOLVER.

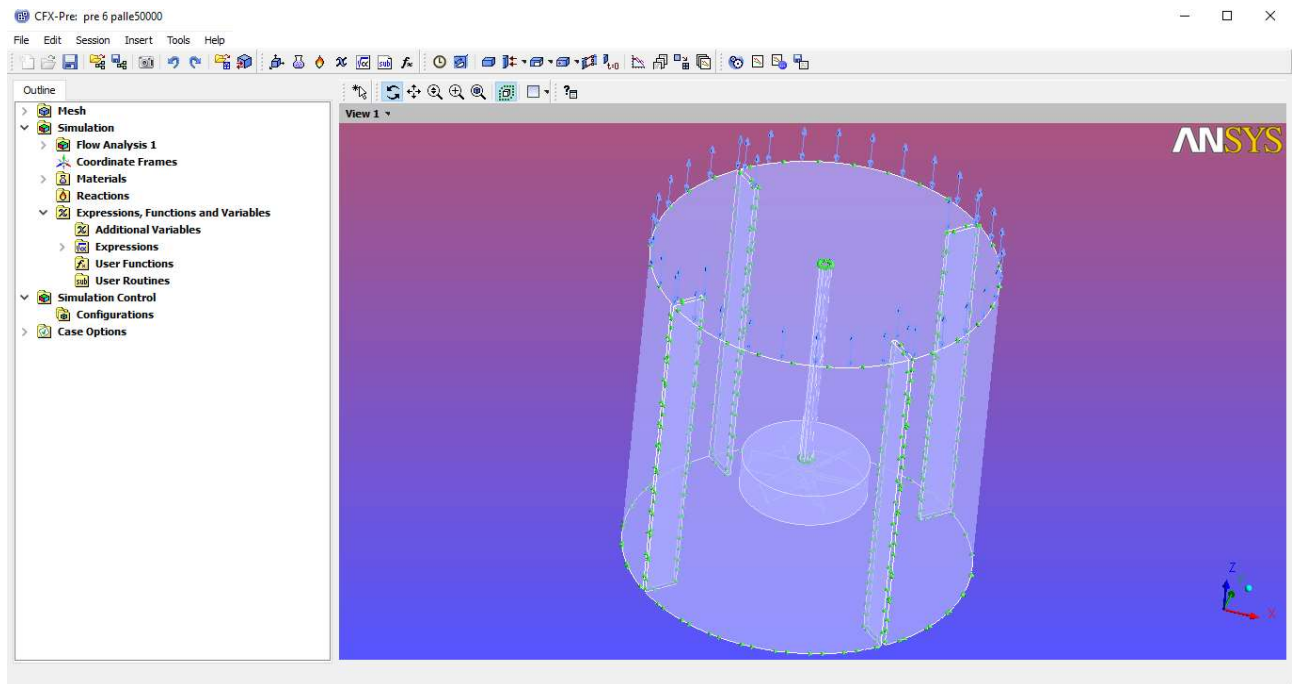


Figure 5.3 Présentation ANSYS CFX Pré

5-1-3 ANSYS CFX Solver Manager :

ANSYS CFX-SOLVER Manager, est un module qui fournit une plus grande commande pour contrôler la tâche CFD, ses fonctions principales sont :

- Spécifier les fichiers entrés pour le module SOLVER.
- Lancer/arrêter l'ANSYS CFX-SOLVER.
- Surveillez le progrès de la solution.
- Installez l'ANSYS CFX-Solver pour un calcul parallèle.

5-1-4 ANSYS CFX Solver :

ANSYS CFX-Solver permet de résoudre toutes les variables de solution, pour la simulation du problème spécifié et produit dans ANSYSCFX-PRE. Une des caractéristiques les plus importantes d'ANSYS CFX est son utilisation d'un solveur couplé, dans lequel toutes les équations hydrodynamiques sont résolues avec un seul système. Le solveur couplé est plus rapide que le solveur isolé traditionnel et peu d'itérations permettent d'obtenir une convergence de la solution.

