UNIVERSITE DE KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Sciences et Appliquées

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Exploitation pétrolière

Mémoire Présentée et soutenue publiquement par :

Mr. SENOUCI SADEK

Pour l'obtention du diplôme de Magister

ETUDE DE LA DEGRADATION DES PERFORMANCES D'UNE POMPE CENTRIFUGE EN ECOULEMENT DIPHASIQUE

Examinée par le Jury :

SETTOU Noureddine	Professeur	UKM-Ouargla	Président
ATIF Abdelmadjid	Maitre Conf A	USTHB-Alger	Directeur de thèse
DIZENE Rabah	Professeur	USTHB-Alger	Examinateur
BOUBEKRI Abdelghani	Maitre Conf A	UKM-Ouargla	Examinateur

22 Juin 2014

Remerciement

Tout d'abord je tiens à exprimer mes profonds remerciements et reconnaissances à mes parents qui n'ont jamais épargné aucun effort pour m'aider dans cette vie, ainsi à ma petite famille, mes frères, sœurs, et tous ceux qui ont participé de proche ou de loin dans l'accomplissement de ce travail.

Mes remerciements s'adressent en premier lieu à mon directeur de thèse, Monsieur ABDELMADJID ATIF, pour les conseils qu'il m'a donné tout au long de cette étude et l'attention qu'il a apporté au travail réalisé.

Mes remerciements aussi pour l'équipe Turbomachines Incompressibles et le Laboratoire de Mécanique Energétique et Systèmes de Conversion de l'USTHB-BAB EZZOUAR, pour m'avoir fourni les moyens informatiques nécessaires à l'accomplissement de ce travail.

Je remercie Monsieur le Professeur NOUREDDINE SETTOU, le responsable de magister génie pétrolier, pour présider le jury, et RABAH DIZENE ET ABDELGHANI BOUBEKRI pour l'honneur qu'ils me font en acceptant d'examiner ce travail.

Mes remerciements s'adressent également à tous mes collègues et enseignants de la promo magister.

الملخص : إن الهدف من هذه الدراسة هو تسليط ضوء جديد حول التطورات المسببة لتدهور أداء مضخة الطرد المركزي بتواجد تدفق ثنائي الطور (ماء+هواء) وذلك باستخدام المحاكاة العددية. تم إنجاز العمل في المرحلة الأولى على تدفق احادي الطور في الماء بمعدلات مختلفة لتحديد الخواص المتجانسة ومقارنتها مع القياسات التجريبية. الإختبارات أجريت بعد ذلك على تدفق ثنائي الطور على نفس معدلات التدفق و بنسب مختلفة من الغاز. أثبتت النتائج وجود تدهورا واضحا لأداء المضخة بالمقارنة مع التدفق الاحادي الطور. هذا التراجع في الاداء هو متميز بمقدار الفعالية للتدفق الثنائي الطور والذي يتغير وفقا للحالة المدروسة.

لقد ساهمت التحاليل التي انجزت في مختلف مراحل حقول التدفق إلى فهم أفضل للظواهر الفيزيائية المسؤولة عن تراجع فعالية وأداء المضخة ،حيث تبين ان تراكم المرحلة الغازية على الجانب المرتفع الضغط في ريشة الدافع ينتج عنه تغيير واضح للبنية التقليدية للتدفق. كما تم التطرق إلى دراسة تأثير تغيير قطر فقاعات الهواء وكذا ضغط السحب.

الكلمات الدالة : تدفق ثنائي الطور، مضخة الطرد المركزي، الأداء، المحاكاة العددية.

ABSTRACT: The objective of the study is to provide a new highlight on the evolution of the performance degradation of a centrifugal pump two-phase flow water / air using numerical simulations. The works has been carried out primarily on the single-phase flow in water at different rates to determine the homogeneous characteristic and compare with experimental measurements. Tests are then conducted on the two-phase flow at the same rates and at different volume fractions of the gas. The results showed significant performance degradation compared to single-phase conditions. This deterioration characterized by two phase efficacy is varying noticeably according to the studied condition.

The analysis of flow fields has contributed to better understand the physical phenomena responsible of the degradation. It was found an accumulation of the gaseous phase on the pressure-side on the blades of the impeller, conduct to modify the conventional structure the flow. The effect of the diameter of the air bubbles and the suction pressure has been investigated.

Keywords: Two-phase flow, centrifugal pump, performance, numerical simulation.

RÉSUMÉ: L'objectif de l'étude est de donner un nouvel éclairage sur l'évolution de la dégradation des performances d'une pompe centrifuge en écoulement diphasique eau/air à l'aide de simulations numériques. Les travaux ont été menés en premier lieu sur l'écoulement monophasique en eau à différents débits pour déterminer la caractéristique homogène et la confronter aux mesures expérimentales. Des essais sont ensuite conduits sur l'écoulement diphasique aux mêmes débits et à différentes fractions volumiques du gaz. Les résultats ont montré une nette dégradation des performances par rapport au régime monophasique. Cette dégradation caractérisée par l'efficacité diphasique est très variable selon la condition étudiée.

L'analyse des champs d'écoulement a contribué à mieux comprendre les phénomènes physiques responsables de la dégradation. Il a été trouvé une accumulation de la phase gazeuse sur le côté en surpression des aubes de la roue, modifiant la structure classique de l'écoulement. L'effet du diamètre des bulles d'air et de la pression d'aspiration a été investigué.

Mots-clés: Ecoulement diphasique, pompe centrifuge, performance, simulation numérique.

TABLE DE MATIERES

Nomenclature..... 6
Objectif de l'étude..... 7

Chapitre I : Introduction Générale..... 9

I.1 Introduction..... 10
I.2 Différence entre la cavitation et l'écoulement diphasique 10
I.3 Classification des pompes rotodynamiques..... 12
I.4 Dimensionnement et analyse des performances des turbomachines..... 13
I.5 Généralités sur les pompes Diphasiques..... 15
I.6 Les techniques de séparation d'écoulements diphasiques..... 17
I.7 Inconvénients de pompes diphasiques volumétriques..... 18
I.8 Applications de la technologie des pompes diphasiques en ALGERIE..... 18
I.9 Technologie de la pompe centrifuge diphasique perless /Labour Taber..... 19

Chapitre II : Etude Bibliographique..... 20

II.1 Introduction..... 21
II.2 Les écoulements diphasiques - notions essentielles..... 22
II.3 Le pompage d'écoulements diphasiques..... 23
II.4 La cavitation..... 24
II.5 Développement du pompage diphasique..... 26
II.5.1 Essais en mélange diphasique..... 27
II.5.2 Courbes caractéristiques en régime diphasique en ESP..... 29
II.5.3 Efficacité diphasique..... 29
II.5.4 Cas des pompes centrifuges..... 31
II.5.5 Physique du phénomène de dégradation de performance..... 35
II.5.6 Effet des paramètres..... 36
II.5.7 Bilan des forces mises en jeu dans la phase continue..... 45
II.5.8 Nouveau modèle et facteur de correction sur le gain en pression..... 47
II.6 Synthèse..... 48

Chapitre III : Analyse de l'écoulement interne dans les pompes..... 49

III.1 Introduction..... 50
III.2 Modèle quasi-tridimensionnel (2.5D ou S1/S2) dans les turbomachines..... 50
III.3. Ecoulements Monophasique..... 50
III.3.1 Equations de base..... 51
III.3.2 Equations de l'écoulement incompressible..... 52
III.3.3 Equations dans le repère relatif (étude des turbomachines)..... 52
III.3.4 Expressions globales et équation d'Euler pour les turbomachines..... 53
III.3.5 Définitions générales..... 54
III.3.6 Les modèles uni-phasiques..... 55

III.3.7 Inconvénients des modèles uni-phasiques..... 56
III.4 Ecoulements Diphasique..... 57
III.4.1 Introduction..... 57
III.4.2 Paramètres descriptifs des écoulements diphasiques..... 57
III.5 Modèles diphasiques..... 59
III.5.1 Le modèle de RAYLEIGH-PLESSET..... 61
III.5.2 La méthode VOF..... 62
III.5.3 Pression totale diphasique..... 63
III.5.4 Contrainte de pression dans le calcul diphasique..... 63
III.5.5 Ecoulement proche des parois..... 63
III.6 Modèles de turbulence..... 65
III.6.1 Modèle de turbulence monophasique..... 65
III.6.1.1 RANS (Reynolds Average Navier-Stokes equations)..... 65
III.6.1.2 Modèles à zéro équation..... 66
III.6.1.3 Modèle $k - \varepsilon$ (Standard)..... 67
III.6.1.4 Modèle $k - \omega$ (Standard)..... 67
III.6.1.5 Modèle $k - \omega$ _ SST..... 67
III.6.1.6 Modèle de turbulence SST (Shear Stress Transport)..... 67
III.6.2 Modèle de turbulence diphasique..... 69
III.6.2.1 Modèle Non Homogène..... 69
III.6.2.1.1 Algebraic Models Zero Equation Model..... 70
III.6.2.1.2 Modèle diphasique Dispersed Phase Zero Equation..... 70
III.6.2.1.3 Modèle à deux équations diphasiques..... 70
III.6.2.2 Modèle Homogène diphasique..... 71
III.7 Présentation du logiciel ANYS CFX..... 71
III.7.1 Description du code de simulation..... 71
III.7.2 Schéma général de résolution..... 73
III.7.3 Evaluation des erreurs..... 75
III.7.4 Méthode de connexion des maillages..... 75
III.7.5 Modélisation des interfaces..... 76

Chapitre IV : Sélection, modélisation de la pompe et simulation de l'écoulement 79

IV.1 Présentation de la pompe d'étude..... 79
IV.1.1 Description de la pompe NS32..... 79
IV.1.2 Caractéristiques de la pompe NS 32..... 82
IV-2 Modélisation de la pompe NS 32 83
IV-2.1 Conception de la pompe..... 83
IV-2.2 Elaboration de la géométrie des éléments de la pompe..... 83
IV-2.3 Elaboration du Maillage de la pompe..... 85
IV-3 Simulation Numérique de l'écoulement 88
IV-3.1 Objectifs..... 88
IV-3.2 Caractérisation des Fluides..... 88
IV-3.3 Méthodologie..... 88
IV-3.4 Définition physique et conditions de simulation..... 89
IV-3.4.1 Ecoulement Monophasique..... 89

IV-3.4.2 Ecoulement Diphasique..... 91

Chapitre V : Résultats et interprétations..... 93

V.1 : Résultats et interprétation des écoulements Monophasiques..... 94
V-1.1 Courbes des performances en monophasique (pompe NS 32)..... 94
V-1.2 Examen des résultats numériques en écoulement monophasique..... 95
V-1.2.1 Etude de la vitesse relative (velocity) à débit nominal..... 95
V-1.2.2 Etude de la vitesse relative à 0,6Qn ; 0,8Qn et 1,2Qn (0.5 Span)... 97
V-2 : Résultats et interprétation des écoulements Diphasiques..... 99
V-2.1 Courbes H=F (Qn, GVF) de la pompe en régime diphasique..... 99
V-2.2 Etude et calcul de l'efficacité Diphasique..... 100
V-2.2.1 Calcul de l'efficacité diphasique..... 100
V-2.2.2 Courbes de l'efficacité diphasique..... 101
V-3 : Examen des résultats numérique en régime diphasique..... 102
V-3.1 : Effet du GVF..... 102
V-3.1.1 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau au débit nominal Qn (0.2 Spain; 0.5 Spain; 0.8 Spain)..... 102
V-3.1.2 Etude du GVF, Vitesse relative Air et Eau à 0.6Qn (0.5 Span)..... 115
V-3.1.3 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à 0.8 Qn (0.5 Span)..... 121
V-3.1.4 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à 1.2 Qn (0.5 Span)..... 127
Conclusion intermédiaire..... 132
V-3.2 : Effet de la variation du diamètre de bulles d'air..... 133
V-3.2.1 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à différents diamètres de bulles à Qn_8% (0.5 Spain)..... 134
V-3.3 : Effet de la variation de la pression d'aspiration..... 137
V-3.3.1 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à différentes pression d'aspiration à Qn-8% (0.5 Span)..... 138

Conclusion et perspective..... 141

Références Bibliographiques..... 144

NOMENCLATURE

Cd	Coefficient de trainée de la bulle
d	Diamètre de la bulle
Fd	Force de traînée due à la différence de vitesse entre les phases
F**Δ**p	Force due au gradient de pression
Fy	Force due à la différence de densité entre l'eau et l'air
FB	Force Basset, traduisant l'effet des mouvements passés de la particule
g	Accélération de la pesanteur
H	Hauteur manométrique
Hth	Hauteur manométrique théorique
M	Masse de la bulle
m	Masse du liquide déplacé par la bulle
Ns	Vitesse spécifique
P	Pression
Q n	Débit nominal
$\dot{m}$	Débit massique
R c	Rayon de courbure
R;$\dot{\mathbf{R}}$;$\ddot{\mathbf{R}}$	Cordonnée, vitesse et accélération radiale de la bulle
ρ	Masse volumique de l'eau
μ	Viscosité dynamique de l'eau
β	Angle relatif de la direction de l'écoulement
β 2liq	Angle d'écoulement de sortie de grille de la phase liquide
β 2gaz	Angle d'écoulement de sortie de grille de la phase dispersée
δ	Angle de déviation entre la phase dispersée et la phase continue
ΔP réel	Gain de pression mesuré entre l'entrée et la sortie de la pompe
ΔP idéal	Gain de pression réalisé par la pompe
S	glissement entre les phases
Y	Fraction massique
X	Titre massique
GLR	Gas Liquid Ratio, rapport du débit volume de gaz et du débit de liquide réel
GVF	Gas volume Fraction, Rapport du débit volume de gaz réel et du débit total
R_B	rayon des bulles
P_B	pression de vapeur dans les bulles
P	pression du liquide environnant
Ts	tension surfacique.
V	Vitesse absolue
Pa	Puissance mécanique absorbée
Ph	Puissance hydraulique
r	Constante du gaz
Re	Nombre de Reynolds
U	Vitesse d'entraînement
W	Vitesse relative
η	Rendement globale
η_h	Rendement hydraulique
η_v	Rendement volumétrique
λ	Conductivité thermique
Ω	Vitesse angulaire de la machine

Objectif de l'étude

L'industrie pétrolière se développe jour après jour, en particulière dans le domaine de transport de gaz et du pétrole, les pompes polyphasique ont été adoptées comme une solution capitale pour véhiculer les deux effluant simultanément dans une seule canalisation, cette solutions procure une grande flexibilité et disponibilité des ressources de gisement, des moyens de transport et même sur la philosophie de traitement par l'optimisation des couts d'investissement, s'agissant d'une révolution économique dans cette activité.

Il convient de noter que le champ d'application de ce type de pompes s'étend pour d'autres domaines stratégiques comme la production d'énergie nucléaire, l'industrie pharmaceutique, les turbines, les réacteurs, en général tous les processus caractérisés par un écoulement diphasique.

La littérature montre que la dégradation des performances est liée à une accumulation de la phase dispersée dans une zone bien précise des canaux des rotors. La physique des phénomènes mise en jeu est relativement bien décrite et il est admis que les paramètres essentiels qui interviennent sur les dégradations sont liés à la taille des particules de gaz et à la résultante des forces qui s'exercent sur elles. La dégradation traduit à la fois une hétérogénéité du mélange liquide/gaz et une modification de l'écoulement dans la pompe sous l'effet de glissement entre la phase continue et la phase dispersée.

L'objectif de notre étude est d'apporter un éclairage nouveau sur les évolutions de la dégradation des performances d'une pompe centrifuge en écoulement diphasique, en particulier en fonction de ses paramètres géométriques globaux, des paramètres physiques des fluides en présence, et des conditions opératoires à l'entrée de la pompe. Le but est de bien cerner les mécanismes responsables de la dégradation des performances des pompes diphasiques.

Le sujet consiste en la simulation numérique de l'écoulement interne dans une pompe centrifuge sélectionnée dont on dispose de la géométrie précise, des conditions de fonctionnement et des courbes caractéristiques expérimentales en écoulement monophasique. Le travail se porte sur l'effet de la présence de l'air dans l'eau et sur la chute des performances de la pompe en écoulement diphasique pour différents débits et fractions de gaz. On suppose que l'écoulement diphasique reste dans la configuration à bulles.

La pompe est dessinée sur ordinateur selon un modèle entier à 360°, et est composée de ses éléments constitutifs: conduite d'entrée, roue à aubes, volute et conduite de sortie. Un modèle numérique est développé basé sur le mode stationnaire Frozen Rotor.

Les simulations ont été menées par le code de calcul ANSYS CFX 14.5 pour une plage de débits à fraction GVF différentes en traitent parallèlement l'effet du diamètre des bulles d'air et l'impact de la pression d'aspiration.

Les travaux se sont focalisés sur l'étude de la dégradation des performances de la pompe, tout en déduisant la contribution de chaque facteur influant en régime diphasique.

Pour mieux illustrer ce phénomène on a associé à l'étude un paramètre supplémentaire que l'on appelle "Efficacité diphasique" dont les résultats de calcul ont bien reflété le comportement de la pompe, à l'aide de ce paramètre on essaiera de caractériser les modifications des performances d'une pompe centrifuge en régime diphasique.
L'étude propose aussi l'exploration de la structure de l'écoulement interne afin d'illustrer les mécanismes de la manipulation de la phase gazeuse et analyser les variations de comportement en régime nominal et hors nominal. Pour validation, les résultats numériques obtenus sont comparés aux courbes caractéristiques disponibles.
En perspective, on mettra en œuvre les constations issues de l'étude pour envisager des concepts d'amélioration des performances de la pompe en régime diphasique.

Chapitre I

Introduction Générale

I-1 INTRODUCTION :

Le mot « turbomachine » est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Un premier classement naturel des turbomachines est fait à partir de la nature du fluide utilisé. Selon ce critère elles peuvent appartenir à deux groupes :

Les machines à fluides incompressibles telles que les pompes, les ventilateurs.

Les machines à fluides compressibles, dont les compresseurs. Les pompes sont classées, selon leur principe de fonctionnement, en deux groupes :

Les pompes volumétriques qui transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieur d'une ou plusieurs cavités.

Les pompes rotodynamiques dans lesquelles a lieu un échange de quantité de mouvement entre le fluide et les aubages de la machine.

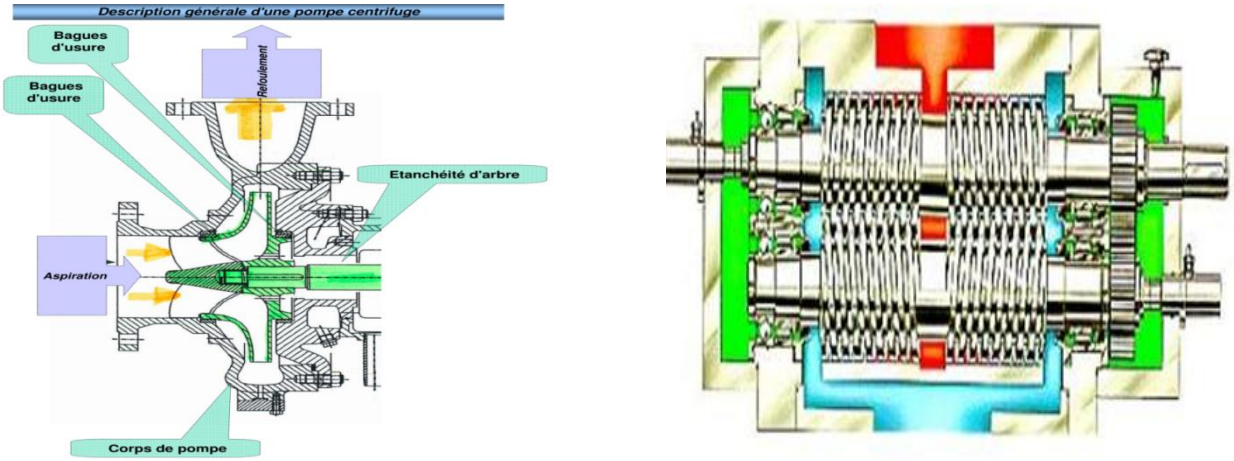


Fig.I.1 : - A) Pompe centrifuge B) Pompe volumétrique à double vis.