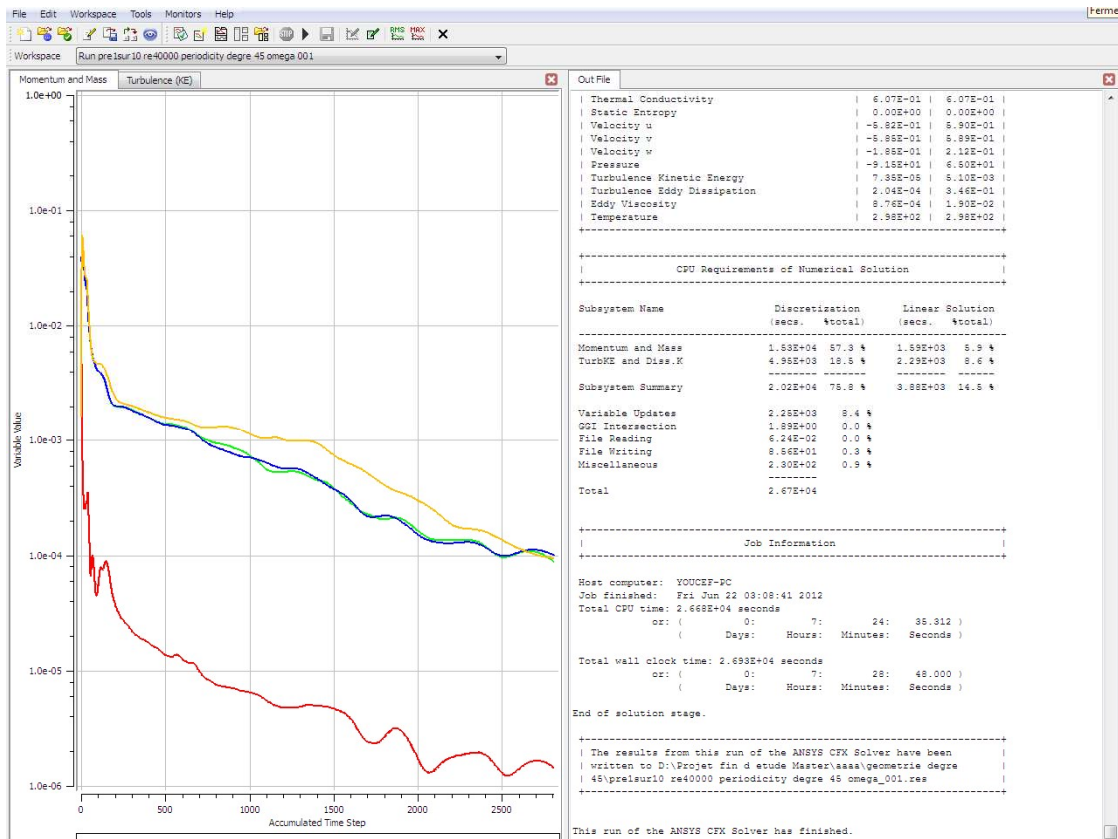


Figure 5.4 : Présentation ANSYS CFX Solver

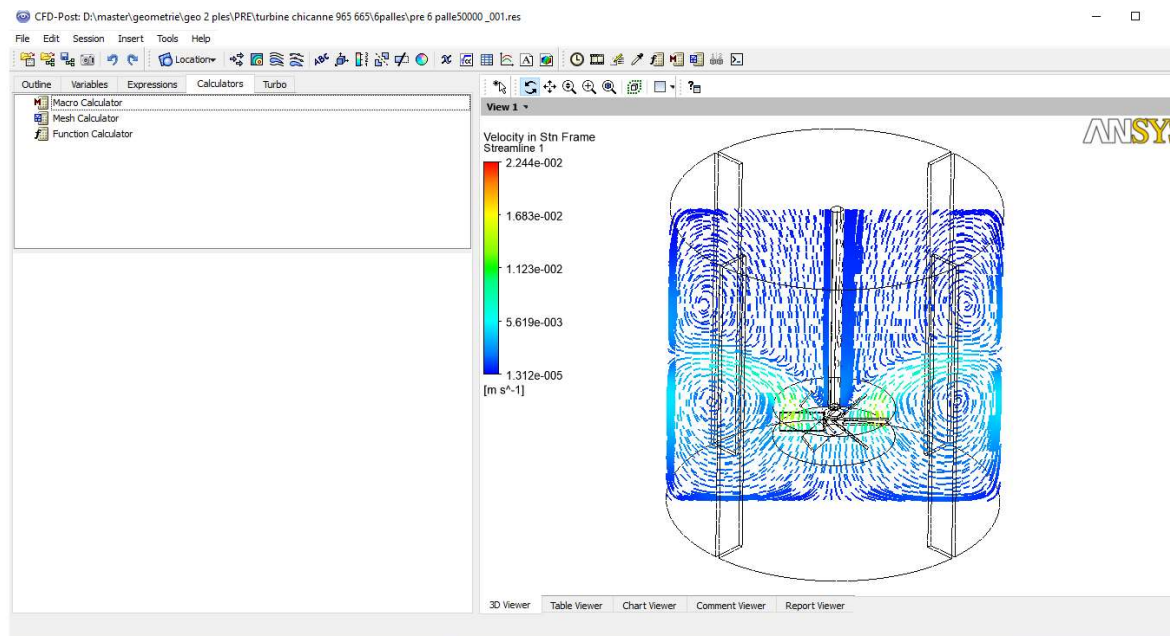


Figure 5.5 : Présentation ANSYS CFX Post

5-2 Présentation du cas étudié :

5-2-1 La géométrie :

Notre étude numérique concerne d'une cuve cylindrique à fond plat de diamètre intérieur $T = 293$ mm et de hauteur de cuve et de liquide H , l'agitateur a un diamètre $d = 0.098$, largeur chicanes $w = 0.0293$. Cet agitateur est placé pour la plupart des géométries à une distance $C = 0.073$, le fluide est agité par une turbine six pales inclinée 45° , voir **Figure 5.6** qui est présenté par [Armenante, P. M. and Chou (1996)]

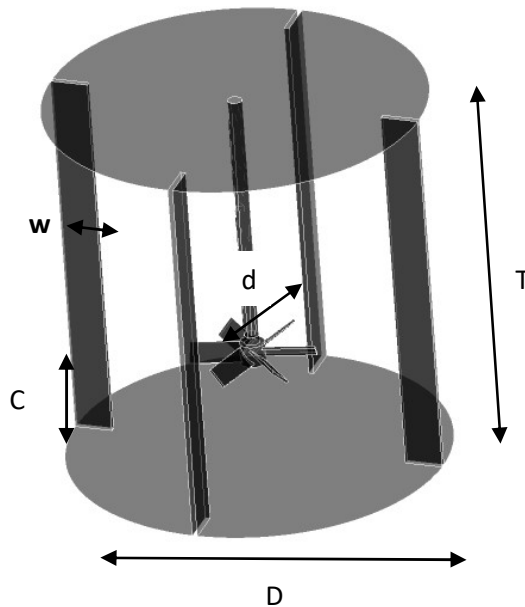


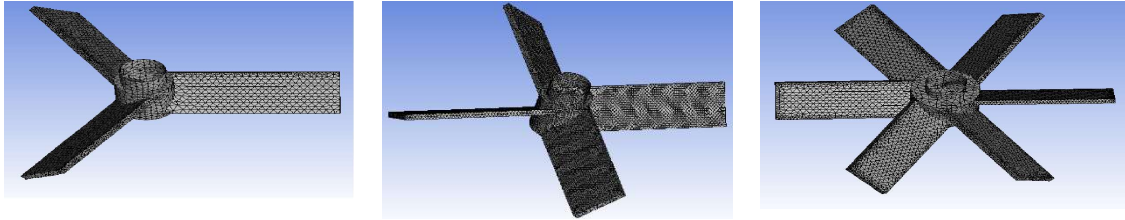
Figure 5.6 : Dimensionnement du système d'agitation

5-2-1-1 L'influence des chicanes

La condition géométrique est un autre facteur très influençant sur les performances d'un système mécaniquement agité. On l'intéresse pour notre étude à la chicane. On peut noter que l'absence de chicane favorise la formation d'un vortex au niveau de la surface libre du liquide.

5-2-1-2 Influence des caractéristiques géométriques du mobile d'agitation

Nous avons utilisé dans cette étude trois turbine à pale inclinée différents (PBT3, PBT4 et PBT6). Les caractéristiques géométriques des mobiles d'agitation utilisés sont identiques à celles utilisées dans les travaux expérimentaux de **M. Armenante**.



Cas 1
Turbine (PBT 3)

Cas 2
Turbine (PBT 4)

Cas 3
Turbine (PBT 6)

Figure 5.7-a : PBT3, PBT4 et PBT6

5-3 Résultats et discussions :

5-3-1 Validation des résultats :

Le code de calcul CFX 12.0 a été abordé pour effectuer la présente étude. En premier lieu, il a été nécessaire de valider certains résultats avec des travaux antérieurs, à cette fin, on a réalisé une configuration géométrique semblable à celle étudiée par M. Armenante, il s'agit d'une turbine à pales inclinées (PBT) à 45° de diamètre $0.33 \cdot D$ placée à un niveau de 0.073 de la hauteur du liquide, dans une cuve non chicanée. Le fluide agité est considéré newtonien (eau douce à 25°C), pour un régime turbulent ($Re = 7.1 \times 10^4$), l'évolution de la densité cinétique en fonction de la côte Z^* ($Z^* = Z/D$) est suivie (**Figure 5.8**) et (**Figure 5.9**), la confrontation des deux résultats indique un bon accord.