I.2 Différence entre la cavitation et l'écoulement diphasique :

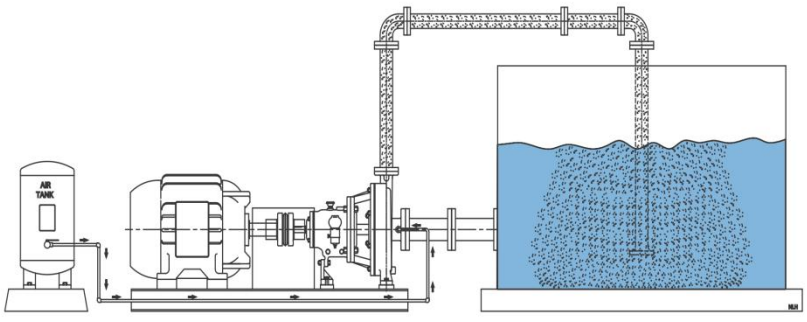


Fig.I.2 : illustration d'une boucle de pompage diphasique eau –air

La cavitation est le candidat potentiel d'origine de problèmes des pompes, s'est produit lorsque la pression de saturation du liquide est inférieure à sa pression d'évaporation correspondant à sa température. Ceci génère une formation instantanée de vapeur dans la pompe et force rapidement le liquide à se cumuler dans la zone haute pression de la pompe.
L'effet de cavitation se manifeste automatiquement par une dégradation des performances hydrauliques de la pompe accompagné par des dégâts mécaniques dû principalement aux vibrations fortes résultantes d'écroulement des bulles d'air.
L'énergie fournie pour l'accélération du liquide est dissipée dans le vide formé par les bulles, finalement c'est une perte qui est traduite directement par une chute de la hauteur nominale associée à la cavitation.
La perte en capacité de pompage est causé par le pompage du mélange liquide-vapeur au lieu du liquide seulement, à titre d'exemple le volume d'eau à 20 °C augmente de 54,000 fois après évaporation et par conséquence une légère cavitation chutait considérablement les performances de la pompe.
Quant à l'entrainement d'air, également un écoulement diphasique, la présence de l'air pourrait aussi aggraver les performances en régime diphasique, à l'entrée de la pompe l'accumulation des bulles d'air est accentuée, et si la taille des bulles est devenue assez grande et occupe les veines d'entrée de la roue, à ce stade la pompe est bondée par l'air.

Pompes centrifuges en régime diphasique :

La majorité des pompes centrifuges ne sont pas conçues pour le fonctionnement en régime diphasique, le problème à traiter réside dans la tendance d'occupation du gaz de la section d'aspiration particulièrement à l'entrée de la roue, cette accumulation inhibe la génération du débit et de la hauteur.
A titre démonstratif et selon le type et la conception géométrique de la pompe, en écoulement diphasique contenant l'eau-air la chute de performance de la pompe est considérable :

- 2% du GVF d'air pourrait réduire la performance de la pompe de 10 à 12%.
- 4% du GVF d'air pourrait réduire la performance de la pompe de 44%.

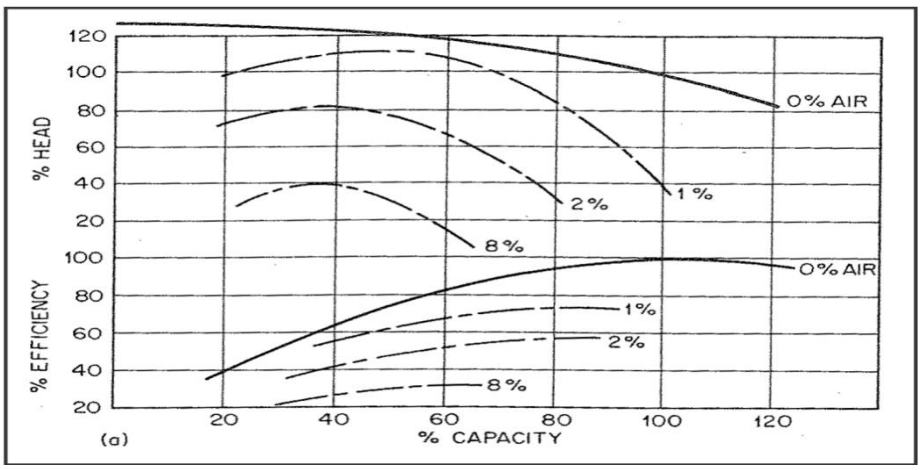


Fig.I.3 : courbe typique de la chute de la hauteur nominale en régime diphasique (eau-air). [30]

En présence d'air, la pompe fonctionne avec un certain niveau de bruit, semblable à un bruit d'eau mélangée avec du sable (Gravel noise).
Pour la détermination du choix des pompes en fonction du taux du GVF, la société LaBour Taber recommande ce qui suit :

- 6 to 8 % du GVF : une pompe avec une aspiration avec un impulseur '' France vanne'' (voir LaBour modèle TFA 8175) est typiquement conçue pour cette fraction.
- 8 to 15 % : une pompe dotée d'un inducteur.
- 15 to 20% : une pompe centrifuge (tri-flow, Disc Flow and vortex type) sont typiquement spécifiées pour ce taux relativement élevé du GVF.
- Plus de 20% de GVF: une pompe auto-amorcée est recommandée pour cette plage de GVF.

Pour la pompe centrifuge (tri-flow, Disc Flow and vortex type) appelée également The TFA's triple-volute, les détails sont exposées dans le paragraphe I.9.

I.3 Classification des pompes rotodynamiques :

Une classification très répandue des pompes, directement liée à la forme générale du rotor, est introduite à partir de la définition de la vitesse spécifique (équation I.1) et du diamètre spécifique (équation I.2), deux nombres adimensionnels issus de la similitude des turbomachines :

$$N_s = \frac{\Omega\sqrt{q_n}}{(gH_n)^{3/4}} \qquad (I.1)$$

$$Ds = \frac{D(gH_n)^{1/4}}{\sqrt{q_n}} \qquad (I.2)$$

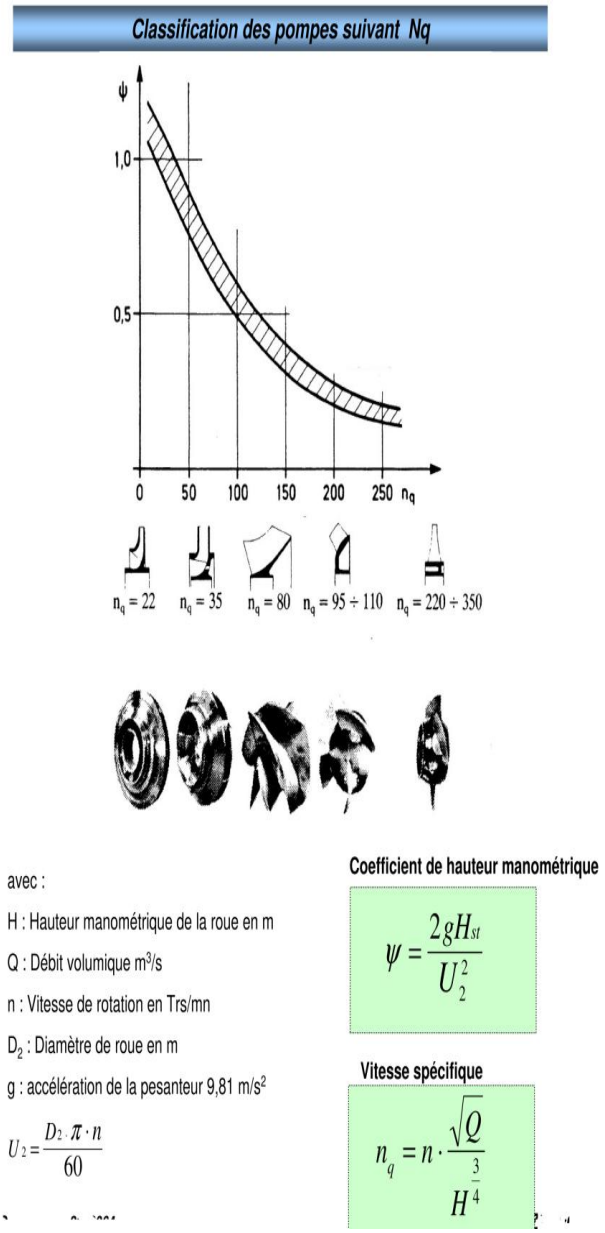
On définit aussi la vitesse spécifique nsq, nombre pratique ayant une valeur d'usage :

$$nsq = \frac{\Omega\sqrt{q_n}}{(H_n)^{3/4}} \qquad (I.3)$$

Les figures I.4 et I.5 montrent successivement la relation entre la vitesse spécifique et la forme de la roue.

Ainsi, trois groupes de géométries sont établis en fonction de la morphologie de l'écoulement, ces groupes sont :

- pompes centrifuges ou radiales
- pompes hélicocentrifuges ou mixtes
- pompes axiales



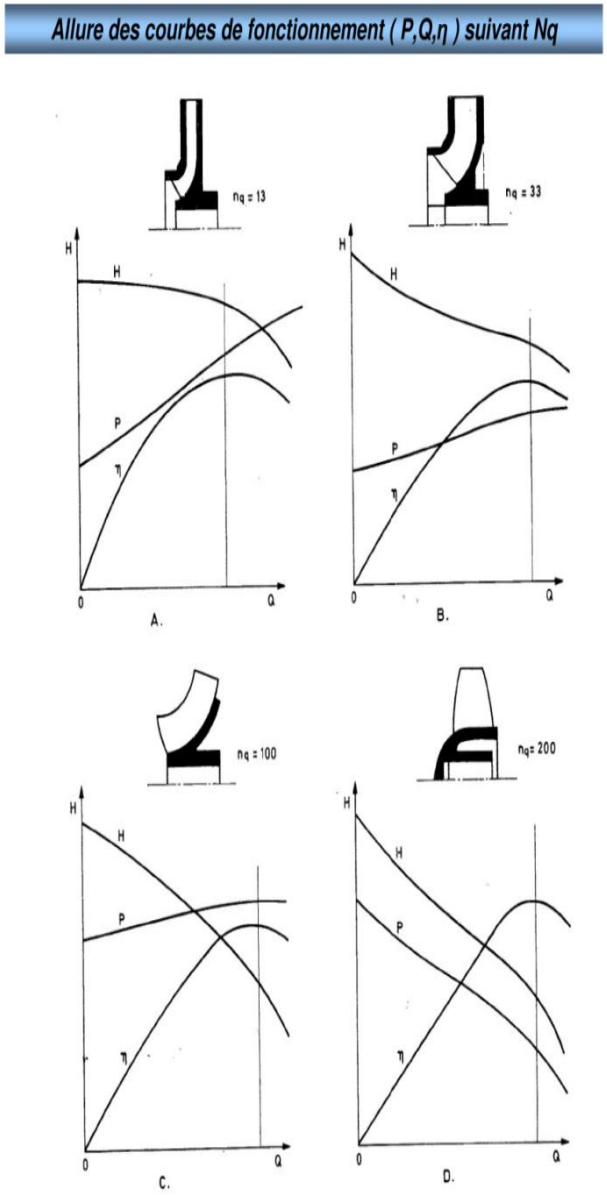


Fig.I.4 : Classification des pompes selon Nsq

Fig.I.5 : courbes de fonctionnement suivant Nsq.

On remarque que la vitesse spécifique est proportionnelle au débit et inversement proportionnelle à la hauteur.

D'une façon générale, les machines centrifuges seront caractérisées par de faibles vitesses spécifiques, tandis que les machines axiles seront associées à de grandes valeurs du nsq.

I.4 Dimensionnement et analyse des performances des turbomachines :

Au cours des dernières années, l'évolution conjointe des moyens informatiques et des méthodes numériques est à l'origine de grands progrès dans le dimensionnement et l'analyse des performances des turbomachines. Cependant, malgré des progrès constants et remarquables, le caractère tridimensionnel, visqueux et instationnaire de l'écoulement interne, rend le processus de conception et de prévision des performances très difficile. Ainsi, la détermination de la géométrie la mieux adaptée aux besoins de l'utilisateur reste toujours une question d'actualité.

Depuis toujours, le principal souci des constructeurs est de disposer, pour la conception, de méthodes rapides, fiables et suffisamment précises.

Deux approches sont appliquées dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine sont le problème direct et le problème inverse.

- Problème direct (analyse) :

Le problème direct concerne l'évaluation des performances d'une machine existante. Pour une géométrie donnée, il s'agit de définir quels sont les champs de pression et de vitesse régissant les écoulements internes et, par la suite, quelles sont les performances globales ou comment s'est affecté cette pompe avec des nouvelles conditions opératoires, cela, c'est l'objet de notre étude de la chute de performance d'une pompe centrifuge en régime diphasique.
Les constructeurs utilisent fréquemment la méthode directe pour la conception de nouvelles machines. Copier des pompes existantes, les modifier en suivant des lois expérimentales ou tout simplement en modifiant quelques dimensions suivant des règles géométriques, rend plus facile et rapide la conception et la fabrication d'une « nouvelle » machine.
Les problèmes apparaissent quand la machine dimensionnée ne répond pas exactement aux besoins de l'utilisateur, c'est à dire lorsque la pompe n'est pas aussi performante que prévu.

- Problème inverse (dimensionnement) :

Dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine, le problème inverse représente la démarche normale de dimensionnement. Elle permet au concepteur, à partir d'un cahier des charges établi, de spécifier à priori un certain nombre d'éléments des champs de vitesse et de pression. Une gamme de méthodes numériques qui va du modèle simplifié jusqu'à des modèles très avancés permet de déterminer la géométrie des profils qui peuvent réaliser ces distributions.

- Optimisation :

Quelle que soit la démarche retenue, des difficultés subsisteront lors de la conception d'une pompe. Elles sont dues principalement aux limitations que présente chaque procédure et au nombre très élevé de degrés de liberté (paramètres géométriques) par rapport au nombre d'équations permettant de résoudre le problème.
Dans le cadre du dimensionnement utilisant une méthode directe, il est nécessaire de mettre en place une boucle itérative où la géométrie recherchée est obtenue par des améliorations successives de critères tels que : régularité de l'écoulement, stabilité des caractéristiques, optimisation des performances (rendement, NPSH, bruit).
La manifestation la plus élevée de l'usage de la méthode directe est atteinte par l'utilisation des techniques d'algorithmes génétiques, méthodes employées pour la résolution des problèmes où les contraintes sont multiples et complexes. L'algorithme génétique part d'une population de base (groupe de solutions) qui est soumise à une imitation de l'évolution des espèces : mutations et reproduction par hybridation. En favorisant le maintien des meilleures solutions, on obtient des hybrides meilleurs que chacun de leurs parents. Pour les turbomachines, cette technique part d'un groupe de machines existantes plus au moins bien dimensionnées en fixant certaines contraintes d'évolution, d'autres machines possibles sont générées jusqu'à obtenir une

configuration convenable. Dans le cadre de la résolution d'un problème direct, de nombreuses difficultés surgissent, donnant lieu à de multiples questions, par exemple: quels sont ces critères ? Sont-ils des critères géométriques (de forme) ou des limites empiriques ? Quelle est la configuration de départ ?

De même qu'avec les méthodes directes, l'emploi des méthodes inverses entraîne plusieurs inconvénients. Il n'existe pas toujours un profil correspondant à toute distribution imaginable ; d'autre part, si une solution existe, elle n'est pas toujours réaliste ou structurellement stable. Cette solution peut même ne pas être unique.

Quel que soit le type de problème, direct ou inverse, résolu pour le dimensionnement et/ou l'analyse, une procédure d'optimisation est nécessaire pour garantir le succès. Différents points de vue doivent être mis en évidence avant la sélection définitive de la machine.

I-5 Généralités sur les pompes Diphasiques :

La technologie de la pompe polyphasique rotodynamique a été développée par IFPEN dans les années 80, pour répondre aux exigences de réduction des coûts de production de pétrole brut et de valorisation du gaz naturel sur des sites de production isolés (sites à terre ou en mer, et plus souvent sous-marin). Elle permet le transport du brut et du gaz dans une seule conduite de production offrant une alternative au schéma utilisé autrefois, qui consistait à séparer les effluents et à ne transporter que le brut dans une conduite. Le gaz était alors transporté séparément dans le meilleur des cas, voire brulé sur le site même de production.
Le marché des pompes polyphasiques, actuellement en pleine expansion, est partagé de manière assez équilibrée en termes de puissance, entre deux technologies concurrentes :

- Les pompes volumétriques de type double vis comme celle donnée sur la Figure I.6 à titre d'exemple.
- Les pompes rotodynamiques, comme celle illustrée sur la Figure I.7, du type "Poséidon".

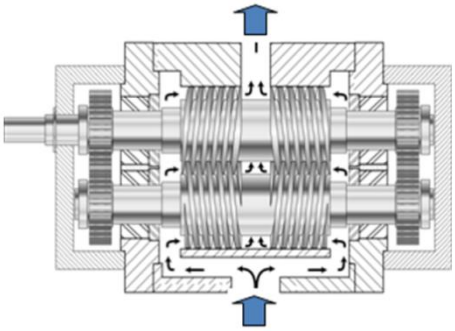


Fig.I.6 : Pompe polyphasique volumétrique de type double vis (source IFPEN)

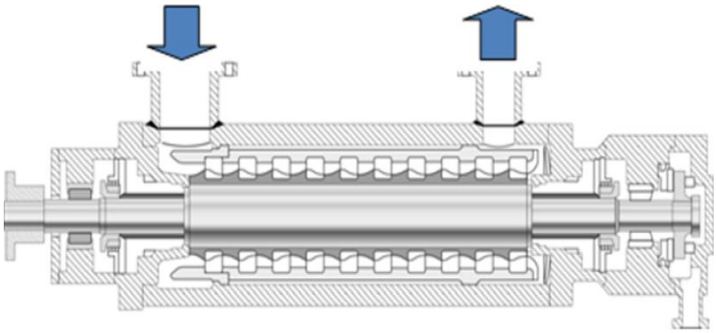


Fig.I.7 : Pompe polyphasique rotodynamique de type Poséidon (source IFPEN)

Les pompes volumétriques sont constituées de deux vis sans fin montées parallèlement. Leur domaine de fonctionnement correspond généralement à des gains de pression élevés et des débits relativement faibles. Elles correspondent à des machines de puissances plutôt inférieures à 1,5 MW quoi que des pompes beaucoup plus puissantes, de l'ordre de 5 MW, commencent à être commercialisées.
Les pompes rotodynamiques, brevetées par IFPEN et commercialisées sous la licence appelée POSEIDON, sont des pompes hélico axiales multi-étagées comme l'indique la figure I.8.
Chaque cellule de compression, ou étage de compression, est constituée d'un rotor (ou impulseur), et d'un stator (ou diffuseur) comme la plupart des pompes ou compresseurs rotodynamiques. Les pompes Poséidon possèdent en général entre 5 et 15 étages.

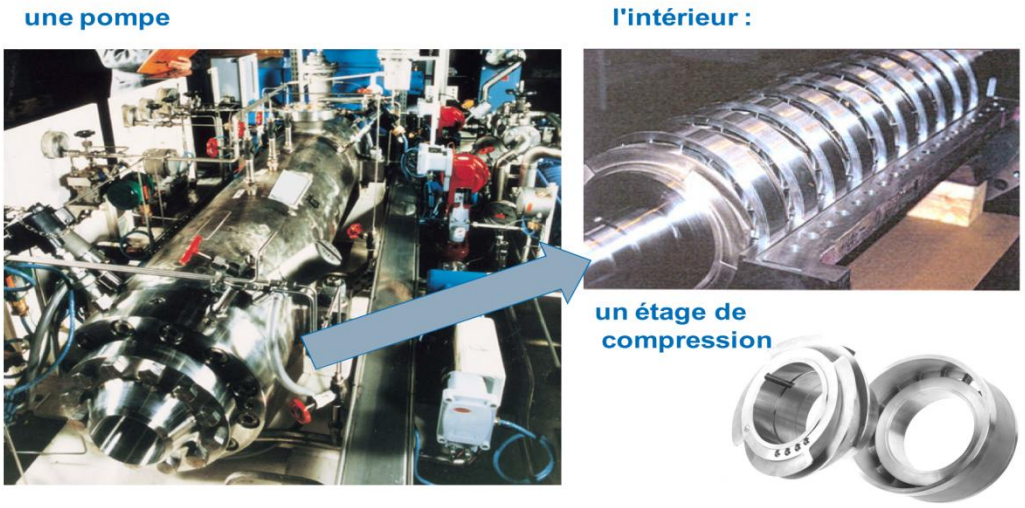


Fig.I.8 : Illustrations d'une pompe polyphasique (source IFPEN)

La forme particulière du rotor proche de celle des inducteurs utilisés dans le domaine du nucléaire et de l'aérospatiale, confère à la cellule de compression ses qualités de compression d'un mélange de gaz et de liquide. En outre, elle accepte la venue d'une quantité raisonnable de sable.

I.6 Les techniques de séparation d'écoulements diphasiques :

- Les séparateurs par pesanteur :

Dans ce type de séparateur, les forces de la gravité commandent la séparation. Plus la vitesse de gaz est faible et plus la taille du séparateur est grande, plus la séparation liquide/gaz est plus efficace.
En raison de la grande taille de l'élément séparateur exigée pour réaliser l'arrangement, ils sont rarement utilisés pour séparer des gouttelettes inférieures à 300 microns.
Par contre, ils sont typiquement utilisés comme premier étage d'un système séparateur pour réaliser la majeure partie de la séparation. Par contre, ils ne sont pas recommandés si une importante efficacité de séparation est exigée.

- Les séparateurs centrifuges :

Dans un séparateur centrifuge (appelé aussi cyclone ou vortex), les forces centrifuges agissant sur la phase liquide sont beaucoup plus importantes que les forces de pesanteur.
Généralement, ils sont utilisés pour enlever les gouttelettes et les bulles d'un diamètre supérieur à 100 microns et, si ils sont correctement dimensionnés, leur efficacité peut descendre jusqu'à des diamètres de 10 microns. en dessous de cette valeur, leur efficacité est médiocre.

- Les éliminateurs de brouillard

Ce type de séparateur utilise le principe de séparation par impact sur une maille de fibre (ou mousse métallique), ils peuvent éliminer des gouttelettes de 1à 5 microns mais ce dispositif est relativement grand car il doit être employé à de basses vitesses pour empêcher la convection du liquide.