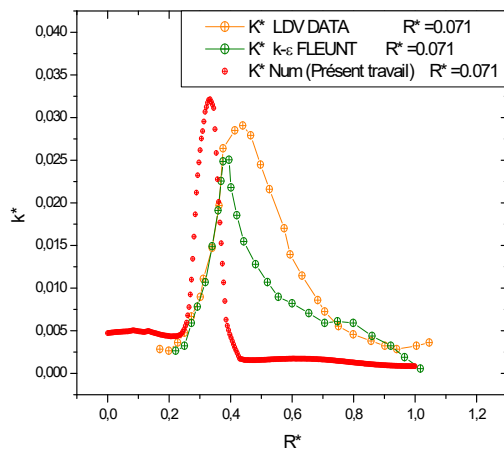


Figure 5.8 : Profile d'énergie cinétique position radiale $R^*=0.071$

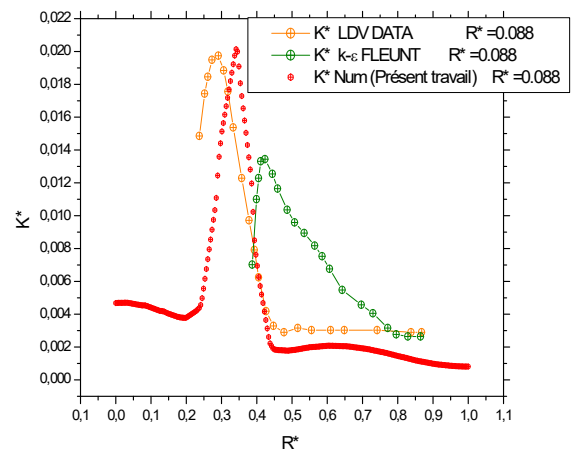


Figure 5.9 : Profile d'énergie cinétique position radiale $R^*=0.088$

Table 5.1 : Nombre de puissance pour les géométries PBT6

N	H/T	C/T	D/T	nb	W _b /T	Re	N _p	Ref
1	1.0	0.33	0.33	6	0	$7.1 \cdot 10^4$	0.486	Num (présent travail)
2	1.0	0.33	0.33	6	0	$7.1 \cdot 10^4$	0.482	Num (FLUENT) Armenante et al.
3	1.0	0.33	0.33	6	0	$7.1 \cdot 10^4$	0.670	Expérimentale Armenante et al.

Le tableau ci-dessous (*Tableau 5.1*) montre une approche de validation de notre travail avec la littérature, les résultats obtenus nous ont permis de qualifier notre modèle comme un type performant pour des tels processus d'agitation mécanique.

5-3-2 Effet des chicanes sur l'hydrodynamique de l'écoulement

Le choix des équipements d'agitation mécanique dépend toujours de la forme et les dimensions des mobiles, des cuves, ainsi que la nature du fluide. Les chicanes sont des éléments indispensables pour les cuves mécaniquement agitées, leurs dimensions ainsi que leurs positions doivent être rigoureusement choisies pour obtenir de bon mélange.

Dans cette partie une étude comparative sur la structure de l'écoulement généré dans une cuve non chicanées et chicanées. Les mesures des vitesses axiales, radiales et tangentielles Pour une position très proche de la surface libre $Z^*=0.29$, montrent dans les figures (*Figure 5.10*), (*Figure 5.11*) et (*Figure 5.12*) que pour des cuves conçues sans chicanes ou avec des chicanes non seulement la taille des vortex est très importante mais aussi la surface libre subit aussi une perturbation très importante, en effet on remarque dans ce cas-ci que la surface libre est pratiquement plate.

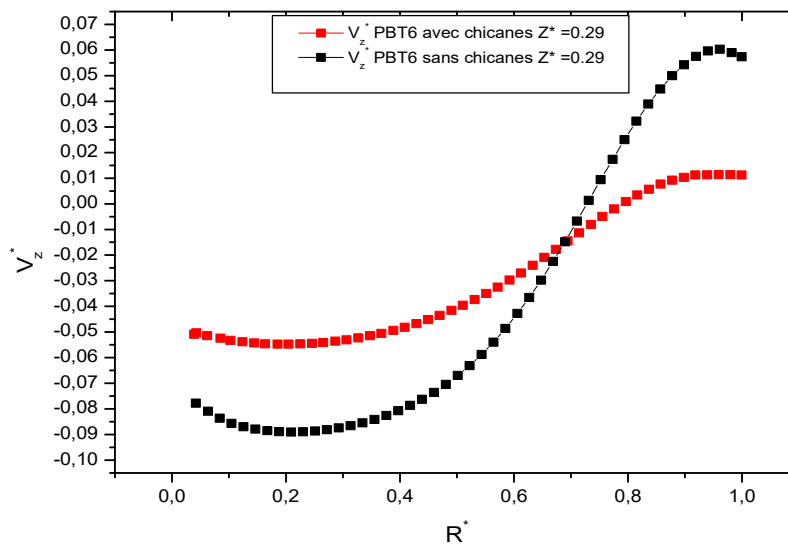


Figure 5.10 : Profil des vitesses axiales pour $Z^=0.29$*

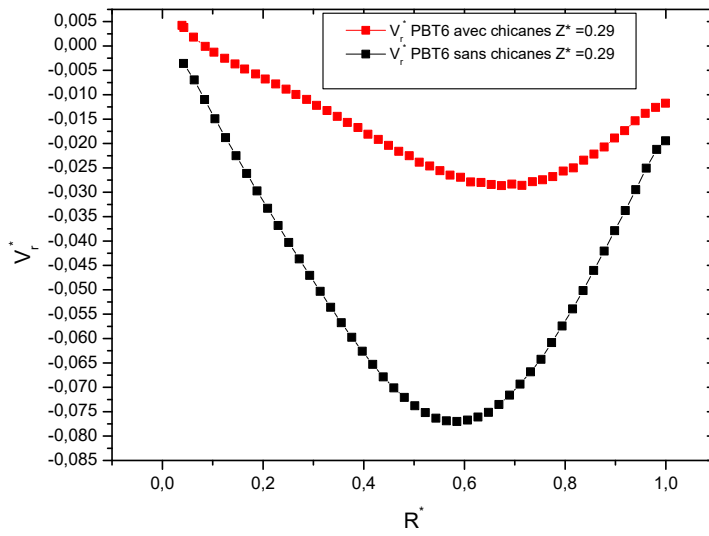


Figure 5.11 : Profil des vitesses radiales pour $Z^*=0.29$

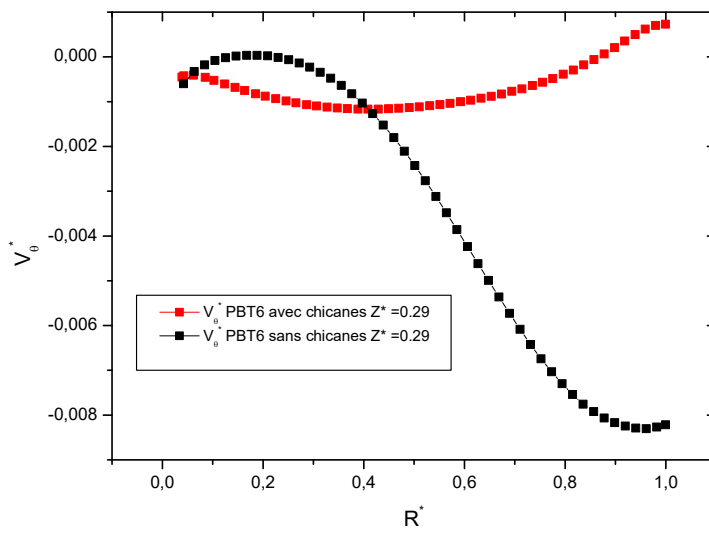


Figure 5.12 : Profil des vitesses tangentielles pour $Z^*=0.29$

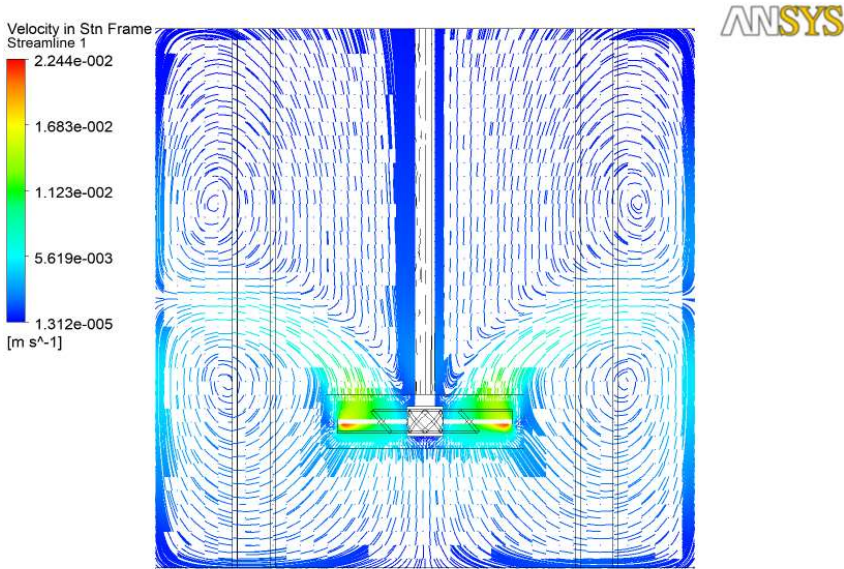


Figure 5.13 : Lignes de courants cuve chicanée pour Re=50000

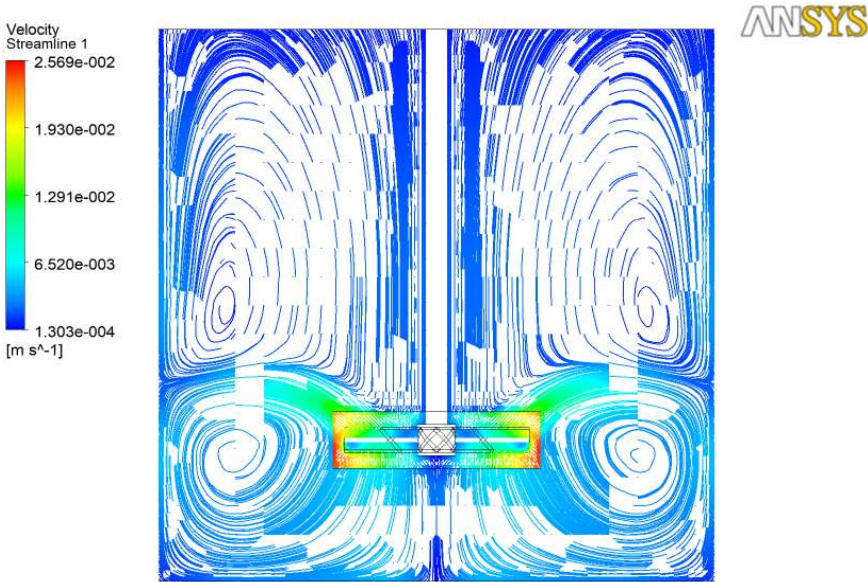


Figure 5.14 : Lignes de courants cuve non chicanes pour Re=50000

5-3-3 Effet de la caractéristique géométrique de mobile d'agitation

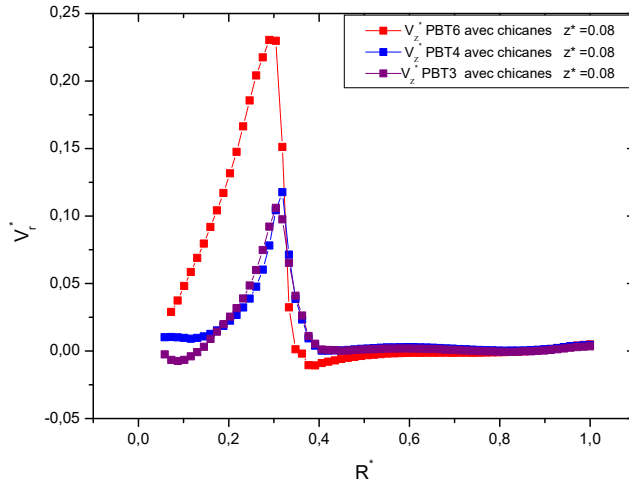


Figure 5.15 : Profil des vitesses radial pour $Z^*=0.08$

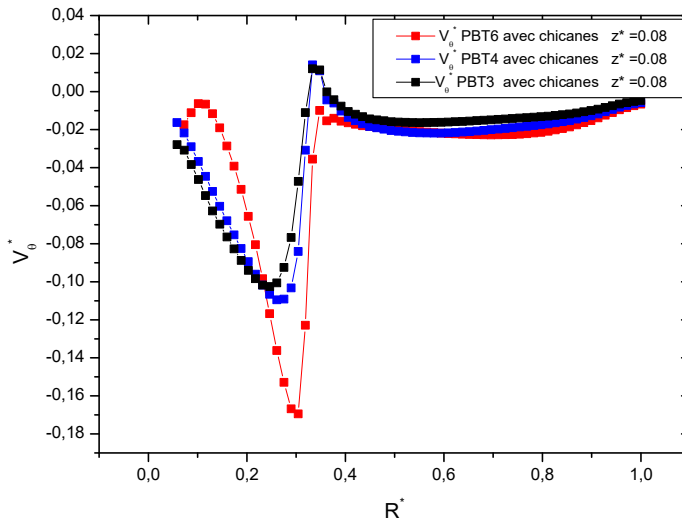


Figure 5.16 : Profil des vitesses tangentielles pour $Z^*=0.08$

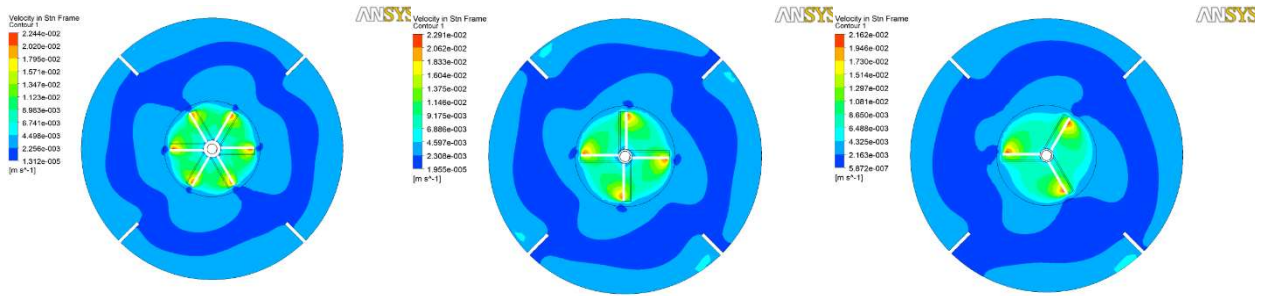


Figure 5.17 : Contour des vitesses pour turbines PBT6, PBT4 et PBT3 pour $Re=50000$

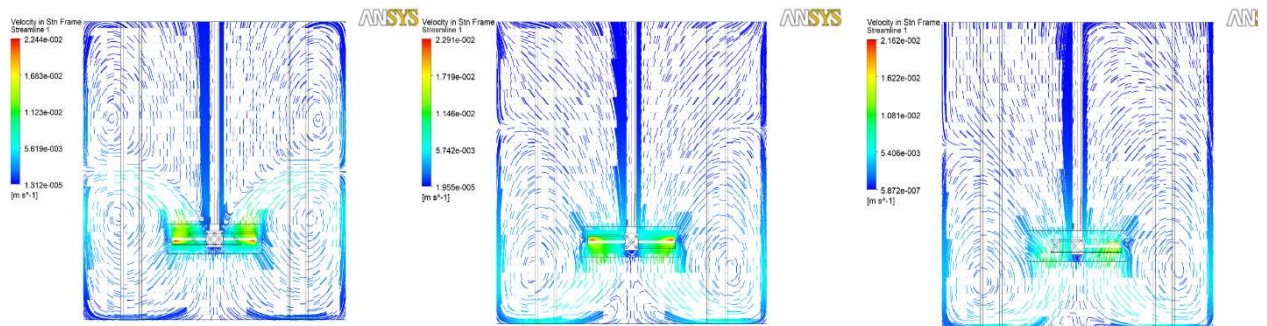


Figure 5.18 : Lignes des courants pour turbines PBT6, PBT4 et PBT3 pour $Re=50000$