- Les séparateurs à aubes (ou à cloisons) :

Les séparateurs à aubes sont constitués de séries de cloisons formant des chemins tortueux traversés par le mélange, ils utilisent également le mécanisme de séparation par impact. Leur efficacité est sensible à la vitesse de l'écoulement, mais ce type de séparateur peut généralement fonctionner à des vitesses plus élevées que les éliminateurs de brouillard.
Leur efficacité permet d'éliminer des gouttelettes liquide d'environ 10 microns et plus. Les séparateurs à aubes sont souvent utilisés comme complément aux éliminateurs de brouillard lorsque la vitesse des gaz excède la vitesse au point design.

Fig.I.9 : Exemple de mousse métallique

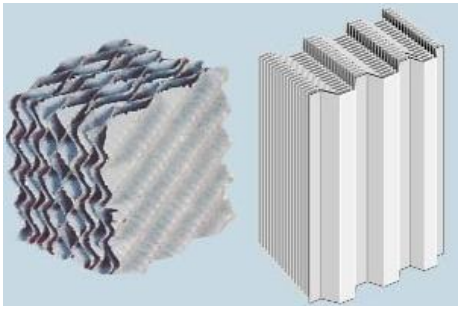


Fig.I.10 : Exemple de séparateur à cloisons

I.7 Inconvénients de pompes diphasiques volumétriques :

Elles sont généralement conçues pour véhiculer des effluents avec un gain en pression important, néanmoins avec des faibles débits, sa conception de base et le design optimisé pour les écoulements axiales caractérisés généralement par un taux de compression élevée en dépit du débit qui est toujours faible. La compression à travers les chambres (impulseur+diffuseur) avec une géométrie et angle d'attaque et de sortie relativement faible contribue à l'atténuation d'impact de déformation de trajectoire de fluide et par conséquent les champs afférents de la vitesse et de la pression.
Malgré la mise en œuvre de ces pompes à l'industrie, elles restent incapables de répondre aux exigences de production manifestée en termes de débit et de pression à la fois.
Un autre inconvénient est lié au système de contrôle compliqué basé sur la prédiction des venues de gaz pour optimiser la vitesse de la pompe ainsi que la boucle de vanne d'aspiration et de refoulement et la boucle de recyclage.
Le rendement est nettement plus petit que celui des pompes centrifuges.
La courbe de puissance à une pente fortement négative demandant une puissance du moteur importante pour pouvoir fonctionner à petit débit.
Les caractéristiques d'aspiration sont médiocres sans l'assistance d'une roue centrifuge placée en tête.

I-8 Applications de la technologie des pompes diphasiques en ALGERIE

L'Algérie a affranchi une expérience qui vient d'être réalisée dans l'industrie du pétrole et de gaz, s'est déroulée à BRN, c'est une pompe hélico-axiale, rotodynamique qui est capable de traiter 03 phases, c'est à dire un mélange de gaz de pétrole et de l'eau de formation pouvant contenir H2S, CO2 et une certaine quantité de matières solides.
La pompe est de marque du constructeur ''Sulzer Pumps'', c'est une pompe polyphasique hélico-axiale normalisée, qui véhicule un fluide triphasique avec un débit (huile, eau et gaz) avec des conditions d'aspiration variables (débit réel en entrée de la pompe) de 22000 barils /j (146 m3/h) jusqu'à 600 000 barils / jour (4000 m3 / h).
Elle est basée sur la dernière seconde génération helicoaxial hydraulique (licence Poseidon) développé par le Poseidon groupe (Institut Français du Pétrole, Total et Stat oïl).
Deux conceptions mécaniques sont disponibles: haute vitesse (jusqu'à 6800, tr/min) et une faible vitesse (en dessous de 4000 TR/MIN). La pompe est une ligne à plusieurs étages avec un boîtier intérieur divisé horizontalement dans un tonneau (Conception cartouche gigogne). (Fig.I.11)
Le fonctionnement de la pompe est complexe repose sur un système de contrôle pour la prédiction des venues de gaz et de liquide afin d'optimiser la vitesse de rotation variable et éviter la dégradation mécanique de la pompe sous effets des vibrations dues aux phénomènes de cavitation et surcharge, la Fig.I.12 illustre une boucle simple typique du système.

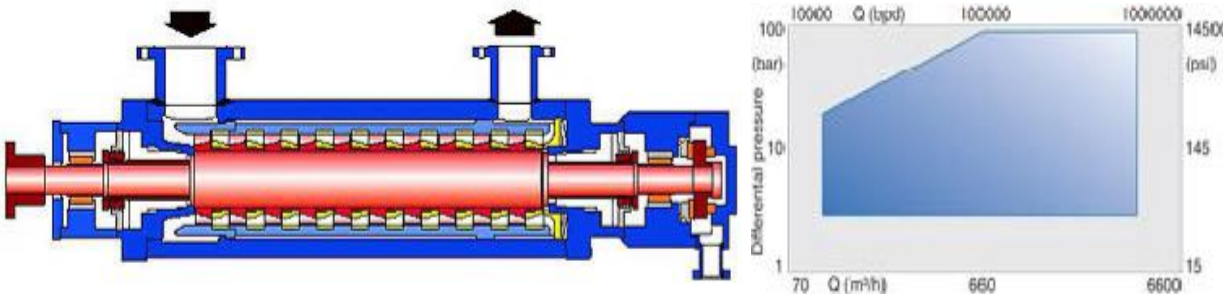


Fig.I.11 : Pompe polyphasique Zulzer installée par SONATRACH à BRN (Hassi Berkine)

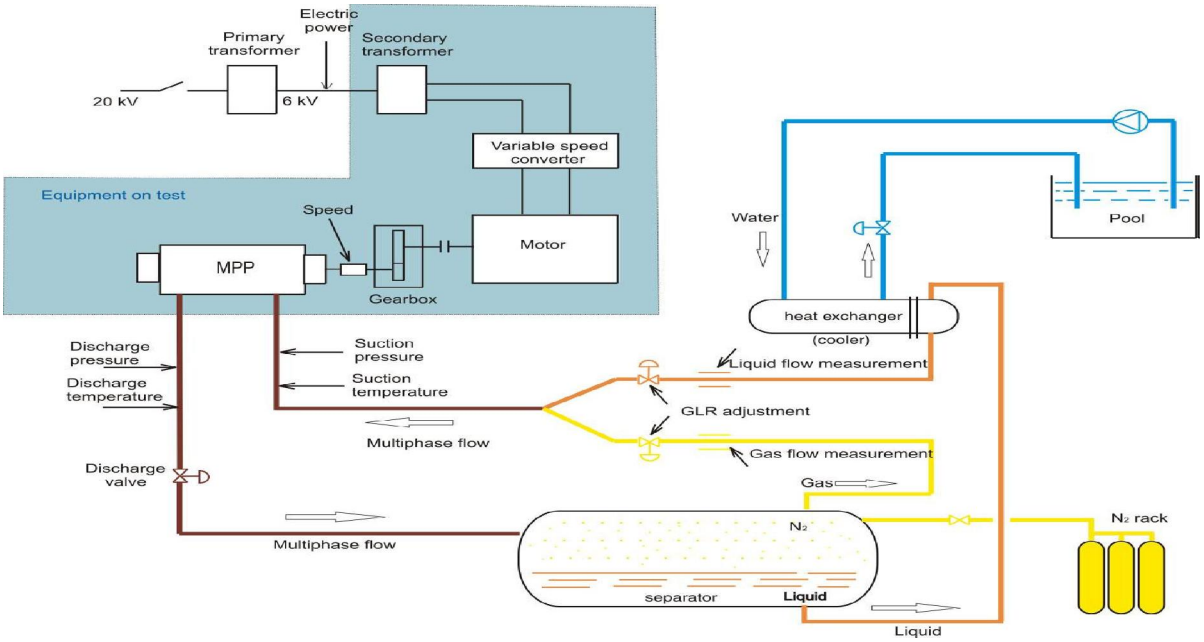


Fig.I.12 : Boucle typique de pompage diphasique.

I.9 Technologie de la pompe centrifuge diphasique perless /Labour Taber :

Dés le lancement de son design en 1966, LaBour TFA Pumps a ciblé trois critères qui doivent être améliorés pour solutionner le problème d'écoulement diphasique à savoir :

- Amélioration de la manipulation de la viscosité de fluide.
- Réduction de la déflexion du rotor d'impulseur, roulements et garniture mécanique.
- Amélioration de la manipulation de l'écoulement diphasique (eau/air).

LaBour TFA Pumps ont remplacé la pompe AINSI-style suite à sa limitation à 8% de manipulation du GVF, la conception de la roue sous forme d'une étoile avec une extension des veines d'aspiration. Ainsi le concept des aubes de sortie caractérisée par une forte inclinaison, toutes ces modifications ont procuré un avantage à cette pompe de manipuler une fraction de GVF importante qui atteint jusqu'à 20%.

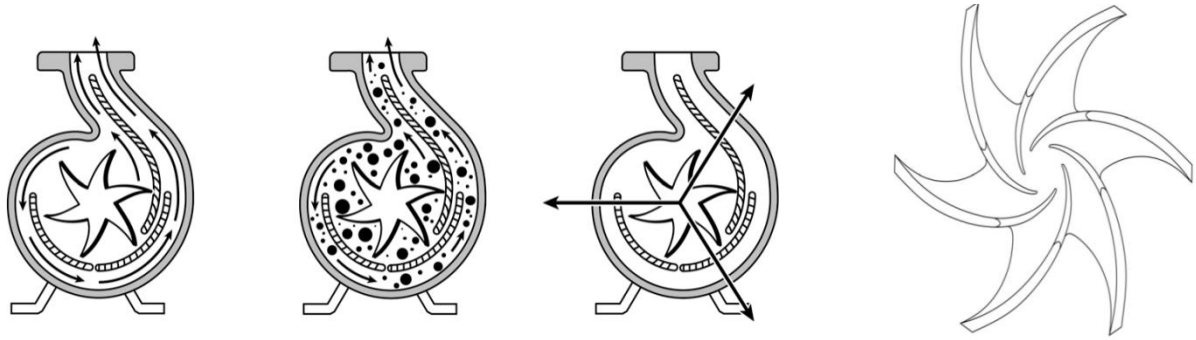


Fig.I.13 : A)- TFA's pompe triple volute B)- impulseur pompe TFA

Chapitre II

Etude Bibliographique

II .1 Introduction :

Le problème des écoulements multiphasiques englobe un vaste champ d'applications, une foule de disciplines technologiques, un spectre étendu de différentes échelles, et une multitude de différentes approches analytiques, dans ce travail, seuls les écoulements diphasiques liquide/gaz seront abordés.
La complexité des phénomènes liés aux écoulements diphasiques fait qu'à l'heure actuelle, la maîtrise de tels écoulements est loin d'être aboutie, tant au point de vue analytique, que numérique et expérimental.
Trois principaux domaines où les processus industriels ont marqué un développement important de recherche théorique et expérimentale sont concernés par les écoulements diphasiques liquide/gaz [2] :

- Génie nucléaire : pour prévoir le comportement des circuits de refroidissement des réacteurs nucléaires en fonctionnement nominal (en régime transitoire ou en évolution accidentelle), la connaissance approfondie de la thermohydraulique des écoulements diphasiques est nécessaire. En particulier, il s'agit de prévoir le comportement des pompes de circulation de l'eau de refroidissement sous l'effet d'une vaporisation du liquide.

- Génie chimique : notamment pour augmenter les surfaces d'échange liquide/gaz pour favoriser les réactions chimiques.

- Génie pétrolier : les écoulements liquide/gaz sont fréquemment rencontrés surtout dans l'exploitation des gisements. En exploitation naturelle, le pétrole est extrait sous l'effet de la pression exercée par le gaz sur le liquide, et en exploitation assistée, on injecte du gaz sous pression dans la poche du gisement et en particulier au niveau des unités de traitement et les stations de transport dont la présence d'un effluent diphasique a un impact néfaste sur les compresseurs et les pompes.

D'autres applications plus spécifiques des écoulements diphasiques sont les pompes à chaleur, les machines frigorifiques, les pompes du type gaz lift, etc.

II. 2 Les écoulements diphasiques : notions essentielles :

La propriété la plus importante d'un écoulement diphasique est sa configuration, c'est-à-dire les caractéristiques géométriques des interfaces séparant le gaz et le liquide. En principe, celle-ci est déterminée par les conditions aux limites imposées et la géométrie du système ; dans le cas où toutes les conditions aux limites ne sont pas connues (par exemple les conditions d'injection, la turbulence à l'amont du système), la configuration est déterminée par l'observation ou parfois peut être prévue.
On distingue trois configurations élémentaires :

- Configuration dispersée : la phase dispersée forme de petites inclusions (bulles si c'est du gaz, gouttes si c'est du liquide) dans l'autre phase appelée phase continue.

- Configuration séparée : les deux phases n'ont qu'une seule interface commune, dans une conduite on distingue le cas où les deux phases sont en contact avec la paroi (stratifiée) ou seulement l'une (annulaire).

- Configuration intermittente (à bouchons, à poches) : les phases se succèdent alternativement dans une section de l'écoulement, ce type n'existe que dans les conduites ou les colonnes.

Le plus souvent, il y a combinaison des trois formes élémentaires.
La figure II.1 montre les cas les plus courants pour l'écoulement dans une conduite.
Différents types de mélange liquide/gaz peuvent être distingués au regard du comportement du fluide diphasique :

- gaz insoluble dans le liquide qui pénètre dans la pompe avec le liquide.
- gaz initialement dissous dans le liquide qui se vaporise sous une diminution de pression.
- le liquide lui-même se vaporise sous une diminution de pression et/ou une augmentation de la température.

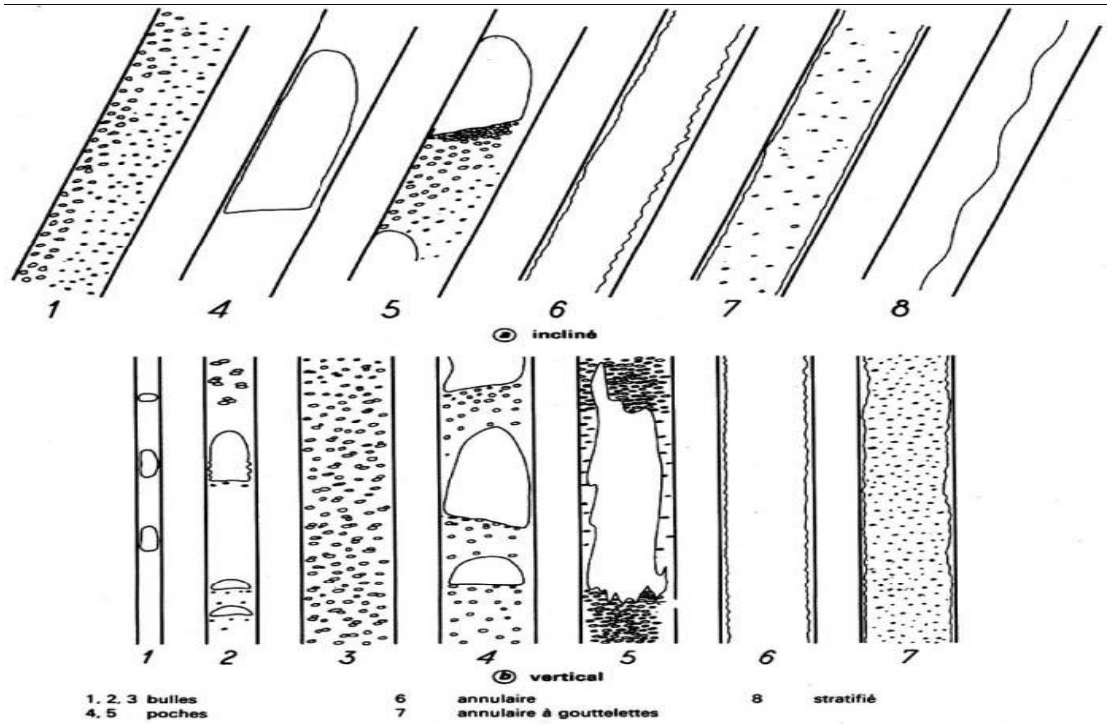


Fig.II.1 : Les différents régimes d'écoulements Diphasiques

Les différents régimes d'écoulements, turbulent ou laminaire dans une ou deux phases stationnaire ou instationnaire, est aussi un facteur important.
L'aspect souvent fluctuant, localement, d'un écoulement diphasique doit être distingué de l'instationnarité mécanique :
Un écoulement est stationnaire si les conditions aux limites (vitesses, pressions) sont indépendantes du temps, les moyennes statistiques effectuées sur les fluctuations sont alors également indépendantes du temps.
Les transferts de masse, de quantité de mouvement et d'énergie entre phases, en général imposés par les conditions aux limites, sont d'une grande importance.
Lorsqu'ils sont faibles, le système peut être considéré comme une suite de quasi-équilibres évoluant lentement avec le temps ou avec une coordonnée d'écoulement.
Si l'écoulement ne présente pas de grosses poches de gaz accumulées localement, l'hypothèse d'un comportement isotherme des bulles d'air est valable.

La stabilité des écoulements diphasiques est souvent précaire, dont la configuration change alors avec le temps ou avec la coordonnée d'écoulement. On observe des instabilités dynamiques (apparition de bouchons dans les conduites par exemple), interraciales (coalescences) ou thermiques (auto-vaporisation, assèchement de paroi).
Les fluides sont déterminés par leurs variables d'état thermodynamiques, on peut prendre par commodité la pression P et la température T.
Les propriétés physiques sont alors déterminées : masse volumique ρ, viscosité dynamique μ et divers coefficients thermodynamiques (chaleurs massiques, coefficients de dilatation, etc.).
On supposera le plus souvent que le gaz ou la vapeur est un gaz parfait d'équation d'état :

$$P_G = \rho_G \, r \, T_G \qquad (II.1)$$

et que le liquide a une masse volumique ρ constante si la température ne varie pas.

II. 3 Le pompage d'écoulements diphasiques :

Les écoulements diphasiques ont été principalement étudiés par les secteurs nucléaire, chimique et pétrolier. Cette section s'intéressera plus particulièrement au pompage de tels écoulements qui fut l'objet d'une recherche intensive de la part du secteur nucléaire. En effet, dès la fin des années 70 et au début des années 80, de nombreuses recherches théoriques expérimentales ont été effectuées sur des pompes centrifuges sous un écoulement diphasique, afin de prédire le comportement des pompes de circulation du réfrigérant des centrales nucléaires sous l'effet d'une dépressurisation du circuit de refroidissement (accompagnée d'une vaporisation du fluide réfrigérant).
Historiquement, des modèles empiriques et semi-empiriques furent développés par interpolation des courbes de données expérimentales. Au fur et à mesure des années, ces modèles se diversifièrent et s'enrichirent en tenant compte des effets de température, de compressibilité, de condensation, etc.

Comptons parmi les précurseurs en matière de pompage d'écoulement diphasique :
Olson, 1974 [3] ; Winks et Parks, 1977 [4] ; Wilson, D. G., 1979 [5] ; Zakem, S. (1980 [6]), Mikielewicz J. (1978 [7]), Mura-kami, M. et Minemura, K. (1974 [8]), Chen T. H. et Quapp (1980)[22].
Un grand nombre de recherches expérimentales furent ainsi réalisées pour prédire le comportement de pompes centrifuges sous des conditions d'écoulements diphasiques. Cependant, la majorité des études mit en œuvre des modèles réduits de pompes fonctionnant, dans de nombreux cas, avec un mélange eau/air basse pression.
Ces précurseurs furent rejoint par :
Kim, J. H. qui présenta en juin 1983: "Perspectives on Two-Phase Flow Pump Modeling for Nuclear Reactor Safety Analysis"[39].
Furuya en 1985 [9] avec :"'An Analytical Model for Prédiction of Two-Phase (Non condensable) Flow Pump Performance"' qui est toujours à l'heure actuelle un article référence en matière de pompage d'écoulement diphasique. Furuya développa ainsi un modèle analytique pour prédire la perte de hauteur manométrique totale lorsqu'une pompe fonctionne sous des conditions d'écoulement diphasique.

Ce modèle tient ainsi compte de la géométrie de la pompe, de la fraction de vide, du glissement entre la phase liquide et gazeuse mais néglige la compressibilité du gaz et les effets de condensation.
Il s'exprime sous la forme d'une simple formule. Les résultats furent validés par comparaison à des tests sur deux prototypes. Plus tard (1987), Furuya développa un autre modèle tenant compte des effets de condensation.
D'autres grandes études suivirent plus tard avec Chan, A. M. C. (1991 [10], 1999 [11]), Noghrehkar, G. R. (1992 [12]), Poullikkas, A. (1996 [13]).
Chan fit de nombreuses expérimentations sur des pompes de réacteur nucléaire. Les résultats furent également utilisés par Noghrehkar pour développer et valider un autre modèle analytique de pompe diphasique.
De son côté, Poullikkas développa un modèle analytique pour prédire la hauteur manométrique totale d'une pompe sous un écoulement diphasique tenant compte des effets de compressibilité et de condensation de la phase gazeuse[14].