La turbine PBT6 divise l'écoulement en deux courants l'un allant vers le fond de la cuve et l'autre vers la surface libre du liquide formant ainsi deux tourbillons. L'augmentation du nombre de pales génère un refoulement radial et tangentielle plus remarquable (*Figure 5.15*) et (*Figure 5.16*), les vortex seront ainsi plus larges en taille par rapport aux autres turbines PBT4 et PBT3, ils génèrent une circulation importante de fluide en créant une seule boucle de circulation comme il est marqué sur la (*Figure 5.18*), et par conséquent, la zone de mélange sera plus ample (*Figure 5.17*).

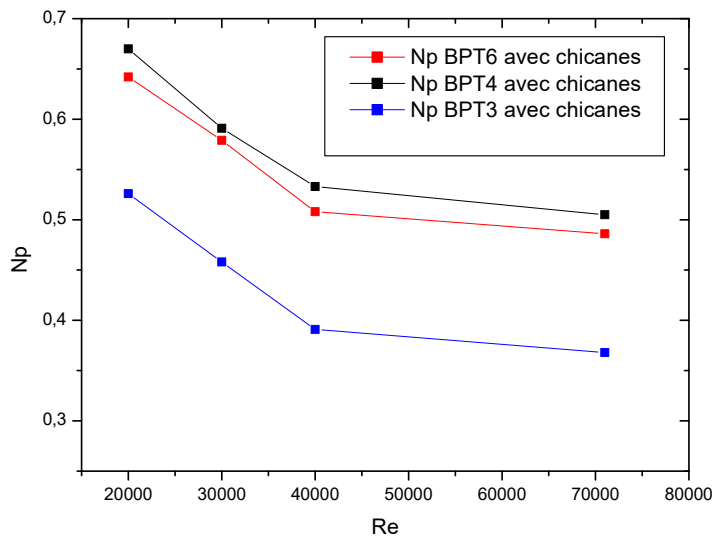


Figure 5.19 : Variation du nombre de pales en fonction du Nombre de Reynolds

Les trois configurations géométriques ont été réalisées afin de tester l’influence du nombre de la pale, et qui sont : PBT6, PBT4 et PBT3 respectivement. Comme illustré sur les (Figure 5.19), l’augmentation du nombre de la pale fait intensifier l’écoulement du fluide et élargir la zone de mélange (Figure 5.17), mais ça demande une puissance plus élevée (Figure 5.19).

5-3-4 Effet du nombre de Reynolds

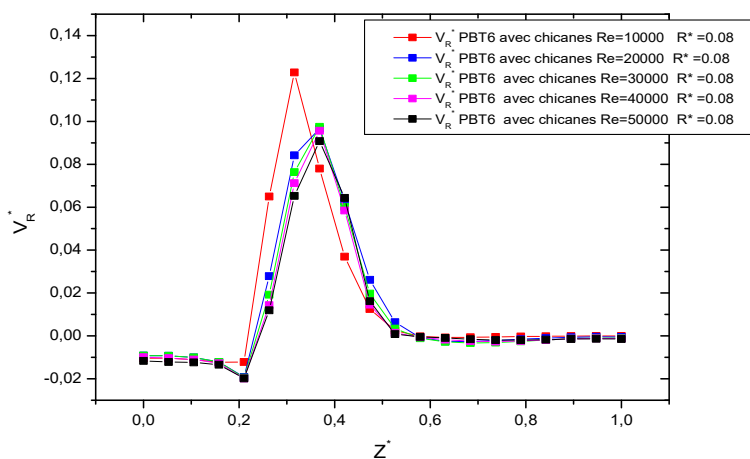


Figure 5.20 : Profil des vitesses radiales pour $R^*=0.08$

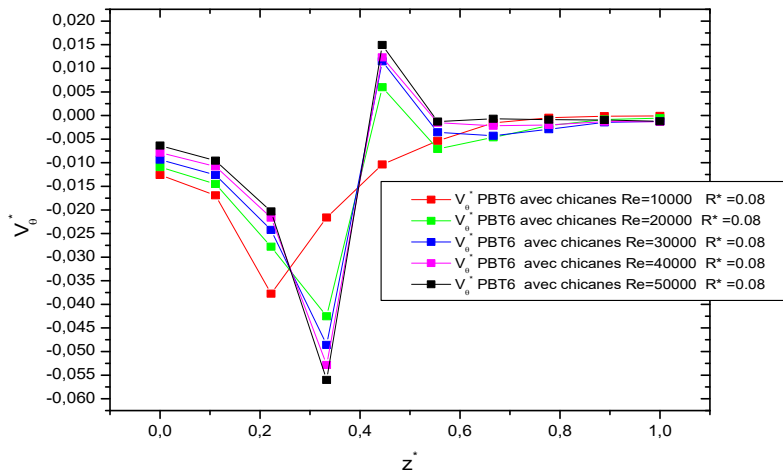


Figure 5.21 : Profil des vitesses tangentielles pour $R^*=0.08$

La (Figure 5.20) montre la variation de la vitesse radiale de profile radiale pour $z^* = 0.08$, nous remarquons que la vitesse ne varie pas trop.

La (Figure 5.21) montre les variations des vitesses tangentielles de profile radiale $Z^* = 0.08$, nous remarquons que la vitesse augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds.

5-3-5 Effet de l'indice de comportement

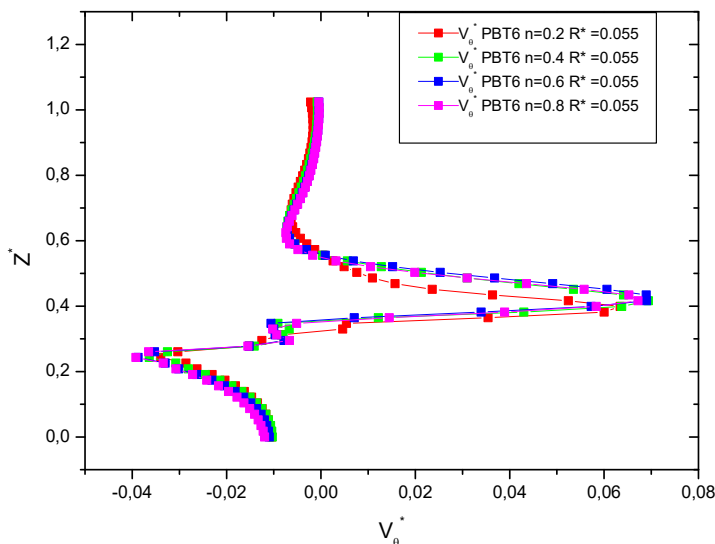


Figure 5.22 : Profil des vitesses tangentielles $R^*=0.055$

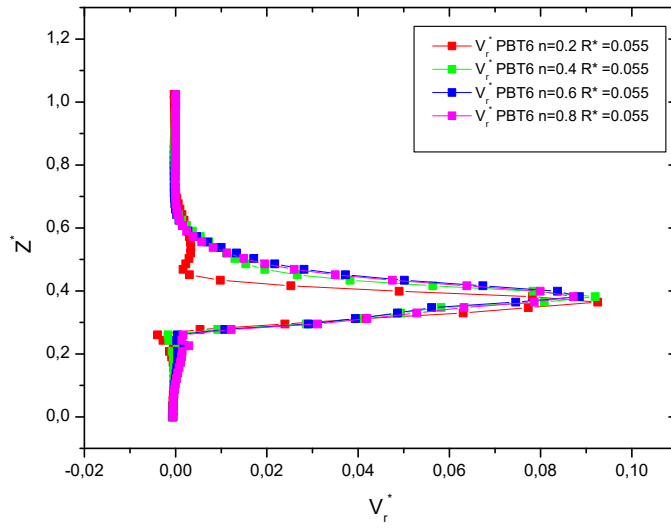


Figure 5.23 : Profil des vitesses radial $R^*=0.055$

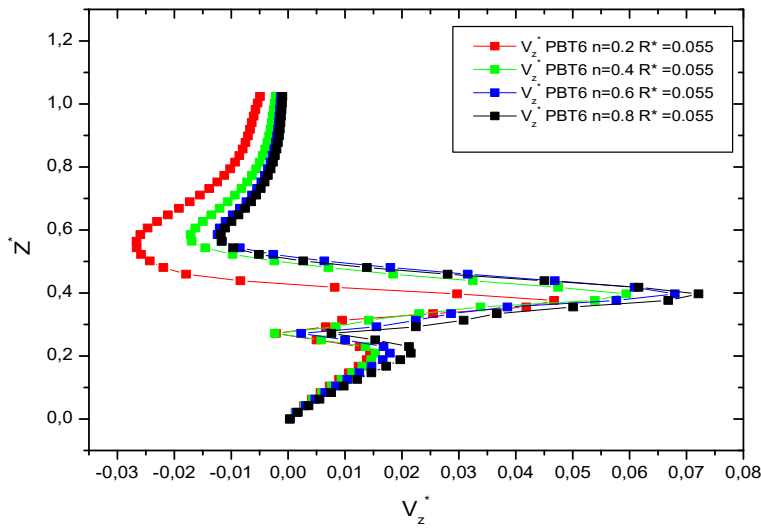


Figure 5.24 : Profil des vitesses axial $R^*=0.055$

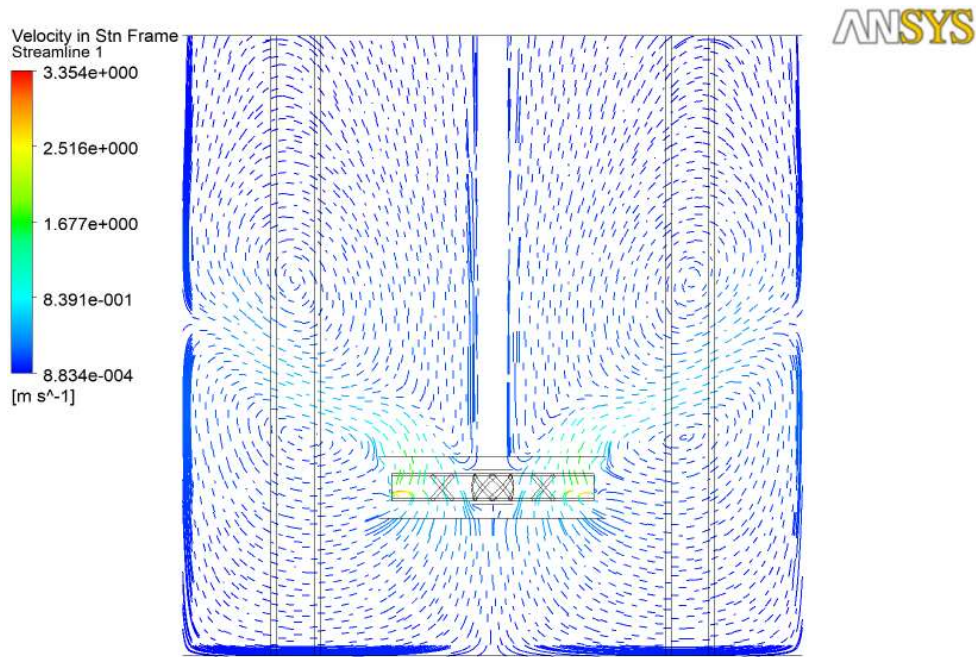


Figure 5.25 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n = 0.2$ $Re = 50000$

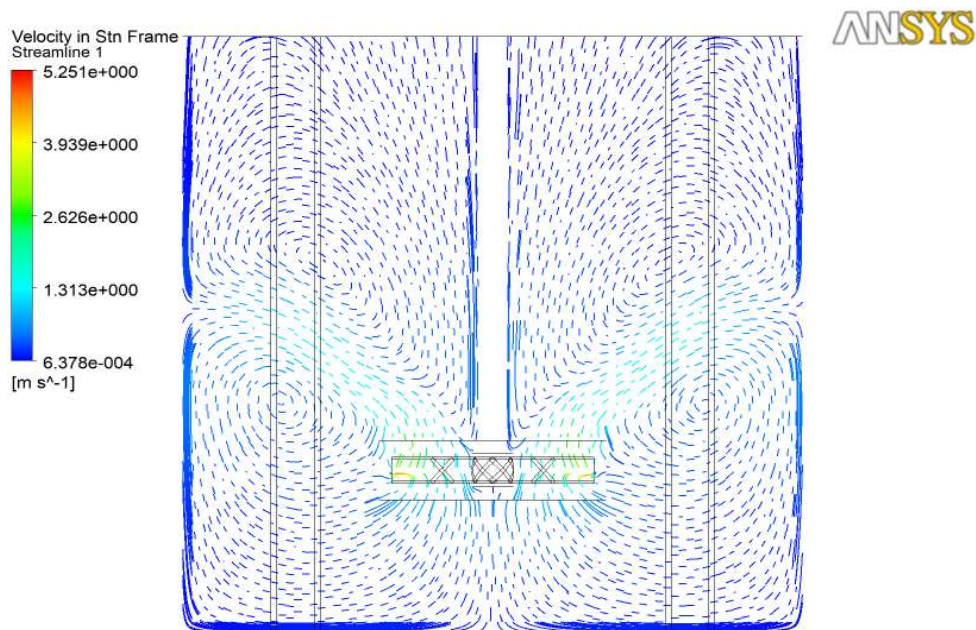


Figure 5.26 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n = 0.4$ $Re = 50000$