Une des principales conclusions de ces recherches est la chute de la performance des pompes lorsque la fraction de vide dépasse un seuil critique.
A ce sujet, deux explications ont été avancées [13]. La première cause possible est que, quand la fraction de vide dépasse un certain seuil, l'écoulement dans les canaux inter-aubes de la pompe se stratifie à cause de l'important gradient de pression transversal.
Cette stratification engendre une déviation de l'écoulement au niveau de la section de sortie, ce qui implique, à son tour, une chute des performances de la pompe.
D'autre part, la taille des bulles est un paramètre important de la stratification de l'écoulement car plus les bulles sont grosses, plus la différence entre la vitesse de la bulle et celle du liquide est importante. Or, plus cette différence de vitesse est grande, plus la stratification sera aisée. Donc, la chute de performance de la pompe dépend de la taille des bulles et de la séparation de l'écoulement dans les canaux inter-aube

Une seconde explication à ce phénomène (qui est la plus souvent exposée en présence de cavitation) est basée sur l'observation suivante : les bulles de vapeur (ou de gaz) grandissent en entrant dans la pompe et implosent ensuite en atteignant une zone de haute pression dans les canaux inter-aubes.
Le mouvement du liquide induit par cette augmentation de volume et cette implosion engendre un rétrécissement de la section de passage de l'écoulement.
Certains auteurs ont suggéré que la chute de performance due à la cavitation pourrait être due à la chute de pression dans ce rétrécissement.

II .4 La cavitation :

Même si le fluide à l'entrée de la pompe est purement liquide, des bulles de gaz et de vapeur peuvent apparaître. En effet, à l'endroit où la vitesse du liquide devient importante (par exemple au voisinage d'une pale d'une pompe ou d'une hélice), une dépression se crée.
Si cette dépression est suffisamment élevée, la pression peut devenir inférieure à la pression de vapeur saturante, et une bulle de vapeur est susceptible de naître, ce phénomène est la cavitation.

Fig.II.2 : phénomène de cavitation dans le cas d'une hélice

La cavitation est donc un cas particulier d'écoulement diphasique liquide/gaz.
Elle est encore, à l'heure actuelle, le sujet de nombreuses recherches en vue de prédire la naissance et le mouvement des bulles de gaz. Beaucoup d'études tentent de développer des outils de CFD permettant la modélisation de la cavitation. Celles-ci se basent généralement sur une analyse théorique et expérimentale (avec visualisation des bulles de cavitation).Les effets de la cavitation justifient cet intérêt [15] :

- Erosion de cavitation : sous certaines conditions de fonctionnement de la près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue.

- Bruit de cavitation : la première manifestation d'une pompe qui cavite est le bruit, qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement.
  Ce bruit hydraulique généré par la cavitation excite ensuite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci. Les tuyauteries, à leur tour, rayonnent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. Cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit rayonné par les pompes.

- Pertes de performances : Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance) qui les rendent inutilisables.

- Vibrations : Lorsque les poches de vapeur à l'entrée de la pompe atteignent une dimension importante vis-à-vis de la taille de la pompe, une augmentation du niveau vibratoire due à la cavitation peut se rencontrer. Parfois, on peut également avoir des interactions entre la pompe en régime de cavitation et le circuit sur laquelle elle débite.

La cavitation est un sujet extrêmement vaste qui ne sera pas approfondi dans ce travail. Il est néanmoins important de garder à l'esprit les conséquences de ce phénomène qui peut jouer un rôle important dans le fonctionnement d'une turbopompe.

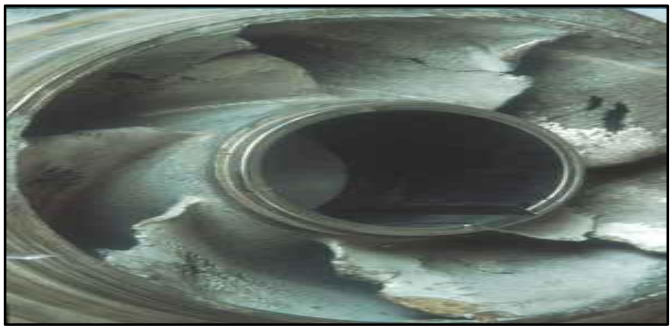


Fig.II.3 : Illustration du phénomène d'érosion lié à la cavitation

II.5 Développement du pompage diphasique :

Gruselle François [16], dans le cadre de développement d'un prototype SIPDA 2006/2007 a travaillé sur Le projet de développement d'un premier prototype SIPDA (Scavenge Integrated Pump and Desaerator) il s'agit d'un banc d'essai permettant de tester son efficacité.

Le premier prototype est conçu pour fonctionner sous un mélange eau/air car l'eau à température ambiante a une masse volumique similaire à l'huile à une température de 90°C. Le choix de l'eau est dû à la possibilité de travailler à température ambiante et avec du plexiglas pour permettre la visualisation de l'écoulement.

Le SIPDA doit donc servir à pomper un mélange eau/air et à séparer ces deux phases. Le banc d'essai doit alors être conçu pour simuler ces conditions de fonctionnement.

La pression à l'entrée de la pompe doit valoir au maximum 3 bars.

Etant donné que le SIPDA a pour but de séparer les deux phases de l'écoulement, il possède deux sorties : une sortie en "air" et une sortie en "eau".

Dans le cas idéal, la sortie en "air" recevra uniquement de l'air pur tandis que la sortie en "eau" recevra uniquement de l'eau pure. En réalité, en particulier pour les premiers prototypes, les sorties du SIPDA risquent de ne pas être purement monophasiques.

Le premier prototype SIPDA est une turbopompe centrifuge. Le mélange eau/air y pénètre axialement et est ensuite dévié dans la direction radiale. En théorie, l'eau doit ressortir par la volute tandis que l'air est évacué par des canaux percés au niveau du disque arrière.

La sortie de la volute est conduite vers la cuve de décantation tandis que la sortie des canaux pour l'air est dirigée vers le vortex.

Hormis la présence de canaux de sorties pour l'air, ce prototype est exactement semblable à une pompe centrifuge traditionnelle. Il comprend un œillard d'entrée, un rouet comprenant 4 aubes et une volute.

Les caractéristiques de la pompe sont les suivantes :

Diamètre de la section d'entrée : 56 mm; Diamètre du rouet : 200 mm; Nombre d'aubes:4

Angle d'attaque des aubes : 40° ; Angle de sortie des aubes:60°;Hauteur des aubes:40mm

La figure ci-dessous illustre la pompe sous design en plexiglace pour visualisation d'écoulement.

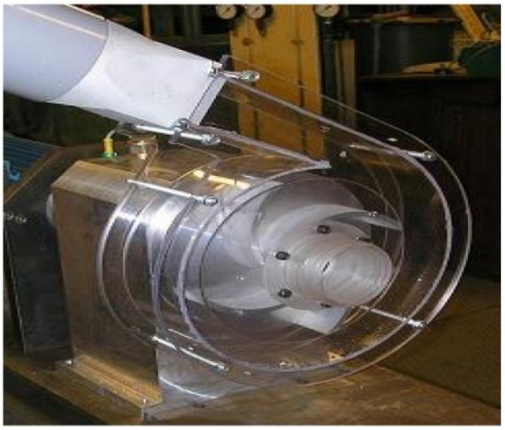


Fig.II.4 : Premier prototype SIPDA

Les tests effectués par (Gruselle François [16] 2006/2007) ont montré que lorsque la pression dans la pompe s'élève légèrement (0,35 bar de pression relative), les joints en silicone au niveau de la volute cèdent et laissent échapper de petits jets d'eau. Ainsi, il fut impossible de mesurer les caractéristiques de la pompe à 3000 tr/min car, dans ce cas, l'élévation de pression était trop forte. Ainsi, seulement quelques essais à 1000 tr/min ont été réalisés.
La figure II.5 montre la caractéristique de la pompe fonctionnant en eau pure.

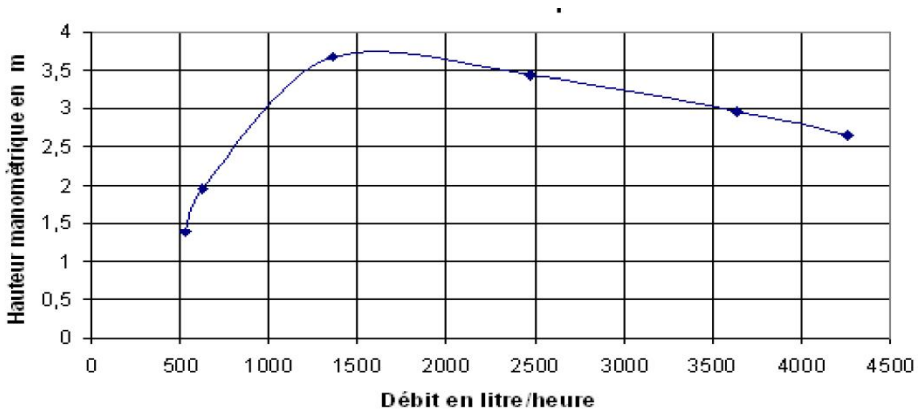


Fig.II.5 : Caractéristique du premier prototype SIPDA (eau pure, 1000 tr/min).

La chute de hauteur d'eau à faible débit est due à l'apparition de fuites importantes lors de l'élévation de la pression à l'intérieur de la pompe. La deuxième raison de cette chute de hauteur d'eau est la présence d'une grande quantité d'air qui a réussi à pénétrer dans la pompe lors des 2 mesures à faible débit (sans doute au niveau des fuites).

II.5.1 Essais en mélange diphasique :

Malgré les fuites présentes dans ce premier prototype, des tests en écoulements diphasiques ont été effectués. Les débits d'air et d'eau sont réglés grâce à des vannes présentes dans les circuits d'entrée. Le ratio air/eau peut ainsi être déterminé. La pression dans l'enceinte dépend du réglage du détendeur situé après le débitmètre à air.

Une première constatation des essais en diphasique est la difficulté d'amorçage de la pompe si la quantité d'air est trop importante. Ainsi, pour éviter ce problème, le débit d'air est augmenté progressivement après que la pompe soit amorcée.
Une autre observation est la mauvaise séparation de l'écoulement dans la roue.
En effet, la roue constitue une zone de forte turbulence où le fluide est mélangé plutôt que séparé (Fig. II.6).

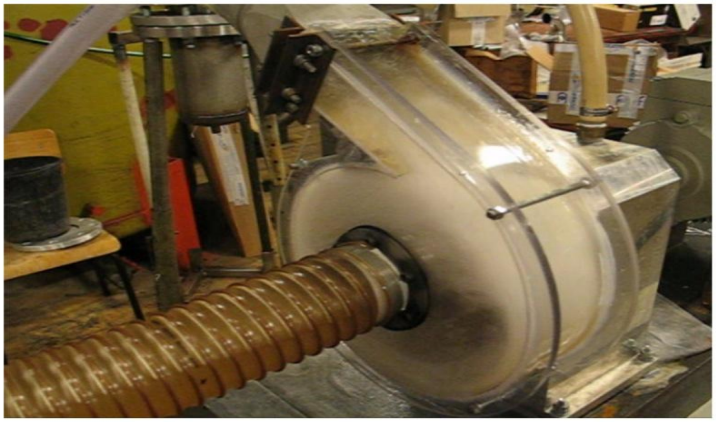


Fig.II.6 – Essai en mélange diphasique du premier prototype SIPDA

Des bulles d'air sont ainsi présentes à la sortie de la volute et des gouttelettes d'eau apparaissent au niveau de la sortie air, en particulier si la vitesse de rotation est inférieure à 1000 tr/min.
Une dernière observation est la difficulté d'évacuer les bulles d'air présentes au démarrage de la pompe. Une partie de cet air reste piégé à l'intérieur de la pompe ; certaines grosses bulles s'échappent par la volute, une autre partie est évacuée par la sortie "air". Mais l'air piégé dans la pompe provoque de fortes vibrations entraînant aussi une dégradation des performances de la pompe.
Malheureusement, aucun résultat quantitatif n'a pu être obtenu à cause des problèmes de fuites car la vitesse de rotation et la pression dans la pompe devaient rester faible et le temps de fonctionnement avant l'apparition de multiples fuites était très courte.
Au vu de ces résultats décevants, ce prototype a été abandonné pour se lancer dans le développement d'un nouveau prototype de pompe hélico-radiale.
Aussi Gruselle François [16] a procédé à une étude numérique de l'écoulement dans le SIPDA vient compléter l'expérimentation sur banc d'essai. pour donner un aperçu des possibilités de calcul de l'écoulement dans le SIPDA. Seulement des simulations en fluide monophasique ont été réalisées. L'étude numérique du régime diphasique n'a pas été abordée, il a utilisé un logiciel de calcul (STAR-CD) permettant la simulation de l'écoulement dans le premier prototype SIPDA pour un fluide incompressible monophasique.
Quatre types de simulations ont été effectués par [16] :
Deux avec des fluides incompressibles de masses volumiques différentes et deux pour des vitesses de rotation différentes. Les résultats de ces simulations ont été validés par plusieurs observations sur les champs de vitesse et de pression statique ou totale.

II.5.2 Courbes caractéristiques en régime diphasique en ESP :

Afin d'illustrer d'une manière générale le comportement d'une pompe polyphasique en fonction des paramètres caractéristiques de sa courbe tout en représentant le gain de pression, la puissance et le rendement en fonction du débit volume en variant la fraction du GVF et déduisant la variation de ses performances comme indiqué sur la figure ci-dessous.

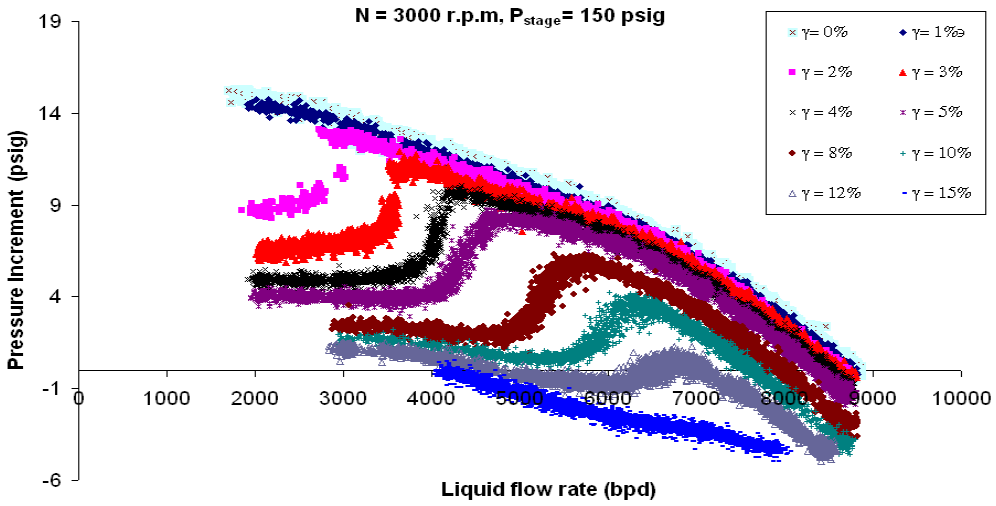


Fig.II.7 : Gain de pression d'une pompe en fonction du débit liquide (Gamboa, 2005)[29}.

La figure II.7, représente le gain de pression d'une pompe ESP en fonction du débit liquide pour différente valeurs de la fraction volumique de gaz (GVF). Elle illustre l'impact du GVF sur les performances réelles d'une pompe centrifuge. On voit bien en premier lieu que pour un débit de liquide fixé, le gain de pression diminue lorsque la fraction de gaz augmente. En second lieu, on note que pour un GVF donné, le gain de pression chute à débit partiel. On distingue clairement un comportement de transition qui se traduit par un changement de pente de la courbe du gain de pression pour un débit donné. Enfin on peut constater, pour cette pompe, que le gain de pression devient nul voire négatif à partir d'un GVF de 12%. Une fraction de gaz trop importante procure à la pompe un comportement de turbine, avec une consommation de l'énergie de pression du fluide.

II.5.3 Efficacité diphasique :

Pour tenter de traduire ces phénomènes, IFPEN a introduit un paramètre pour caractériser les modifications des performances pour l'appliquer au cas des étages de la pompe polyphasique de type Poséidon. Ce paramètre, appelé efficacité diphasique et noté Ec, traduit la dégradation des performances due à la présence d'un mélange gaz/ liquide dans la cellule de compression. Il est défini comme étant le rapport du gain de pression réel $\Delta P_{réel}$réel et du gain de pression idéal $\Delta P_{idéal}$ idéal.

$$E_C = \frac{\Delta P_{réel}}{\Delta P_{idéal}} \qquad (II-2)$$

Dans cette relation, ΔP idéal représente l'élévation de la pression subie par un fluide fictif dont la masse volumique serait équivalente à celle d'un mélange homogène de gaz et de liquide, dans une fraction volumique de gaz connu.
D'un point de vue physique, l'efficacité diphasique traduit la dégradation de performances de la pompe, liée entre autres à une mauvaise qualité du mélange dans les cellules de compression.
Des travaux expérimentaux menés dans les années 90 ont permis à IFPEN de corréler l'évolution de ce paramètre fondamental en fonction des conditions opératoires mesurées à l'entrée de la pompe :
Pression du mélange, GLR (rapport volumique du débit de gaz et débit de liquide),
Vitesse de rotation, Débit total.
L'impact de ces deux derniers paramètres sur l'efficacité diphasique est considéré, pour l'instant, comme étant du second ordre.
Dans ces conditions, l'efficacité diphasique fait appel aux aspects thermodynamiques du mélange gaz- liquide considéré. Prise comme telle, elle est incapable de restituer ou d'expliquer la modification des courbes telles que celles présentées en figure II.7 pour une machine centrifuge. Il en est de même pour les machines axiales de type "Poséidon".
En effet, le modèle qui établit l'évolution de l'efficacité diphasique est, en particulier, basé sur des essais de deux pompes appelées P300 et P200, réalisés dans les années 90. L'évolution de l'efficacité diphasique Ec en fonction du GLR mesuré à l'entrée d'un étage de compression est donnée sur la figure II.8 .

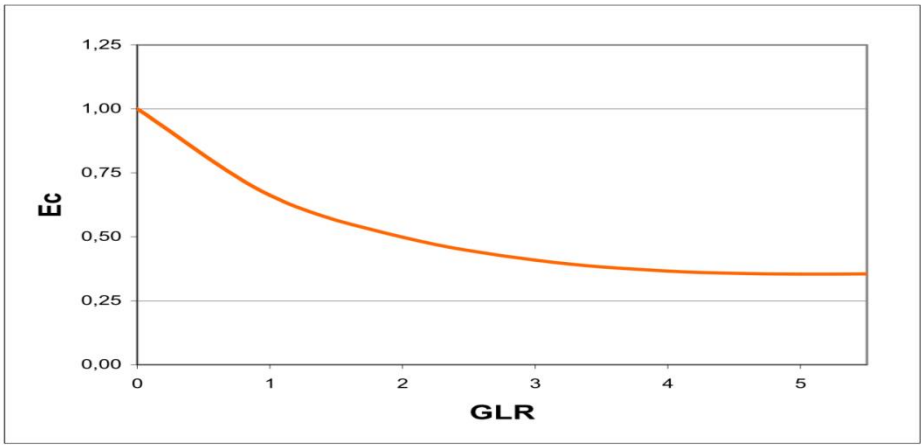


Fig.II.8 : Efficacité diphasique en fonction du GLR (source IFPEN)

Bien que des lois empiriques n'aient pas encore été clairement définies, nous sommes parti du principe que la prise en compte des modifications des angles dans la pompe et en particulier ceux de sortie pouvait expliquer les valeurs de l'efficacité diphasique Ec pour une géométrie de pompe donnée et plus particulièrement de celle du rotor.
Nous nous sommes donc limités à tenter de comprendre et d'évaluer les évolutions de la courbe donnée pour les points de fonctionnement considérés proche du point nominal sur tout qu'aucune configuration géométrique n'est disponible ainsi les conditions opératoires du test.

Pour ces raisons, nous présentons, les résultats issus de la littérature, concernant les modifications des structures globales des écoulements en présence de bulles dans les passages inter aubes de différents types de machines.

Il existe dans la littérature plusieurs études portant sur la caractérisation des évolutions de pression réalisé par des pompes centrifuges en écoulements diphasiques, généralement avec de l'eau et de l'air [17]. Quelques-unes concernent les machines mixtes et/ou centrifuges (pompes hélico-centrifuges), très peu traitent du cas des pompes axiales.

Ces études présentent pour l'essentiel, des résultats de simulations numériques menées avec des codes commerciaux de type CFX. Dans ces études, les auteurs font des hypothèses sur la physique responsable de la dégradation des performances de la pompe mais ils ne la quantifient pas. Certains auteurs ([18], [19], [20]) ont cependant mis en évidence la dépendance des performances en fonction des paramètres géométriques de la pompe ou en fonction des conditions d'entrée comme par exemple le diamètre des bulles et le GVF.

II.5.4 Cas des pompes centrifuges :

Zhou et al. (2003) [21], ont étudié un écoulement monophasique en eau dans trois pompes centrifuges de géométries différentes.