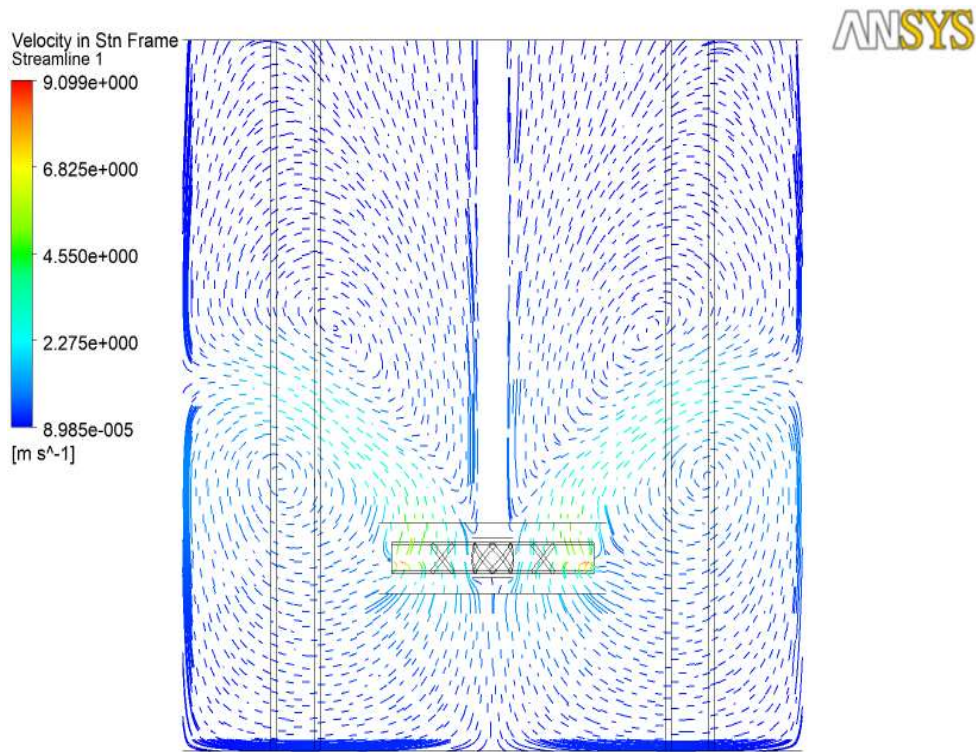


Figure 5.27 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n = 0.6$ $Re = 50000$

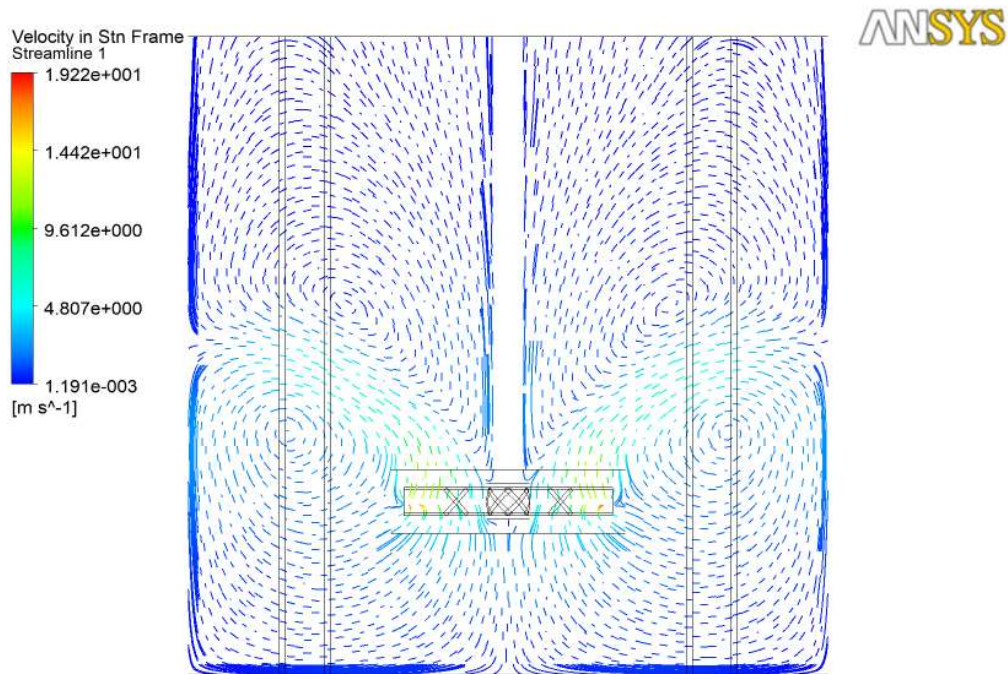


Figure 5.28 : Lignes des courants pour turbines PBT6, $n = 0.8$ $Re = 50000$

Les figures (*Figure 5.22*), (*Figure 5.23*) et (*Figure 5.24*) sont représentées afin de mettre en évidence l'effet de la nature rhéologique du fluide. L'évolution de la vitesse tangentielle, radiale et axiale est suivie le long de la verticale (Z^*) pour une situation horizontale $r = 0.055$. Nous remarquons que cette intensité est plus importante avec l'augmentation de l'indice structurel. Il montre clairement que l'intensité maximale est localisée dans la surface balayée par le mobile, d'un autre côté, cette intensité est plus importante avec l'augmentation de l'indice structurel, Le signe moins des valeurs de la vitesse axiale indique l'existence d'un écoulement opposé.

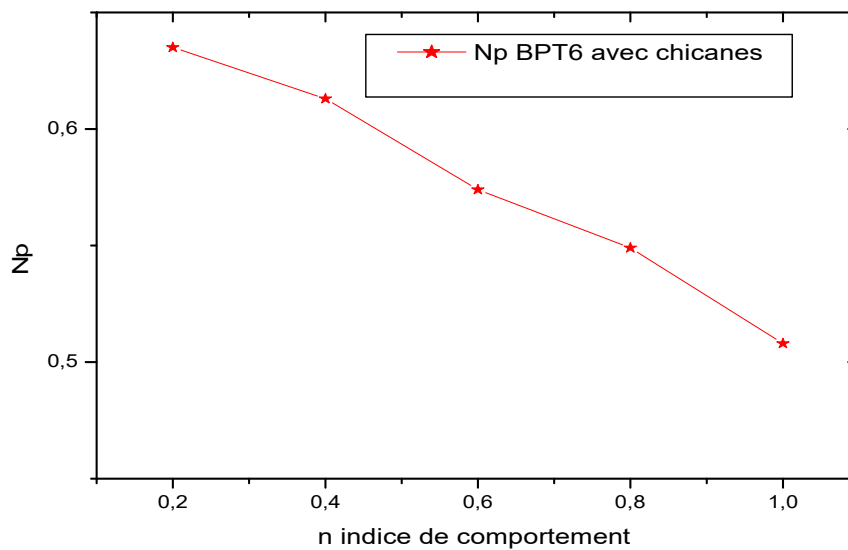


Figure 5.29 Nombre de puissance en fonction de l'indice de comportement

D'après la *Figure 5.29*, on remarque qu'il y a une forte preuve des effets de l'indice de comportement sur le nombre (N_p) de puissance. Il apparaît que la valeur de la (N_p) diminue comme de l'indice (n) augmente (fluide newtonien). Et d'un autre côté, l'augmentation de l'indice structurel suit par une diminution de nombre de puissance (fluide fluidifiant)

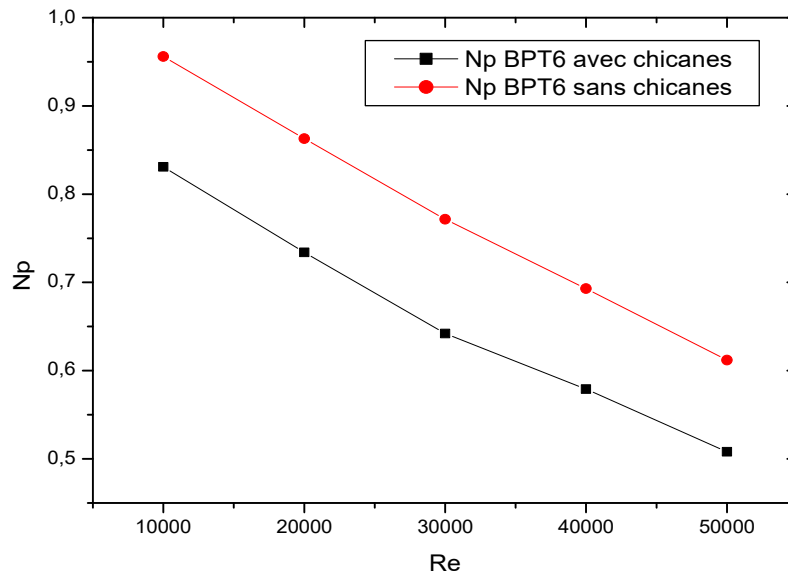


Figure 5.30 Nombre de puissance (effet de chicanes).