La première pompe notée M1 est une pompe possédant quatre aubes non vrillées.
La pompe M2 est une pompe dont la roue comporte six aubes vrillées et dont l'épaisseur est constante du bord d'attaque au bord de fuite.
La pompe M3 est une pompe dont les six aubes sont vrillées mais dont l'épaisseur varie du bord d'attaque au bord de fuite.
L'étude porte sur les résultats des simulations numériques de l'écoulement interne à l'aide du code commercial CFX, en utilisant le modèle standard de turbulence (modèle k-ε), le débit de meilleur rendement de chaque pompe à une vitesse de rotation de 1450 tr/min est :

Pompe M1: Q= 10 m^3/h

Pompe M2: Q= 180 m^3/h

Pompe M3: Q= 40 m^3/h

Les figures II.9, II.10 et II.11 montrent les courbes de hauteur manométrique en fonction du débit pour chacune des pompes.

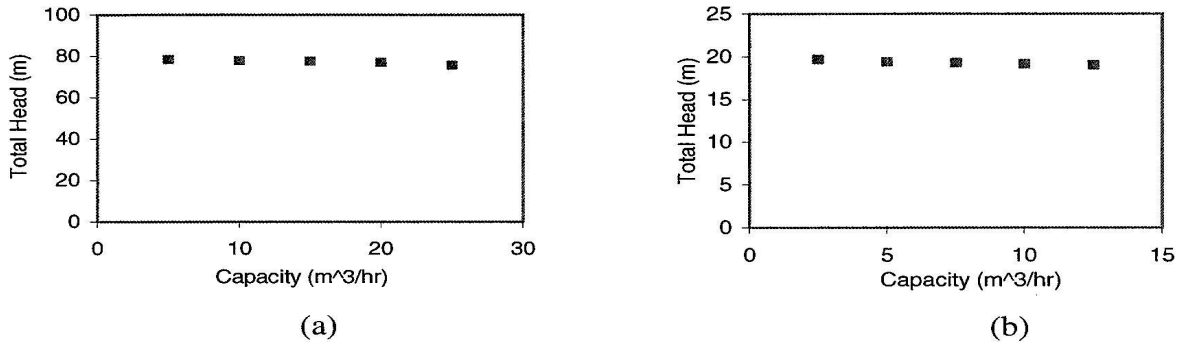


Fig.II.9 : Hauteur manométrique en fonction du débit pour la pompe M1.
a) N=2900tr/min b) N=1450tr/min (Zhou et al. 2003 [21])

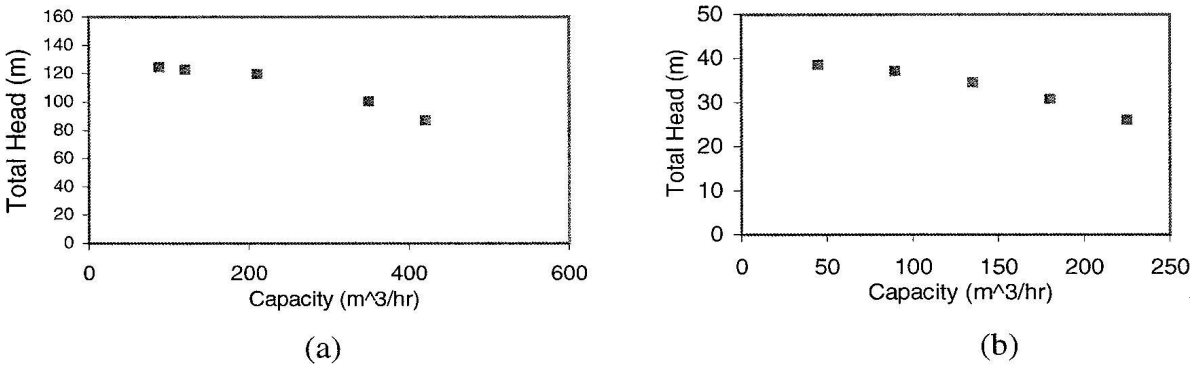


Fig.II.10 : Hauteur manométrique en fonction du débit pour la pompe M2.
a) N=2900tr/min b) N=1450tr/min (Zhou et al. 2003 [21])

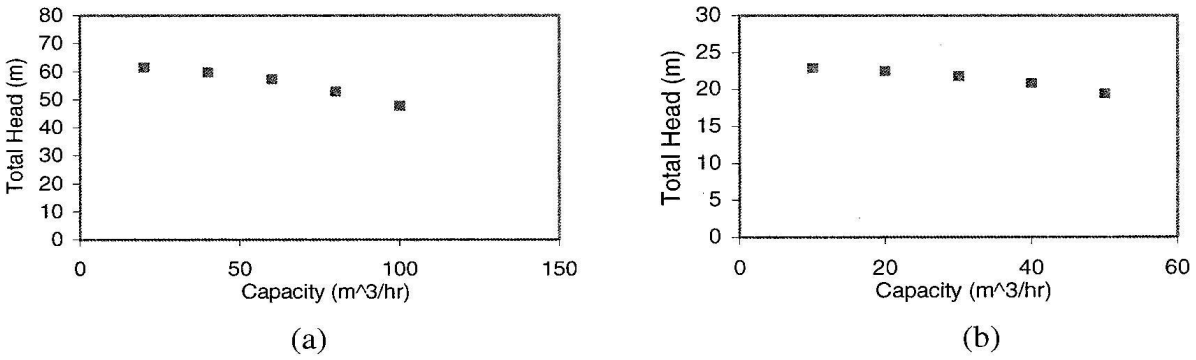


Fig.II.11 : Hauteur manométrique en fonction du débit pour la pompe M3.
a) N=2900tr/min b) N=1450tr/min (Zhou et al. 2003 [21])

Les courbes de hauteur manométrique pour les pompes M1, M2 et M3 suivent bien la tendance de la courbe théorique obtenue à partir du travail d'Euler (figure II.12). C'est à dire que le gain de pression diminue lorsque l'on augmente le débit.

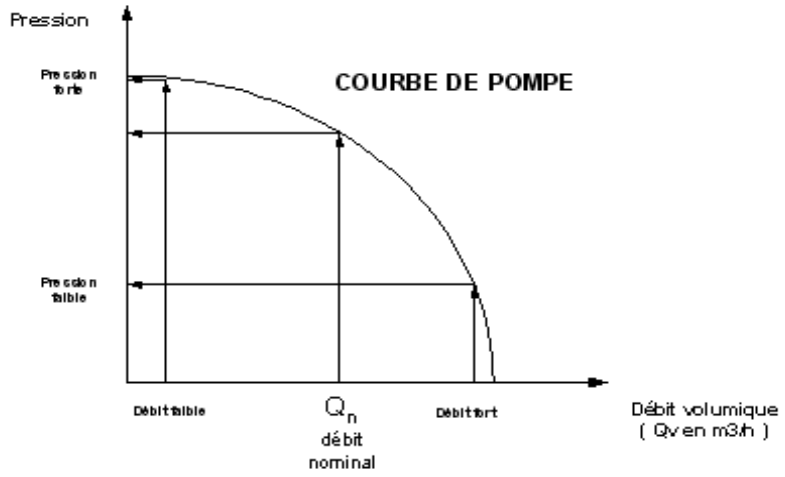


Fig.II.12 : Hauteur manométrique théorique d'une pompe

La pompe M1 présente une courbe de hauteur manométrique qui possède une pente beaucoup plus faible que celle des pompes M2 et M3. Nous pouvons attribuer cette tendance de la pompe M1 au fait que ces aubages sont non vrillés.

Ces résultats préliminaires montrent que les performances d'une pompe avec des écoulements monophasiques dépendent fortement de leur géométrie, comme l'on peut s'y attendre en analysant l'expression donnant le travail théorique d'Euler. Signalons toutefois que les trois pompes étudiées par les auteurs ne sont pas géométriquement semblables c'est-à-dire qu'elles n'ont pas la même vitesse Spécifique Ns.

$$Ns = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad (II.3)$$

Ici N est la vitesse de rotation en tr/min, Q le débit volumique en l/s et H, la hauteur manométrique en mètre.

Avec ce système d'unités, la pompe M1 à un N_s=121, la pompe M2 à un N_s =320 et la pompe M3 à un N_s = 220.

On peut donc affirmer, que les performances de ces machines en écoulements diphasiques gaz /liquide dépendront, pour des conditions d'entrée fixées, des géométries de ces pompes, en particulier des angles géométriques en entrée et en sortie, de la cambrure des aubages, et de l'angle de calage. Les performances réelles en écoulement diphasiques seront alors déduites par des écarts par rapport aux caractéristiques en écoulement monophasique équivalent.

Chen et al (1980) [22] ont étudié numériquement et expérimentalement l'écoulement diphasique de deux pompes centrifuges (FAST loop pump et CE/EPRI pump) ayant respectivement des vitesses spécifiques proches l'une de l'autre et de valeurs respectives de 2540 et 2574 (valeurs données avec le même système d'unités que ci-dessus).

Mais ces deux pompes ont des paramètres géométriques tels l'angle d'écoulement en sortie et la forme des aubages (implicitement la cambrure) différents. Ils ont ainsi montré que les hauteurs manométriques de ces deux pompes varient de façons différentes en fonction du taux de vide comme le montre la figure II.12.

Ainsi la figure II.13, représentant le rapport de la hauteur manométrique réelle et de la hauteur manométrique mesurée en fonction du taux de vide GVF montre que des

pompes ayant la même vitesse spécifique peuvent avoir des comportements en écoulements diphasique absolument différents.
En particulier on note que la pompe Fast loop subit une dégradation des performances bien plus tardivement que la pompe CE/EPRI lorsque l'on augmente la fraction volumique de gaz.

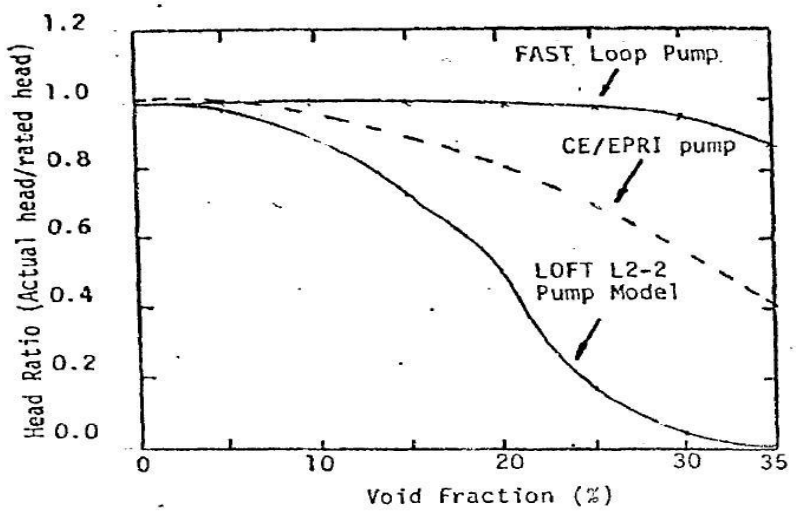


Fig.II.13 : Comparaison de la hauteur manométrique de deux pompes de même Ns (Chen et al. 1980 [22])

Furuya (1985) [23] a développé un modèle analytique pour prédire les performances des pompes centrifuges opérant dans des conditions d'écoulements diphasiques. En effet, en partant d'une méthode unidimensionnelle de volume de contrôle, le modèle prend en compte la géométrie de la pompe, la fraction volumique, le glissement et le régime d'écoulement (implicitement le diamètre des bulles et le coefficient de traînée). Il propose ainsi que le gain d'énergie de l'écoulement apporté par la pompe fonctionnant en écoulement diphasique peut s'écrire à partir du gain d'énergie en écoulement monophasique :

$$\Delta H_{tp} = \Delta H_{sp} - \Delta H_w - \Delta H_s - \Delta H_\alpha \qquad (II.4)$$

Où ΔH_{sp} est l'énergie reçue par le fluide en monophasique liquide. ΔH_w, ΔH_s et ΔH_α sont respectivement la perte d'énergie attribuée à l'augmentation de la vitesse de l'écoulement due à la giration du fluide, la perte d'énergie due au glissement et la perte due à la fraction volumique.

La forme de l'équation (II.4) permet de confirmer trivialement que le niveau de surpression réalisé par une pompe en écoulement diphasique est plus faible que celui en monophasique. En outre, le terme ΔH_w traduit l'effet du bilan des accélérations de la phase continue sur la phase dispersée, le terme ΔH_s traduit la trainée de la bulle et le terme ΔH_α traduit la modification de la masse volumique du mélange.

II.5.5 Physique du phénomène de dégradation de performance :

Certains auteurs ([24], [25], [26], [27]) tentent d'expliquer la physique responsable de la dégradation de performance au moyen des forces qui agissent sur les bulles de gaz avec une analyse de l'effet du diamètre des bulles de gaz, de la pression d'aspiration et du GVF sur cette dégradation.
Ainsi, dans leur article intitulé "A theoretical study on air bubble motion in a centrifugal pump impeller", Minemura Kiyoshi et Murakami Mitsukiyo (1980) [25] émettent une théorie sur le mouvement des bulles dans une pompe centrifuge et identifient cinq forces qui gouvernent le mouvement des bulles. Ils étudient les trajectoires de particules élémentaires de la phase continue (ici de l'eau) dans une roue aubée sur la base des équations de mouvement. Puis une bulle d'air de petit diamètre est placée libre dans ce champ d'écoulement.
Les équations de mouvement sont déduites en supposant que le champ d'écoulement n'est pas affecté par la présence de la bulle. Les équations sont ensuite résolues numériquement pour trouver la trajectoire de la bulle dans l'eau.

Équation de mouvement des bulles :

En supposant qu'il n'y a ni transfert de masse, ni transfert de chaleur, l'équation de mouvement, dans un repère absolu, d'une bulle d'air de masse M en mouvement dans l'eau avec une vitesse $V_{b,a}$ s'écrit:

$$M\left(\frac{D_a\vec{V}_{b,a}}{Dt}\right) = \vec{F}_d + \vec{F}_{\nabla p} + \vec{F}_y + \vec{F}_v + \vec{F}_B \qquad (II.5)$$

Où

- $\vec{V}_{b,a}$: vitesse de la bulle dans le repère absolu ;
- $\vec{F}_d$: Force de traînée due à la différence de vitesse entre l'eau et l'air ;
- $\vec{F}_{\nabla p}$: Résultante des forces dues au gradient de pression de l'eau environnant la bulle, de la force de Coriolis et de la force centrifuge dans la roue mobile ;
- $\vec{F}_y$: Force due à la différence de densité entre l'air et l'eau ;
- $\vec{F}_v$: Force due à l'accélération de la masse apparente de la bulle ;
- $\vec{F}_B$: Force de Basset ou force d'histoire traduisant l'effet des mouvements passés de la particule.

Les auteurs ont procédé à la résolution mathématique de ces équations en considérant des bulles de diamètre de 0,3 mm.
A l'issue de leurs calculs, les auteurs constatent que les trajectoires des bulles d'air dévient progressivement des trajectoires des volumes élémentaires d'eau vers le côté en surpression des aubages .

Dans la direction radiale où règne un gradient de pression positif (du côté en surpression vers le côté en dépression), la composante radiale de la vitesse de la bulle est plus faible que celle de l'eau.
Les trajectoires des bulles sont déviées par rapport aux lignes de courant de l'eau depuis le côté en dépression vers le côté en surpression, comme le montre le triangle de vitesse de la figure II.14.

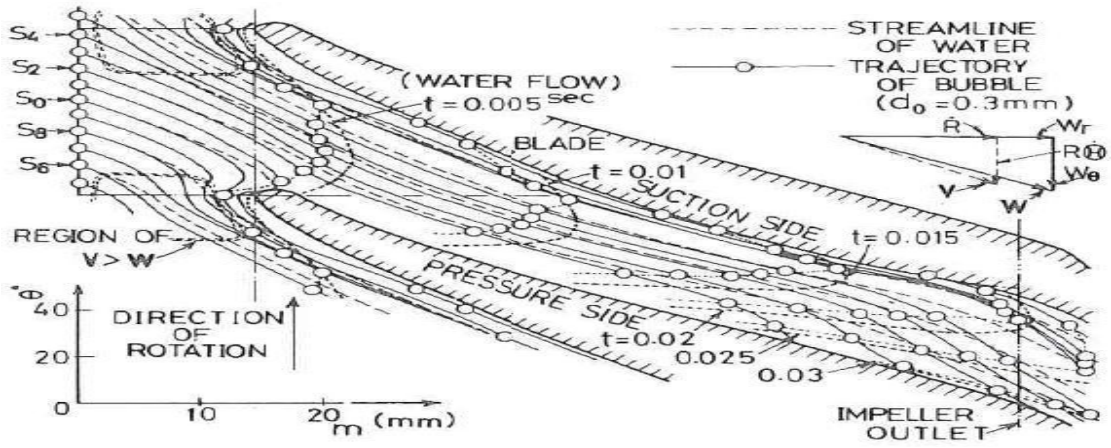


Fig.II.14 : Trajectoires des bulles d'air dans le plan aube à aube (Minemura et al.1980 [24]).

II.5.6 Effet des paramètres :

- Effet du diamètre des bulles :

Dans ce paragraphe, on compare les trajectoires des bulles en faisant varier leur diamètre de 0,1 mm à 0,5 mm Avec la résolution du système d'équations, les auteurs observent alors que la déviation des trajectoires des bulles par rapport aux lignes de courant de la phase continue est plus importante lorsque le diamètre des bulles augmente comme on peut le voir sur la figure II.15.

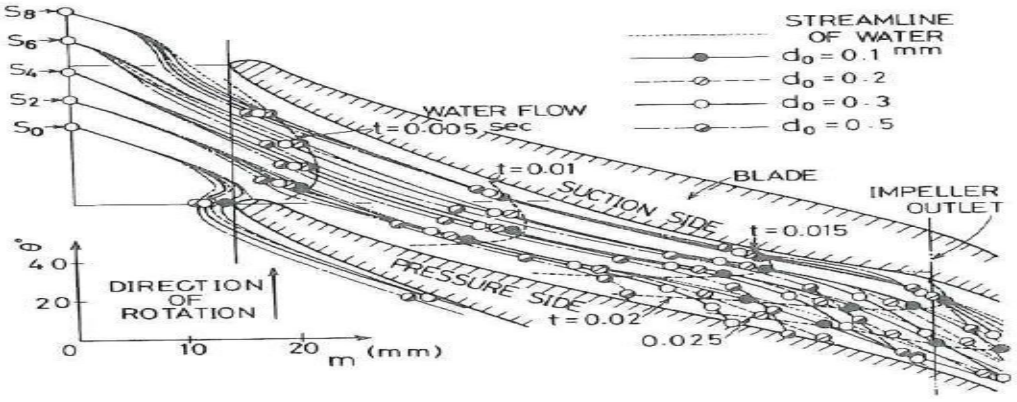


Fig.II.15 : Effet du diamètre des bulles sur leurs trajectoires dans la roue de la pompe (Minemura et al.1980 [24])

Ce constat peut s'expliquer par la modification de la résultante des forces agissant sur les bulles.

En effet, la force de traînée augmente avec le diamètre.

$$\vec{F}_d = -\left(\frac{m}{4d}\right) C_d \left(\vec{V}_{b,a} - \vec{W}_a\right).\left|\vec{V}_a - \vec{W}_a\right| \qquad (II.6)$$

Où C_d , coefficient de traînée est habituellement donné en fonction du nombre de Reynolds particulaire défini par :

$$R_{ep} = \frac{d.\rho.\left|\vec{V}_{b,a} - \vec{W}_a\right|}{\eta} \qquad (II.7)$$

Pour une bulle d'air dans l'eau, il a été montré expérimentalement que la relation entre le coefficient de traînée et le nombre de Reynolds particulaire s'écrit :

$$C_d = \left(\frac{24}{R_{ep}}\right)\left(1 + 0.15R_{ep}^{0.687}\right) \qquad (II.8)$$ (Minemura et al.1980 [25])

- Effet du taux de gaz GVF :

Dans la même logique Caridad et al. (2008) [17] se sont inspirés de la théorie développée par Minemura et al. (1980) [24], pour expliquer la dégradation des performances d'une pompe centrifuge au moyen des forces s'appliquant sur les bulles dans une roue. Leurs travaux présentent le gain de pression d'une pompe centrifuge ESP en écoulement diphasique air-eau à partir de simulations numériques.

Characteristics of the Impeller of Interest

Characteristic	Value
H_N (m)	8.5
$Q_N \times 10^3$ (m^3/s)	4.6
N (rpm)	3000
D_2/D_1	2.22
N_S	1960
Z	7
Exit blade angle (°)	30

Tableau II.1 : Caractéristiques géométriques de la pompe simulée par Caridad et al. 2008 [17]

La géométrie de la roue choisie est celle qui a fait l'objet d'une étude expérimentale menée par Anez et al. (2001) [27]. Les caractéristiques géométriques de la pompe sont présentées dans le tableau ci-dessous.
Où H_N est la hauteur totale d'élévation (en mètre), Q_N le débit volume nominal, N la vitesse de rotation (en tour/min), D2/D1 le rapport du diamètre de sortie et du diamètre d'entrée de la pompe, Ns la vitesse spécifique (donnée pour un débit mesuré en Gallon par minute et une hauteur mesurée en pied) et Z le nombre d'aubes.

L'intérêt de ces travaux est de pouvoir comparer les résultats de la simulation numérique avec les expériences. On étudie l'évolution des paramètres tels que: la hauteur manométrique H, l'angle d'écoulement relatif en sortieβ_2 et la distribution des phases en fonction du débit liquide, du GVF et du diamètre des bulles de gaz. Les équations de Navier Stokes couplées à l'équation de continuité sont résolues à l'aide du code commercial CFX. Dans cette étude, l'approche eulérienne a été choisie afin d'obtenir la distribution des phases et son influence sur le champ de vitesse et de pression.
Pour rappel, l'approche eulérienne consiste à se placer en un point fixe de l'écoulement et à observer les modifications des propriétés du fluide qui défilent en ce point. Le modèle diphasique utilisé est un modèle à deux fluides non homogène car il permet d'avoir les champs de vitesse de chaque phase (le champ de pression étant commun aux deux phases). Le modèle (k-ε) a été choisi comme modèle de turbulence.

La hauteur manométrique délivrée par la roue mobile seule en fonction du débit est présentée sur la figure II.15 ci-dessous, pour un écoulement monophasique et pour un mélange de liquide et de gaz avec un GVF de 15%.

La hauteur estimée par la simulation numérique est calculée à partir de la relation :

$$H = (1 - GVF).\left[\frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g}\right]_{Liq} + GVF.\left[\frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g}\right]_{Gaz} \quad (II.9)$$

Où P_1 et P_2 sont respectivement la pression en entrée et la pression en sortie de la roue,

V_1et V_2 sont respectivement la vitesse dans un repère absolu en entrée et en sortie de la roue.

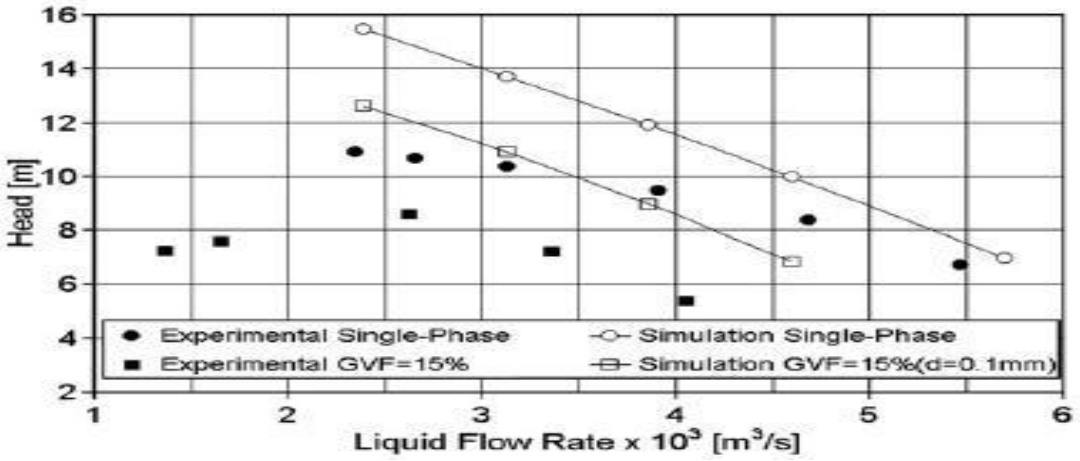


Fig.II.16 : Comparaison entre résultats expérimentaux et résultats numériques (Caridad et al.2008 [17])

De la figure II.16, on peut tirer les conclusions suivantes :

- la simulation numérique surestime les résultats expérimentaux que ce soit en monophasique et en diphasique.
- la simulation numérique ne prédit pas la chute des performances que l'on peut observer expérimentalement à débit réduit Plus particulièrement la chute est plus importante pour un GVF de 15 %.

Les auteurs expliquent cette différence par le fait que la simulation ne tient pas compte des pertes hydrauliques dans le diffuseur. Cela peut également provenir de l'expression (II.9) utilisée pour le calcul de la hauteur. Cette expression ne tient pas compte des pertes liées au mélange (perte due à la trainée), d'un point de vue physique, la relation est écrite en supposant un écoulement parfaitement homogène.

Ainsi, Anez et al. (2001)[27] ont refait la même simulation mais en tenant compte des pertes dans le diffuseur. Ils obtiennent une concordance entre les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux sensiblement meilleurs que pour le cas précédent, comme le montre la figure II.17

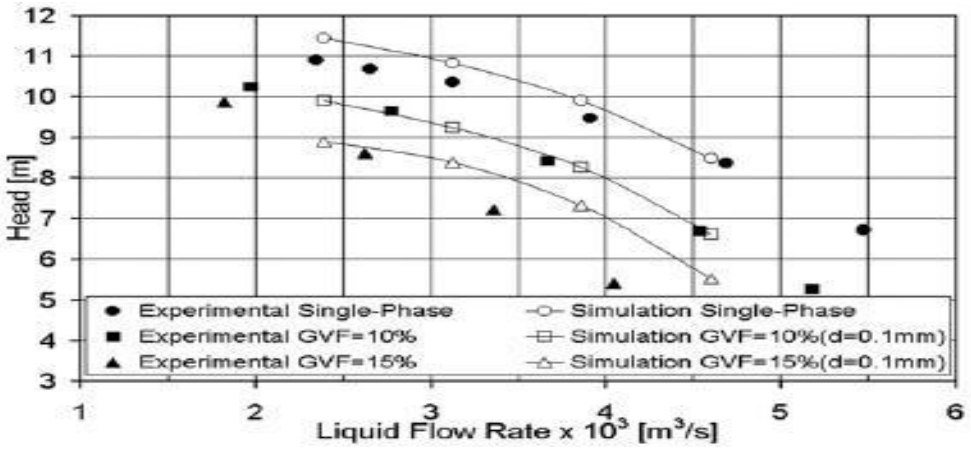


Fig.II.17 : Hauteur manométrique en fonction du débit liquide pour un étage entier (rotor+stator) (Caridad et al.2008 [17]).

Néanmoins, pour le GVF de 15%, les auteurs constatent que la simulation surestime la hauteur manométrique. Ils émettent donc l'hypothèse que le GVF est associé au diamètre des bulles. Ce résultat nous permet déjà d'appréhender l'impact de la taille de bulles de gaz sur la dégradation de la hauteur manométrique.
Par ailleurs, la simulation numérique menée par Caridad et al. (2008)[17] révèle une accumulation du gaz sur le côté en surpression des aubages de la roue. Cette accumulation forme une poche de gaz qui favorise ainsi la séparation des phases comme le montre la figure II.18.

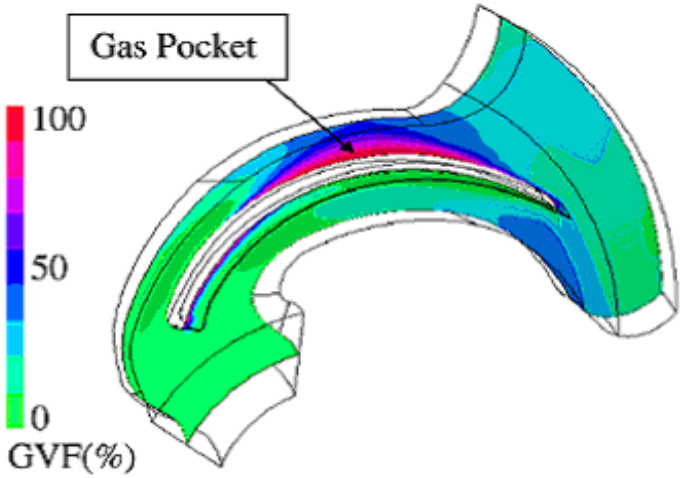


Fig.II.18 : Distribution de phases dans le canal inter aube (Q_L=3.1E^{-03} m^3 /s, GVF=10%, d=0.5mm) ;(Caridad et al.2008 [17])

Caridad et al. (2008) [17] attribuent ce phénomène à la mise en œuvre de deux forces principales, comme l'indiquaient déjà Minemura et al [24], à savoir :

- La force de traînée F_d due au diamètre des bulles et à la différence de vitesse entre les phases car la vitesse de la phase liquide est supérieure à celle du gaz;
- la résultante des forces $F_{\nabla p}$ incluant entre autre les forces liées aux gradients de pression.

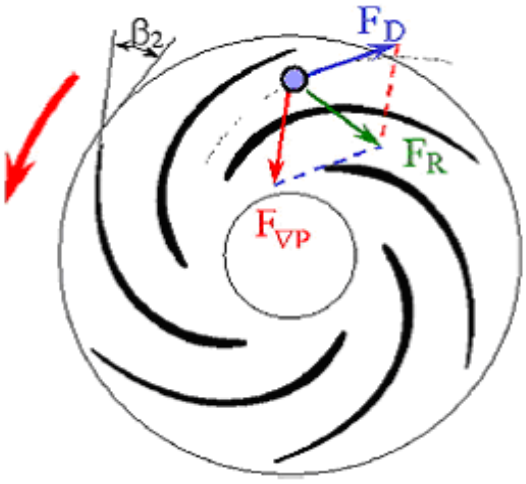


Fig.II.19 : Forces agissant sur une bulle dans une pompe centrifuge (Caridad et al.2008 [17]).

La force F_d est une force qui tend à entraîner la bulle vers la sortie car la vitesse de l'eau est plus élevée que celle de la bulle (voir figure II.19).
La résultante des forces $F_{\nabla p}$ est une force qui tend à ralentir la bulle. Ainsi comme l'illustre la figure II.18 et comme l'ont constaté Minemura et al. (1980) [24], la résultante de ces forces tend à déplacer les bulles vers le côté en surpression de l'aubage où elles s'accumulent provoquant ainsi la séparation des phases. On note que la force de Coriolis tend naturellement à provoquer une structure jet sillage à la sortie d'une roue centrifuge, avec deux zones distinctes : une zone localisée de forte énergie et une zone de plus faible énergie [21] [20].
Outre l'augmentation des pertes hydrauliques, la séparation de phases produit une diminution de l'angle d'écoulement moyen relatif β_2 au bord de fuite de l'aubage, pouvant être corrélée à une modification des lignes de courant du liquide. Précisons ici que les auteurs ont repéré l'angle d'écoulement de sortie par rapport à la direction tangentielle. L'évolution de l'angle d'écoulement, en fonction du débit de liquide est présentée sur la figure II.20. On constate que pour un débit liquide Q_L constant, l'angle β_2 diminue lorsque le GVF augmente.

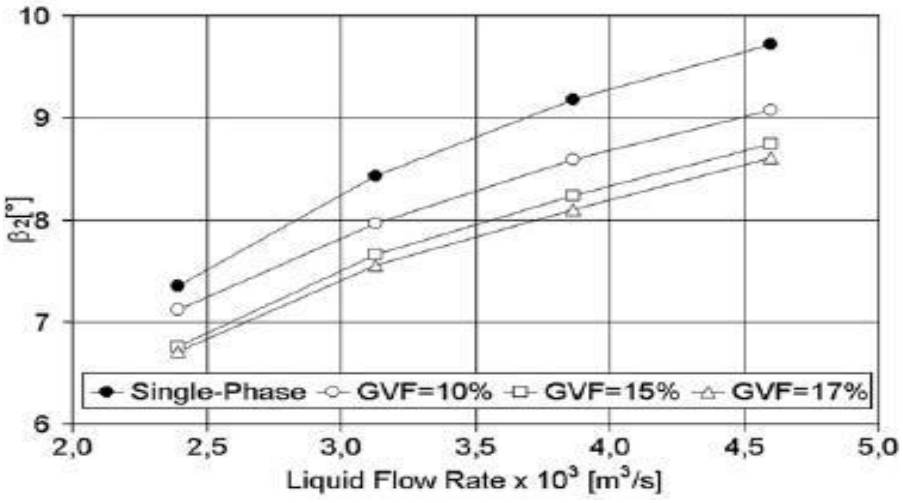


Fig.II.20 : Angle d'écoulement relatif moyen en sortie en fonction du débit liquide (d=0.1mm) (Caridad et .2008 [17]).

Ce résultat peut être interprété en se référant à l'équation d'Euler énumérée Ci-après, mais signalons d'abord que les auteurs ont défini l'angle d'écoulement en sortie β_2 non pas par rapport à la direction axiale (convention courante dans la littérature) mais plutôt par rapport à la normale à la direction axiale.
Equation d'Euler s'écrit :

$$E = gH = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \qquad \text{Pour le cas d'une pompe} \quad (II.10)$$

Et $E = gH = U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}$ Pour le cas d'une Turbine

Ainsi que l'équation d'Euler s'écrit :

$$E = U_2\left(U_2 - V_a.\mathrm{ctg}(\beta_2)\right) \qquad (II.11)$$

Ainsi quand le GVF augmente, l'angle de l'écoulement en sortie β_2 diminue. La fonction cotangente étant décroissante, quand β_2 diminue, Ctg (β_2) augmente et donc l'énergie massique (E) apportée au fluide par les aubages décroît.

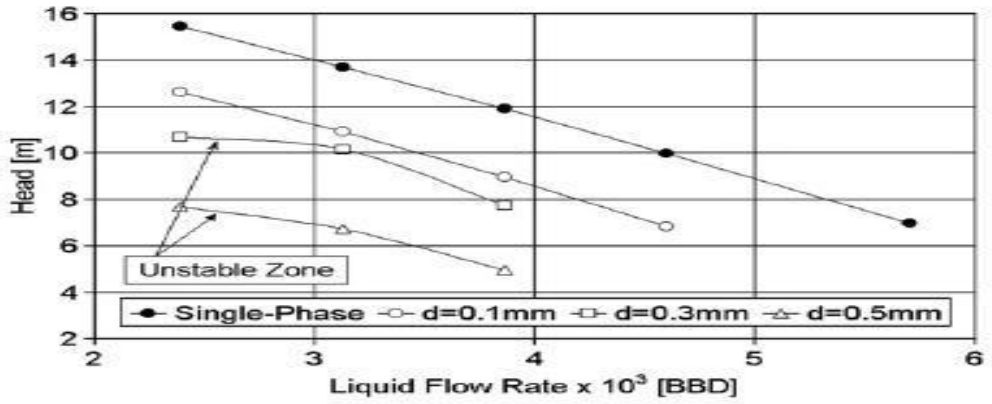


Fig.II.21 : Influence du diamètre de la bulle sur la hauteur manométrique (GVF=15%) (Caridad et al.2008 [17]).

Enfin, comme le montre la figure II.21, un autre résultat important réside dans le fait que pour les diamètres d=0,3mm et d=0,5mm, la zone instable de la caractéristique à faible débit est atteinte plus rapidement.
Cela peut provenir soit d'un effet de blocage à l'entrée de la roue, soit d'un décollement plus précoce des couches limites sur le côté en dépression, soit des deux à la fois.

- Effet de la pression d'aspiration :

Léa et Bearden (1982) [28] ont montré dans leurs études que la pression d'aspiration est un paramètre clef dans l'étude des performances d'une pompe fonctionnant avec des écoulements diphasiques, et que la taille des bulles de gaz dépend fortement de ce paramètre.
On peut également citer la relation de Rayleigh Plesset qui permet de corréler le diamètre d'une bulle d'air isolée, en fonction du champ de pression environnante.
C'est une relation qui traduit l'équilibre mécanique d'une bulle isolée dans un liquide. Elle suppose de négliger les termes de viscosité, la tension de surface et de considérer une déformation sphérique de la bulle. Cette relation pression-rayon est donnée par :

$$\ddot{R}_b R_b + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = -\frac{p_\infty}{\rho} \qquad (II.12)$$

Où p_∞ est la pression environnante dans le liquide, R_b est le rayon de la bulle d'où :

$$\dot{R}_b = \frac{dR_b}{dt} \text{ et } \ddot{R}_b = \frac{d^2 R_b}{dt^2} \qquad (II-13)$$

Pour résumer, dans une turbomachine centrifuge en écoulement diphasique air-eau, les bulles d'air subissent la force de trainée F_d qui tend à entraîner les bulles vers la sortie et la force liée aux accélérations $F_{\nabla p}$ dont la résultante est orientée de l'extrados vers l'intrados. La résultante de ces deux forces tend à diriger les bulles d'air vers le côté en surpression des aubages.

- Effet de l'angle de sortie de la grille d'aube $\boldsymbol{\beta}_2$:

El Mifdol MOHAMED 2012 [29] a mené une étude afin d'analyser les possibilités d'adapter une pompe axiale polyphasique dite de type "Poséidon" à la compression du CO2 déjà capté, pour mieux connaitre les principes physiques régissant l'efficacité diphasique et de constaté le phénomène physique responsable de la dégradation des performances d'une pompe fonctionnant avec un mélange liquide / gaz est la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie du rotor associée à une hétérogénéité du mélange.
Aussi il a confirmé que la résultante des forces régissant dans l'écoulement produit une accumulation de bulles de gaz sur le côté en surpression des aubages dans le cas d'une roue centrifuge et sur le côté en dépression dans le cas d'une pompe axiale.

El Mifdol en vue de valider son étude théorique, une expérience a été menée en mesurant les profils de vitesse et les trajectoires de bulles de gaz et de la phase continue dans une grille d'aubes accélératrice. Le dispositif expérimental ainsi conçu permet à la fois de s'affranchir des forces de Coriolis et de la force centrifuge, et d'accentuer le phénomène physique en accélérant l'écoulement.
Les résultats obtenus ont lui permis de confirmer l'écoulement classique à la traversée d'une grille d'aubes de turbine. Elle a lui permis également de définir les conditions d'entrée pour l'étude numérique qui a suivi.
Une seconde expérience a consisté à injecter des bulles de 200 µm à l'entrée de la grille d'aubes, et d'en déterminer leur trajectoire et leur vitesse, grâce à l'utilisation d'une caméra à images rapides. Les résultats confirment l'étude théorique et démontrent que les bulles de gaz sont bien déviées vers le côté en dépression des aubages.
En outre, les résultats de ces expériences ont permis de déterminer la distribution de l'angle de l'écoulement à la sortie de grille, angle noté β_2, pour la phase continue, et pour la phase dispersée.

Les moyens expérimentaux utilisés ne permettaient pas de modifier les conditions opératoires sur une vaste plage de mesures, ces travaux [29] ont été poursuivis par une étude numérique. La grille d'aubes a été modélisée et les calculs ont été réalisés avec le code ANSYS CFX.
La courbe ci-après (Figure II.22) illustre l'évolution de l'angle β2 en fonction du GVF

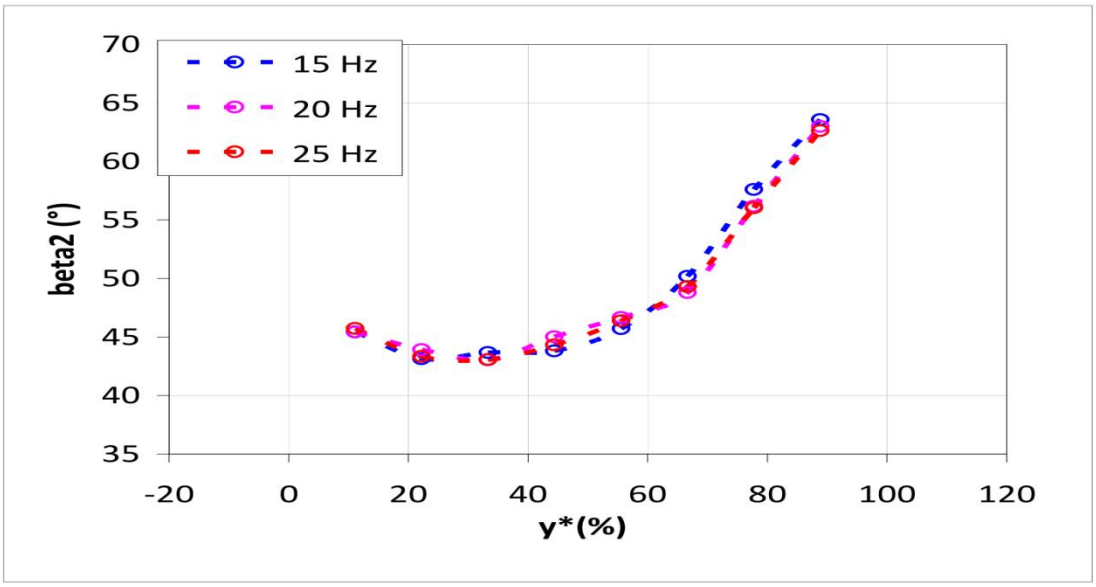


Fig.II.22: Evolution de β_2 au bord de fuite (El Mifdol [29] 2012)

Dont L'abscisse y* est la hauteur de la veine noté "y" rapportée au pas de la grille d'aubes noté "g".

$$Y^* = \frac{Y}{G} . 100$$

Les résultats de la simulation numérique montrent clairement :

- Une déviation de la trajectoire des bulles d'air par rapport aux lignes de courant de la phase liquide (eau) dans les canaux inter aubes.
- L'amplitude de la déviation augmente avec le diamètre des bulles de gaz (air).
- Une accumulation des bulles de gaz près du bord de fuite sur le côté en dépression des aubages où elles finissent par former une poche de gaz.

Une étude expérimentale a été effectuée par MIFDOL [29] ou il a travaillé avec trois débits d'air différents à savoir Q g_1= 8.28 L/h, Q g_2= 5 L/h, Q g_3 = 3 L/h
Mais seuls les résultats avec le débit, Q g_3 = 3 L/h ont été exposés.
La figure ci-dessous donne un exemple d'une image prise lors des essais.