Cette Figure (*Figure 5.30*) montre la variation du nombre de puissance en fonction du nombre de Reynolds en régime turbulent pour cuve chicanée et non chicanes. On remarque qu'il y a une transformation de mouvement primaire de rotation tangentielle en mouvement très directionnel axiale dans le cas de cuve équipé des chicanes, d'un autre côté la cuve munie des chicanes participe à élargir la zone de mélange mais avec un coût plus élevé.

CONCLUSION

La connaissance fine des structures hydrodynamiques de l'écoulement au sein des cuves agitées permet de mieux comprendre et d'appréhender les phénomènes de transfert de la matière qui s'y développent.

Elle permet également d'améliorer les performances des mobiles d'agitation mis en œuvre par la mise au point des conditions géométriques et optimales assurant simultanément l'amélioration de la qualité de mélange et de l'économie.

Nous avons testé les performances du code de calcul. Les résultats numériques sont comparés avec des résultats expérimentaux et numériques, ils sont en bonne concordance.

Les simulations numériques permettent de montrer que La puissance d'agitation est l'un des paramètres les plus importants pour décrire les performances d'un système mécaniquement agité. L'analyse adimensionnelle nous a permis de définir le nombre de puissance N_p . Les résultats obtenus L'ajout de chicanes, de contre-pales a souvent pour effet de réduire considérablement la formation d'un vortex. Les vortex commencent à se développer et la présence des chicanes devient indispensable afin de créer une circulation optimale du fluide dans la cuve.

En régime turbulent et transitoire, les contre-pales assurent une meilleure circulation axiale et augmentent la capacité de brassage des turbines.

La variation du N_p en fonction du nombre des pales et l'indice structurel (n). La diminution N_p résulte une diminution de l'indice structurel n et nombre des pales.

Les résultats montrent aussi que le nombre de puissance demeurent presque constant aux nombres élevés de Reynolds.

Bien que l'utilisation des agitateurs à pales inclinées dans des processus de mélange industriels soit intéressante, est dû à leurs caractéristiques d'écoulement axial avec un débit élevé qui les rend plus efficaces que la turbine.

L'agitateur à pales inclinés c'est un meilleur choix pour des applications où le débit élevé est exigé, en raison de la diminution de la puissance consommée.

Références et Bibliographie

- CZ. KUNCEWICZ, M. PIETRZYKOWSKI. 2001. Hydrodynamic model of a mixing vessel with pitched-blade turbines. *Chemical Engineering Science* 56. 4659-4672.
- Z. DRISS, G. BOUZGARROU, W. CHTOUROU, H. KCHAOU, M.S. ABID. 2010. Computational studies of the pitched blade turbines design effect on the stirred tank flow characteristics. *European Journal of Mechanics B/Fluids* 29, pp. 236-245.
- B.ZAKRZEWSKA, Z.JAWORSKI. 2005. Turbulent Heat Transfer Modelling in a Vessel Stirred by Pitched Blade Turbine Impeller. *Thermal Engineering and Environment. Corfu, Greece. pp 311-315*
- M. AMMAR, W. CHTOUROU, Z. DRISS, M. S. ABID. 2009. Etude comparative entre les différentes géométries du mobile d'agitation. *19ème Congrès Français de Mécanique Marseille*.
- Z.DRISS, S.KARRAY, H.KCHAOU, M.S.ABID. 2006. Computer simulations of laminar mixing within a pitched-blade paddle vessel.ICAMEM.
- S.ROY, S.ACHARYA. 2011. Scalar mixing in a turbulent stirred tank with pitched blade turbine: Role of impeller speed perturbation. *Chemical engineering research and design*.
- M. JAHODA, L. TOMASKOVA, M. MOSTEK. 2009. CFD prediction of liquid homogenisation in a gas-liquid stirred tank/ *Chemical engineering research and design* 87. 460-467.
- M.CIOFALO. 1996. Turbulent flow in closed and free-surface unbaffled tanks stirred by radial impellers. *Chemical Engineering Science*, Vol. 51, N°14. pp. 3557-3573.
- S. MURTHY SHEKHAR, S. JAYANTI. 2002. CFD study of power and mixing time for paddle mixing in unbaffled vessels. *Trans IChemE*, Vol. 80. Part A.
- PIERO M. ARMENANTE, CHANGGEN LUO, CHUN-CHIAO CHOU, I.FORT, J.MEDEK. 1997. Velocity profiles in a closed, unbaffled vessel: comparison between experimental LDV data and numerical CFD predictions. *Chemical Engineering Science*, Vol. 52, N°20. p. 3483-3492.
- CZ. KUNCEWICZ. 2002. Modelling heat transfer for pitched-blade turbines operating in the laminar range of mixing. *Chemical Engineering Science* 57. 4533-4538.
- D. CHAPPLE, S. M. KRESTA, A. WALL, A. AFACAN. 2002. The effect of impeller and tank geometry on power number for a pitched blade turbine. *Trans IChemE*, Vol. 80, Part A.
- J. AUBIN, D.F. FLETCHER, C. XUEREB. 2004. Modeling turbulent flow in stirred tanks with CFD: the influence of the modeling approach, turbulence model and numerical scheme. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28. 431-445.

Houari Ameer, Youcef Kamla, Djamel Sahel – 2017. Data on the agitation of a viscous Newtonian fluid by radial impellers in a cylindrical tank, Houari Ameura, Youcef Kamlab, Djamel Sahe 2017

liangchao Li, Jiajun Wang et al - 2017. Computational fluid dynamics simulation of hydrodynamics in an uncovered unbaffled tank agitated by pitched blade turbines Liangchao Li, Jiajun Wang, Lianfang Feng, and Xueping Gu, 2017

Wójtowicza, A et al - 2012]On the Possibility of Using of Different Turbulence Models for Modeling Flow Hydrodynamics and Power Consumption in Mixing Vessels with Turbine Impellers1 R. Wójtowicza , A. A. Lipinb , and J. Talagaa 2012

Z. JAWORSKI, A. W. NIENOW, E. KOUTSAKOS, K. DYSTER, W. BUJALSKI. An LDA study of turbulent flow in a baffled vessel agitated by a pitched blade turbine. *Trans Inst. Chem. Eng., N° 69, PartA, pp. 313-320.*

I. FORT, M. HOSTALEK, J. MEDEK. 1989. Liquid circulation in a cylindrical vessel with radial baffles and inclined blade impller. *Collect. Csech. chem. Commun., N°54, pp.1599-1611.*