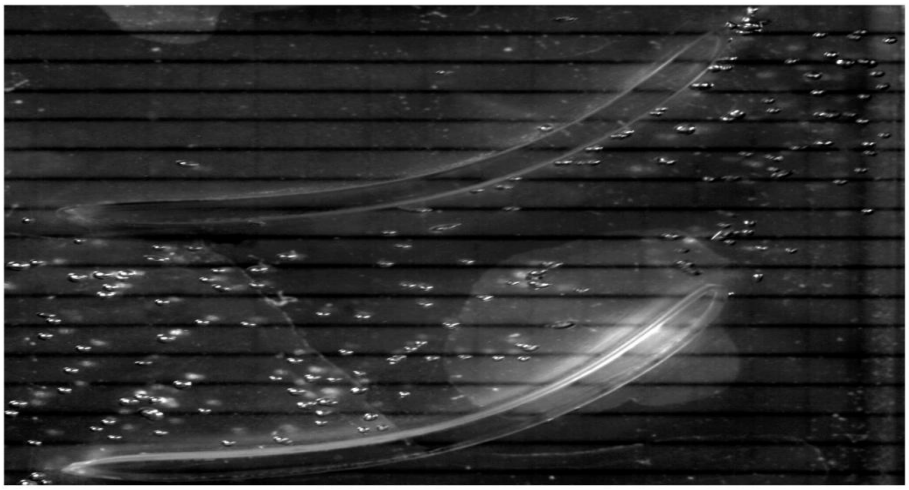


Fig.II.23 : Photo des bulles d'air dans l'écoulement (El Mifdol [29] 2012)

Compte tenu du nombre élevé de bulles et pour une meilleure clarté, il a décidé de ne suivre que deux bulles partant de deux positions différentes (notées 1 et 2 sur la figure II.24) au niveau de la ligne des bords d'attaque. La figure ci-dessous donne le résultat pour le cas où la fréquence de rotation de la pompe est 15 Hz (débit Q1) et le débit gaz est Q g_3 =3 L/h.

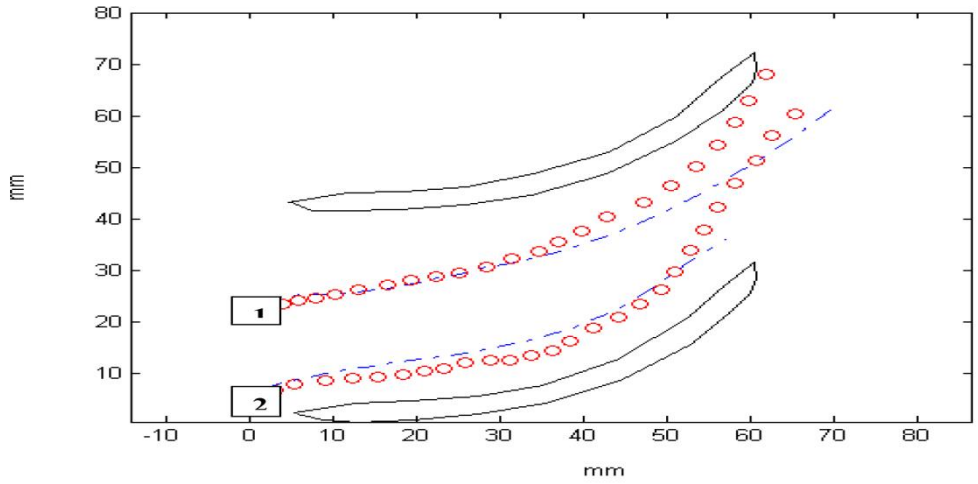


Fig.II.24 : Trajectoire de bulles d'air quantifié par camera à images rapides (El Mifdol [29] 2012)

Sur la figure II.24, les traits discontinus bleus représentent les lignes de courant de la phase liquide et les points rouges représentent les positions successives de deux bulles toutes les 0,0033 s.

Les lignes de courant de la phase liquide sont obtenues de la même façon que les trajectoires des bulles, c'est-à-dire en repérant les positions successives des petites billes de verre de densité1, 1 g/ cm^3 et de diamètre moyen de11µm.

Plusieurs observations peuvent être faites au vu de cette figure. Premièrement, on observe bien une accélération des bulles à la traversée de la grille et plus particulièrement à partir de la seconde moitié du canal. En effet, on voit bien au voisinage es bords d'attaque, les positions successives des bulles sont très rapprochées alors que à partir d'une abscisse de 40 mm, les positions de celles-ci deviennent de plus en plus espacées le même intervalle de temps.

Deuxièmement, la figure II.24 permet de démontrer qu'en comparant la trajectoire de la bulle partant de la position 1 et la ligne de courant de la phase liquide passant par cette même position, une déviation de la trajectoire de la bulle d'air s'opère à partir de l'abscisse 35 mm La conséquence de cette déviation est que la bulle d'air sort du canal au voisinage du côté en dépression, avec un angle noté $\boldsymbol{\beta}_{2gaz}$ plus important que l'angle de l'écoulement de la phase continue $\beta_{2\ liquide}$.

Une question a été posée sur l'origine de la force responsable de cette déviation, autrement dit si la migration des bulles vers ce côté en dépression de l'aubage supérieur du canal n'est pas due à la poussée d'Archimède qui s'applique sur les bulles. A l'effet une estimation du poids de la bulle et la force due au gradient de pression environnant la bulle pour effectuer une comparaison et de déduire la quelle est dominante.

Pour ce faire, il a calculé le poids de la bulle corrigé de la poussée d'Archimède par la formule ci-dessous :

$$F_y = (\rho_{eau} - \rho_{air})Vg = \Delta\rho Vg \qquad (II.14)$$

$V = \frac{\pi}{6}d^3$ est le volume de la bulle et aussi le volume de liquide déplacé par la bulle.

II.5.7 Bilan des forces mises en jeu dans la phase continue :

La qualification de l'écoulement principal se réfère à la fraction de l'écoulement sain qui suit la géométrie de l'aubage, par opposition aux écoulements secondaires qui désignent les composantes de l'écoulement induites par la proximité des parois. Dans une machine centrifuge, l'écriture des équations d'Euler dans le référentiel mobile(ou relatif) lié à la roue fait apparaître les forces que subissent les particules fluides. Ce référentiel étant non galiléen, les accélérations centrifuges et de Coriolis se manifestent comme des forces externes. On définit le repère (P, U_s, U_n, U_b) lié à une particule élémentaire P avec, U_s vecteur tangent à une ligne de courant de la phase continue, U_n vecteur perpendiculaire à U_s au point P, et U_b de sorte à ce que U_s, U_r, U_b) forment un repère de Frenet.

On définit également le repère U_r, U_θ, U_z , lié à la roue mobile, U_r est le vecteur dans la direction radiale, U_θ le vecteur tangentiel, porté par la vitesse d'entraînement de la roue mobile, U_z le vecteur parallèle à l'axe de la machine. Dans ce repère, les forces en présence s'expriment de la manière suivante :

- La force d'inertie liée à la variation de vitesse de la particule sur sa trajectoire (exprimée ici par unité de volume). S représente l'abscisse curviligne le long de la ligne de courant:

$$\vec{F}_{inertie} = -\rho\vec{W}\frac{\partial\vec{W}}{\partial s}\vec{u}_s \qquad (II.15)$$

La direction de cette force est portée par le vecteur U_s. Dans le cas d'une roue mobile d'une pompe, les canaux étant divergents, les particules sont ralenties sur la majeure partie de leur trajet, et donc $\frac{\partial\vec{W}}{\partial s}$ est globalement négatif. On note généralement une accélération locale au niveau du bord d'attaque sur le côté en dépression de l'aubage.

- La force centrifuge induite par la rotation de la roue dont l'expression est la suivante:

$$\vec{F}_{centrifuge-rotation} = -\rho\vec{\omega}\wedge\left(\vec{\omega}\wedge\vec{r}\right) \qquad (II.16)$$

Où $\vec{\omega} = \omega\vec{u_z}$ est la vitesse de rotation de la machine. En notant r la distance à l'axe de rotation (en projection orthogonale), et U_r, le vecteur direction radiale, la force centrifuge s'exprime:

$$\vec{F}_{centrifuge-rotation} = \rho.\omega^2 r.\vec{u}_r = \rho.\frac{U^2}{r}\vec{u}_r \qquad (II.17)$$

- La force de Coriolis associée à la rotation de la roue:

$$\vec{F}_{Coriolis} = -2\rho.\vec{\omega}\wedge\vec{W} \qquad (II.18)$$

• La force centrifuge due aux courbures des lignes de courant :

$$\overrightarrow{F}_{centrifuge \quad -courbure} = \rho . \frac{W^2}{R_c} \vec{u}_n \qquad (II.19)$$

où R_c est le rayon de courbure (locale) de la trajectoire relative de la particule.
Ainsi sur la surface aube à aube, le bilan des forces agissant sur les particules fluide s'écrit:

$$\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P = -W\frac{\partial W}{\partial s}\vec{u}_s + r.\omega^2\vec{u}_r - 2\vec{\omega}\wedge\vec{W} + \frac{W^2}{R_c}\vec{u}_n \qquad (II.20)$$

Considérons un plan proche de la sortie de la roue, situation représentée figure II.25.

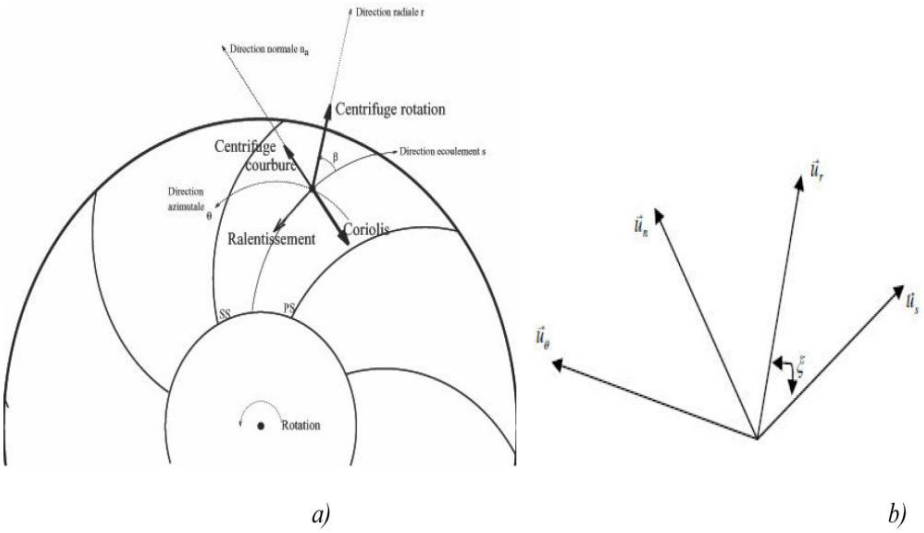


Fig.II.25 : - (a) Représentation des forces en présence dans le plan aube à aube;
- (b) vecteurs unitaires

II.5.8 Nouveau modèle et facteur de correction sur le gain en pression (K) :

Les résultats des simulations diphasiques à la traversée d'une grille d'aubes, montrent que le glissement entre la phase dispersée et la phase continue est relativement faible et que son impact sur les performances est du second ordre. L'impact de l'homogénéité n'a pas été abordé dans un premier temps. El Mifdol [29] a abordé donc ici principalement l'effet de la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie de la grille d'aubes par la présence des bulles de gaz car il a en effet montré que la présence des bulles de gaz dans un écoulement modifiait l'angle d'écoulement de sortie de la phase liquide β2 liquide.

Pour rappel, l'efficacité diphasique d'une pompe est le rapport entre le gain de pression réel de la machine et le gain de pression idéal.

$$E_C = \frac{\Delta P_{réel}}{\Delta P_{idéal}} \qquad (II.15)$$

D’après l’équation d’Euler, nous pouvons réécrire l’expression (II.13) par :

$$E_C = \frac{\rho(U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1})_{réel}}{\rho(U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1})_{idéal}} = \frac{\Delta(UV_\theta)_{réel}}{\Delta(UV_\theta)_{idéal}} \qquad (II.16)$$

En fait, le travail d'Euler permet de relier le travail théorique reçu par le fluide, à la composante dans un repère absolu, de vitesse tangentielle Vθ. U est la vitesse d'entraînement de la roue.
Ici Δ(UVθ) réel peut s'apparenter avec la quantité d'énergie reçu par le fluide si l'on prend en compte un angle "apparent" du mélange diphasique.
Δ(UVθ) idéal serait la quantité d'énergie par le fluide si celui était homogène, c'est à dire dans le cas idéal, où le gaz et le liquide possèdent la même vitesse et présentent un angle identique à la sortie de la roue. Seule, la masse volumique serait modifiée et serait équivalente à celle du mélange diphasique.
Ainsi, en définissant le travail idéal comme étant celui reçu par la phase continue et le travail réel comme celui reçu par le mélange diphasique, on peut définir un rapport K analogue à l'efficacité diphasique, par la relation suivante :

$$K = \frac{(1-\alpha)\Delta(UV_\theta)_{liquide} + \alpha\Delta(UV_\theta)_{gaz}}{\Delta(UV_\theta)_{liquide}} \qquad (II.17)$$

Où α est la fraction volumique de gaz (GVF) ; $GLR = \frac{\alpha}{1-\alpha}$

En faisant l'hypothèse d'un angle d'incidence nul à l'entrée de la roue (c'est-à-dire entrée sans pré-rotation) et d'un rayon R constant (c’est-à-dire U1=U2), l'expression (II.31) devient alors:

$$K = \frac{(1-\alpha)(V_\theta)_{liquide} + \alpha(V_\theta)_{gaz}}{(V_\theta)_{liquide}} \qquad (II.18)$$

II.6 Synthèse :

Cette étude bibliographique nous a permis de bien comprendre le phénomène physique responsable de la dégradation des performances dans les pompes polyphasiques. En effet, elle montre que la dégradation des performances est liée à une accumulation de la phase dispersée dans une zone bien précise des canaux des rotors. Cette accumulation est elle-même justifiée par le recensement et l'écriture du bilan des forces agissant sur une bulle de gaz dans l'écoulement à la traversée d'un rotor.
Ces forces sont :

- Force de trainée $F_{d\ ;}$
- Force liée à la courbure des lignes de courant de la phase continue (gradient de pression transversal)
- Force due au gradient de pression longitudinal;
- Force centrifuge ;
- Force de Coriolis.

Il est alors admis que la résultante de ces forces produit une accumulation de bulles de gaz sur le côté en surpression des aubages dans le cas d'une roue centrifuge , Il a été aussi démontré que les paramètres tels que : le diamètre des bulles, la pression d'aspiration, la fraction volumique de gaz et le débit total interviennent sur la dégradation de performance des pompes polyphasiques .
Un nouveau paramètre a été mis en évidence se rapportant à l'effet de la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie de la grille d'aubes par la présence des bulles de gaz car il a en effet montré que la présence des bulles de gaz dans un écoulement modifiait l'angle d'écoulement de sortie de la phase liquide $\beta_{2\ liquide}$ et influe directement sur la chute de performance de la pompe.
Cependant, tous les travaux cités dans cette revue bibliographique visent généralement à vérifier le comportement des bulles dans les canaux entre les aubes. Aucun d'entre eux ne donne une évaluation de la dégradation des performances de la pompe. Ainsi, au moyen de l'efficacité diphasique, on essaiera de caractériser les modifications des performances d'une pompe centrifuge en régime diphasique.
Dans la présente étude, on s'intéressera sur l'évaluation de la chute de performance dans une pompe centrifuge. Le sujet consiste en la simulation numérique de l'écoulement interne dans une pompe centrifuge préalablement sélectionnée. La description de la pompe, de l'installation actuelle et des données opératoires ainsi que les courbes caractéristiques en régime nominal et hors nominal seront détaillées dans le chapitre IV.

Chapitre III

Analyse de l'écoulement interne dans les pompes

III.1 Introduction :

L'écoulement dans une pompe centrifuge est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent. Certaines zones dans les pompes sont difficilement accessibles à la mesure. La simulation numérique permet de calculer tous les paramètres nécessaires à la bonne compréhension des phénomènes internes, stationnaires et instationnaires de l'écoulement.

Dans le cas d'une pompe centrifuge, la simulation numérique consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes 2D ou 3D moyennées. Cette machine se caractérise par des géométries éminemment complexes : aubes, flasques, diffuseurs, volutes.

III.2 Ecoulements Monophasique :

Pour tous les problèmes de mécanique des fluides, en général, et particulièrement dans les turbomachines, les équations utilisées pour déterminer les écoulements dérivent généralement des équations de conservation : continuité, Navier-Stokes, énergie et équation d'état du fluide.
La résolution de ces équations est accompagnée d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la décomposition des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. Dans ce chapitre, on présente les modélisations utilisées dans la problématique des turbomachines.

III.2.1 Equations de base :

Pour un fluide Newtonien, en considérant comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité (équation III.1) et de l'équation des quantités de mouvement (équation III.2) peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}.\left(\rho \vec{C}\right) = 0 \qquad (III.1)$$

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = \rho\left[\left(\vec{C}.\vec{\nabla}\right).\vec{C} + \frac{\partial \vec{C}}{\partial t}\right] = -\vec{\nabla}p + \rho g + \vec{\nabla}.\tau_{ij} \qquad (III.2)$$

(1) (2) (3) (4) (5) (6)

Les termes 1, 2, et 3 de l'équation III.2 représentent les accélérations totale, convective et locale. Le terme 4 représente la force de pression, le terme 5 la force de pesanteur, le terme 6 les effets visqueux.
L'équation de l'énergie est utilisée sous la forme :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla}\left(\lambda \vec{\nabla}T\right) + \Phi \qquad (III.3)$$

Le premier membre de l'équation III.3 représente la variation d'enthalpie, Dp, Dt et $\nabla (\lambda \nabla T)$ sont respectivement les taux de travail des efforts de pression et le transfert de chaleur par conduction dans le fluide où λ est le coefficient de conductivité thermique.

Φ est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse des efforts de cisaillement.

Une équation complémentaire associant la masse volumique à la pression et à la température est nécessaire pour des écoulements compressibles, le transport et la génération d'énergie sont couplés à la dynamique du mouvement du fluide et l'équation de l'énergie doit être résolue simultanément avec les équations de continuité et quantité de mouvement.

Pour un gaz idéal, l'équation d'état est donnée par :

$$\frac{\mathbf{p}}{\boldsymbol{\rho}} = rT \qquad (III.4)$$

Les équations III.1 à III.4 fournissent six équations pour l'écoulement tridimensionnel avec 4 inconnues $\overrightarrow{\mathbf{C}}$, $\boldsymbol{\rho}$, $\mathbf{p}$, $\mathbf{T}$.

III.2.2 Equations de l'écoulement incompressible :

Dans le cas de l'écoulement de fluides incompressibles, la variation de la masse volumique est négligeable.

Les équations de continuité et de Navier-Stokes peuvent être respectivement simplifiées:

$$\vec{\nabla}.\overrightarrow{C} = 0 \qquad (III.5)$$

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho\vec{F} + \mu\vec{\nabla}^2\vec{C} \qquad (III.6)$$

L'ensemble d'équations III.5 et III.6 suffit pour caractériser un écoulement incompressible.

Une autre simplification, fréquemment adoptée dans l'avant-projet, considère l'écoulement comme non visqueux ($\mu = 0$). Ainsi, l'équation III.6 peut s'écrire :

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho\vec{F} \qquad (III.7)$$

Cette équation est connue comme l'équation d'Euler. Elle est utilisable pour l'étude des écoulements éloignés des zones de parois où les effets visqueux sont négligeables. Une simplification additionnelle est faite en négligeant les effets des forces de volume telles que la pesanteur.

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla}p \qquad (III.8)$$

III.2.3 Equations dans le repère relatif. (Etude des turbomachines) :

En présence d'aubages animés d'un mouvement de rotation, la composition vectorielle des vitesses à l'intérieur d'une machine tournante est la suivante :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \qquad (III.9)$$

La vitesse absolue $\vec{C}$ correspond à la vitesse d'une particule de fluide mesurée dans le repère fixe.

La vitesse d'entraînement $\vec{U}$ correspondant à la mise en mouvement du rotor, est exprimée par : $\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r}$ (III.10)

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative $\vec{W}$.

L'introduction de la vitesse relative permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des aubages mobiles à celle de l'écoulement autour des mêmes aubages immobilisés artificiellement.

Le repère relatif ou système de coordonnées tournant est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile.

Pour les roues fixes les équations seront identiques avec la condition de vitesse de rotation nulle, Les avantages du repère relatif sont nombreux :

- L'écoulement relatif est stationnaire dans la plupart des cas.
- Les conditions aux limites peuvent être appliquées plus facilement.
- Les profils de vitesse ainsi que les couches limites sont semblables à ceux que l'on observait avec un repère fixe.

III.2.4 Expressions globales : Equation d'Euler pour les turbomachines :

La plus importante relation unidimensionnelle mise en évidence est l'équation d'Euler des turbomachines (White [1]). Elle exprime sous une autre forme la conservation de la rothalpie le long d'une ligne de courant et pour tout l'espace fluide contenu dans la machine.

La variation de l'enthalpie totale pour une machine de compression entre l'entrée 1 et la sortie 2 (figure III.2) s'écrit :

$$\Delta H = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \qquad (III.11)$$

On démontre, à partir des triangles de vitesses (figures III.2 et III.3), qu'elle s'écrit aussi :

$$\Delta H = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad . \qquad (III.12)$$

Concernant les pompes et les ventilateurs, on utilise la hauteur totale d'élévation au lieu de la variation de l'enthalpie.

S'agissant d'un fluide parfait, l'expression ci-dessus est qualifiée de hauteur théorique, sous la forme de la deuxième équation cinématique d'Euler.

$$H_{th} = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g} \qquad (III.13)$$

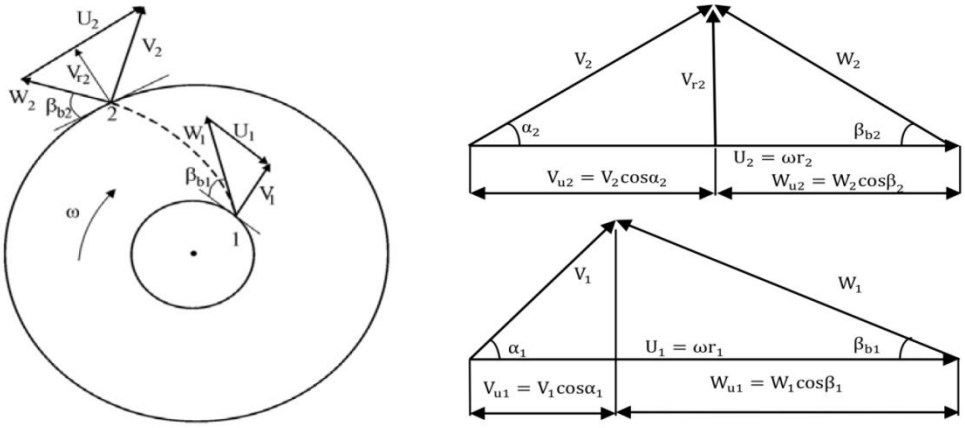


Fig.III.2 : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie d'une roue centrifuge.

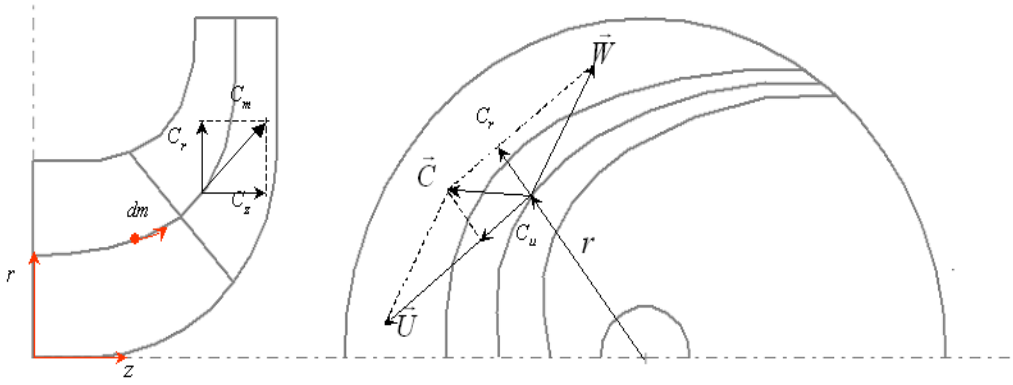


Fig.III.3 : Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face.

III.2.5 Définitions générales :

Lors de l'étude d'une pompe, les caractéristiques globales les plus importantes sont la hauteur, le débit et le rendement. En négligeant les pertes, la hauteur peut être exprimée à partir de l'équation de Bernoulli, écrite sur une ligne de courant moyenne de l'entrée 1 à la sortie 2 :

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z\right)_2 - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z\right)_1 \qquad (III.14)$$

La puissance reçue par le fluide est définie comme la puissance hydraulique et elle est calculée par :

$$P_h = \rho g q_v H \qquad (III.15)$$

On détermine le rendement global η de la machine comme le rapport entre l'énergie apportée au fluide et la puissance mécanique absorbée :

$$\eta = \frac{\rho g q_v H}{P_a} \qquad (III.16)$$

Ou P_a est la puissance mécanique absorbée.

Généralement, les pertes sont classées en trois groupes : hydrauliques, volumétriques et mécaniques.
Ces trois types de pertes sont à l'origine de trois rendements internes.
Le rendement hydraulique η_h définit le rapport entre la hauteur réelle fournie par la machine et la hauteur idéale donnée par l'équation d'Euler (équation III.13). Il tient compte des pertes par frottement et par désadaptation du débit.

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \qquad (III.17)$$

Le rendement volumétrique η_v caractérise le débit de fuite interne entre la sortie et l'entrée par suite des jeux de fonctionnement : $\boldsymbol{\eta_v = \frac{q_v}{q_v + q_{vf}}}$ III.18)

Avec q_{vf} représentant le débit total de fuite.
Enfin, les pertes mécaniques sont prises en compte par le calcul du rendement mécanique η_m, Elles sont associées aux pertes par frottement de toutes les composantes mécaniques : arbre, paliers, systèmes d'étanchéité, frottement de disques, etc.

$$\eta_m = \frac{P_a - P_m}{P_a} \qquad (III.19)$$ Avec P_m la perte mécanique totale.

D'après ces trois définitions, le rendement global de la machine peut être exprimé par leur produit :

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \qquad (III.20)$$

III.2.6 Les modèles uni-phasiques :

Les modèles uni-phasiques également appelés modèles de diffusion ou modèles homogènes: ces modèles assimilent le fluide comme formé d'une seule phase homogène qui est un mélange de liquide et de gaz selon certaines proportions. Le problème réside dans la quantification de la densité du mélange $\rho_m=\rho_v a_v + \rho_L \alpha_L$ qui peut varier de celle du gaz à celle du liquide et des autres propriétés thermodynamiques de ce fluide. Ils utilisent donc les équations de conservation pour une seule phase constituée du mélange liquide-vapeur auxquelles s'ajoutent les lois d'état, il est appliqué avec l'hypothèse d'équilibre thermodynamique local entre les phases présentes au sein de l'écoulement.
Ces modèles uni-phasiques se distinguent par leur degré de complexité qui est essentiellement dépendant du nombre ainsi que du type des hypothèses simplificatrices adoptées.
Ces modèles à une phase ne prennent en considération qu'un seul fluide. Ce dernier est considéré comme un mélange homogène caractérisé par sa densité ρ_m qui varie dans le domaine de calcul (en respectant une certaine loi d'état dans la plupart des cas). Quand la densité ρ_m dans une cellule de calcul est égale à celle du liquide, toute la cellule est alors supposée être occupée par du liquide et de même pour la vapeur. Entre ces deux

valeurs extrêmes, la cellule est occupée par le mélange liquide/vapeur considéré comme étant un seul fluide.
Cette approche constitue un moyen simple pour intégrer un module diphasique dans un code de calcul, vu qu'à part les données relatives à l'équilibre des phases, aucune constante empirique n'est nécessaire au modèle.
La fraction de vide est considérée dans presque tous les modèles uni-phasiques comme étant le taux (local) de vapeur dans le mélange.
La résolution des équations régissant l'écoulement diphasique dans les modèles uni-phasiques est basée sur les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement écrites pour chaque élément de volume (pour une seule phase fictive, composée d'un mélange gaz/vapeur), avec une équation d'état appliquée avec l'hypothèse d'équilibre thermodynamique entre la poche et le liquide qui l'entoure.
Ces deux phases sont donc gérées par une dynamique commune, éliminant ainsi la vitesse de glissement entre le liquide et la vapeur. On obtient donc un fluide moyen de Masse volumique associée :

$$\rho_m = \rho_v \alpha_v + \rho_l \alpha_l \qquad (III.21)$$

et de vitesse moyenne associée :

$$\rho_m \vec{U} = \rho_v \alpha_v \overrightarrow{U_v} + (1 - \alpha_v)\rho_l \vec{U}_l \qquad (III.22)$$

$\alpha_v = 1 - \alpha_l$, en négligeant la phase gaz non condensable. L'équation d'état la plus utilisée est une relation barotropique du genre : $P=f(\rho_m)$.
En plus de ces équations et des hypothèses simplificatrices déjà adoptées, on admettait dans la première génération de modèles uni-phasiques- que la condensation et la vaporisation du fluide se font selon un certain 'chemin thermodynamique' (par exemple à enthalpie constante ou à entropie constante).
Néanmoins, précisons qu'un modèle ne serait complet que s'il décrit en plus de ceci, la phase de transition (instationnaire) séparant le passage de la phase liquide à la phase vapeur et réciproquement, or ceci nécessiterait la caractérisation de phénomènes physiques liés à la transition : tels que la transition de la chaleur, l'évolution de la température à l'interface, la tension de surface, la compressibilité de la vapeur et celle du mélange, l'interface bulle/bulle.

III.2.7 Inconvénients des modèles uni-phasiques :

Les inconvénients de ces modèles dépendent des simplifications qui y sont adoptées ainsi que du degré de complexité de modélisation des différents phénomènes physiques. Certains modèles uni-phasiques sont basés sur l'hypothèse d'équilibre thermique. L'inconvénient de cette hypothèse est qu'elle commence à ne plus être valable pour le cas où l'accélération de fluide est importante. Dans de tels écoulements, les termes de transferts de masse et de chaleur entre les phases varient beaucoup plus lentement que les gradients de pression.
Par ailleurs, certains modèles uniphasique supposent que l'équilibre thermodynamique est réalisé à tout moment. Or, dans la réalité et lors d'un processus d'expansion, les

transferts de chaleur et de masse entre les phases ne suivent pas les conditions d'équilibre.

Du point de vue de la modélisation, un modèle basé sur l'hypothèse d'équilibre thermodynamique surestime les gradients de densité du mélange. La conséquence en est une divergence probable dans le cas où le rapport de densité du fluide par celle du gaz est trop important.

Il en résulterait une convergence difficile et une difficulté à manipuler les écoulements dans les zones de transition entre liquide et gaz.

Il faut ajouter pour certains modèles les inconvénients suivants (qui peuvent concerner certains modèles et pas d'autres :

- Le degré de développement des couches limites thermiques est imposé par l'opérateur.
- Le degré de développement des échanges thermiques est imposé par l'opérateur.
- Absence d'impact de la poche sur la cinématique de l'écoulement et réciproquement.
- A température élevée, la couche limite thermique augmente dans la poche cavitante, ce qui génère des instabilités numériques (car si T augmente, le rapport ρ_l / ρ_g augmente).
- L'hypothèse d'équilibre thermodynamique induit une surestimation du gradient de densité du mélange et donc une divergence des calculs si ρ_l / ρ_g devient important.
- L'hypothèse d'équilibre thermique implique des gradients de pression excessivement grands, ce qui rend la résolution numérique difficile.

Pour information, dans la présente étude, on a testé un cas diphasique avec le modèle homogène et les résultats ont montré une divergence par rapport à la littérature. Pour cette raison qu'on a opté pour un modèle non homogène qui répond à la spécification de l'étude.

III.4 Ecoulements Diphasique :

III.4.1 Introduction :

Il s'agit, en partant des équations générales, d'établir des formulations plus pratiques s'appliquant aux configurations les plus fréquemment rencontrées dans les applications des écoulements diphasiques

On commence par définir les paramètres descriptifs des écoulements diphasiques, puis on présente les configurations d'écoulements rencontrées (et la cartographie associée).

On établit ensuite les équations de bilan s'appliquant aux écoulements 1D. On verra que ces équations font apparaître des termes d'interaction avec les parois et des termes d'interaction entre les phases à l'interface.

III.4.2 Paramètres descriptifs des écoulements diphasiques :

Dans chaque volume (sous-volume) ou section considérée pour établir les équations de bilan, par exemple comme sur la Figure III.4 on suppose que chacune des deux phases (liquide L, gazeuse G) occupe une partie du volume (V_L,V_G) ou la section de passage disponible (A_L , A_G).

Dans chaque section, chaque phase circule avec une vitesse moyenne propre (U_L, U_G).

Dans chaque volume (sous-volume) ou section, chaque phase a une température moyenne propre (T_L ,T_G). Les différents composants de la phase gazeuse seront supposés en équilibre de température.

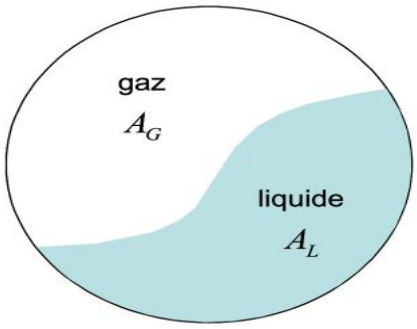


Fig.III.4 : Disposition des phases gaz/liquide en équilibre

En toute rigueur, on doit considérer également que chacune des deux phases a sa propre pression moyenne), mais on supposera pour simplifier que P_L=P_G.

Notons que les deux vitesses U_L et U_G ne sont pas forcément de même signe :

- Si (U_L, U_G) sont du même signe, l'écoulement est dit co-courant.
- Si (U_L, U_G) sont de signes opposés, l'écoulement est dit à contre-courant.

- Débits et vitesses massiques

De manière évidente, les débits massiques de chaque phase dans chaque section sont :

$$\dot{m}_L = A_L \rho_L u_L = (1-\alpha) A \rho_L u_L$$

$$\dot{m}_G = A_G \rho_G u_G = \alpha A \rho_G u_G \qquad (III.23)$$

D'où le débit massique total dans la section :

$$\dot{m} = \dot{m}_L + \dot{m}_G = A[(1-\alpha)\rho_L u_L + \alpha\rho_G u_G] \qquad (III.24)$$

On utilise aussi parfois la notion de vitesse massique, définie comme suit :

$$G_L = (1-\alpha)\rho_L u_L$$
$$G_G = \alpha\rho_G u_G \qquad (III.25)$$

D'où la vitesse massique totale :

$$G = G_L + G_G = (1-\alpha)\rho_L u_L + \alpha\rho_G u_G = \frac{m}{A} \qquad (III.26)$$

- Débits et vitesses volumiques

De même, les débits volumiques de chaque phase sont :

$$q_L = A_L u_L = (1-\alpha)Au_L$$
$$q_G = A_G u_G = \alpha A u_G \qquad (III.27)$$

D'où le débit volumique total dans la section :

$$q = q_L + q_G = A[(1-\alpha)u_L + \alpha u_G \qquad (III.28)$$

On introduit aussi parfois la notion de vitesse volumique (ou vitesse superficielle) :

$$J_L = (1-\alpha)u_L$$
$$J_G = \alpha u_G \qquad (III.29)$$

$$J = J_L + J_G = (1-\alpha)u_L + \alpha u_G = \frac{q}{A} \qquad (III.30)$$

- Qualité, titre massique et fraction massique :

Si les deux vitesses sont de même signe, il est intéressant pour caractériser l'écoulement d'introduire la notion de titre massique ou qualité (quality) dont la définition est le rapport du débit massique gazeux au débit total :

$$X = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}} = \frac{G_G}{G} = \frac{\alpha\rho_G u_G}{(1-\alpha)\rho_L u_L + \alpha\rho_G u_G} \qquad (III.31)$$

Il ne faut pas confondre le titre massique avec la fraction massique de gaz dans le mélange diphasique liquide-gaz :

$$Y_G = \frac{m_G}{m} = \frac{\alpha\rho_G}{(1-\alpha)\rho_L+\alpha\rho_G} \qquad (III.32)$$

On montre facilement que le taux de vide peut s'exprimer en fonction du titre massique ou de la fraction massique selon :

$$\alpha = \frac{X\rho_L}{X\rho_L+(1-X)\rho_G S} = \frac{X/\rho_G}{X/\rho_G+(1-X)S/\rho_L}$$

$$\alpha = \frac{Y_G\rho_L}{Y_G\rho_L+(1-Y_G)\rho_G} = \frac{Y_G/\rho_G}{Y_G/\rho_G+(1-Y_G)/\rho_L} \qquad (III.33)$$

Où, par définition, S désigne le glissement entre phases :

$$S = \frac{u_G}{u_L}$$

On peut faire les remarques suivantes :

- Les variables α, Y_G, X valent 0 ou 1 simultanément dans les cas limites où seule l'une des deux phases existe.
- Les variables Y_G et X sont égales si les deux vitesses sont parfaitement couplées, c'est-à-dire $U_G=U_L$, donc S =1 .

III.5 Modèles diphasiques :

Le modèle à deux fluides traite séparément les deux phases et permet de suivre les particules dispersées. Dans ce cas, le champ est séparé pour chaque phase. Les quantités transportées interagissent par l'intermédiaire des " termes de transfert d'interface ". Par exemple, deux phases peuvent avoir des champs de vitesse différents, mais il y aura une tendance à égaliser ces champs à travers des termes de traînée d'interphase.
De plus, le modèle de phases séparées utilise comme hypothèse de base le fait de négliger des interactions entre particules (qui sont supposées être sphériques). Ce qui revient à considérer une faible fraction volumique de la phase dispersée (généralement inférieure ou égale à 20 %). Dans la présente étude, on fera varier volontairement le GVF jusqu'à 20 % et on analysera l'impact sur les résultats.

Ces modèles à deux phases sont également appelés modèles à 2-fluides. Ils sont basés sur l'hypothèse selon laquelle le fluide peut être présent à la fois à l'état liquide et à l'état gaz. Le gaz est caractérisé par sa densité ρ_v et le liquide par sa densité ρ_L.
A chaque nœud du maillage, les inconnues sont calculées pour les deux phases et moyennées sur le volume occupé par le liquide et le gaz respectivement. Si on ne tient pas compte de l'équation de l'énergie, le nombre d'équations de conservation est égal à 4.

Les modèles diphasiques sont basés sur les équations suivantes :

- Les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement pour les phases gaz et liquide résolues séparément en quantifiant les échanges de masse, de quantité de mouvement et éventuellement d'énergie entre ces deux phases.
- Un modèle de dynamique des bulles si on veut tenir compte de ces dernières dans l'écoulement.
- Un modèle de turbulence.

Dans certains modèles, on ajoute à ces équations une équation de fraction volumique telle que celle du modèle VOF afin de faciliter la résolution.
En plus des inconnues relatives à la turbulence (tenseur de Reynolds, ….) et celles d'une éventuelle équation pour la dynamique des bulles de gaz non condensable, les inconnues du problème sont les vecteurs vitesse du gaz et du liquide U_v et U_l , les pressions du gaz et du liquide P_v et P_l et la fraction massique du gaz α_v. On a donc 9 inconnues et on dispose de 9 équations :

- Une (01) Equation de conservation de masse pour la phase gaz :

$$\frac{\partial(\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_v \rho_v \vec{U}_{v_i})}{\partial x_i} = \dot{m}_v \qquad \textit{(III.34)}$$

- Une (01) Equation de conservation de masse pour la phase liquide :

$$\frac{\partial((1-\alpha_v)\rho_l)}{\partial t} + \frac{\partial((1-\alpha_v)\rho_l \vec{U}_{l_i})}{\partial x_i} = \dot{m}_l \qquad \textit{(III.35)}$$

- Six (6) Equations scalaires résultant des 2 équations vectorielles de quantité de mouvement

$$\frac{\partial(\rho_v \vec{U}_{v_i})}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_v \rho_v \vec{U}_{v_j} \vec{U}_{v_i})}{\partial x_i} = -\frac{\partial P_v}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{v_{ij}}}{\partial x_i} \qquad \textit{(III.36)}$$

$$\frac{\partial(\rho_l \vec{U}_{l_i})}{\partial t} + \frac{\partial((1-\alpha_v)\rho_l \vec{U}_{l_j} \vec{U}_{l_i})}{\partial x_i} = -\frac{\partial P_l}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{l_{ij}}}{\partial x_i}$$

- Une (1) Equation découlant de l'hypothèse simplificatrice (adoptée dans la plupart des modèles diphasiques) qui s'applique pour les fluides non visqueux, à l'interface liquide/gaz.

On néglige la tension superficielle, ce qui implique qu'il ne reste que les efforts dus aux forces normales associées à la pression, et que ces efforts sont égaux. Il en découle une égalité entre les pressions des phases gaz et liquide de part et d'autre de l'interface comme illustré sur la figure III.5

$$P_V = P_L \qquad \text{(III.37)}$$

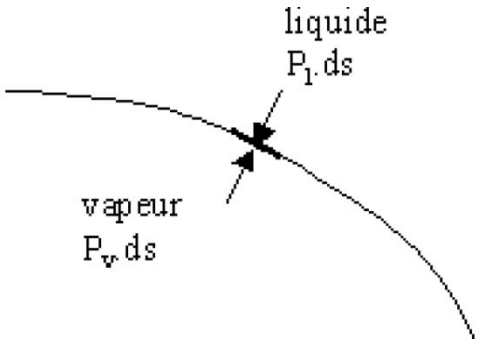


Fig.III.5 : Egalité de pression entre les deux phases (gaz et liquide)

Parmi les modèles diphasiques les plus récents figurent :

- Le modèle de (Sauer et Schnerr, 2000) [34] qui est diphasique mais qui présente la particularité de modéliser la phase de transition qui est entre la phase gaz et la phase liquide. Ce modèle simule les poches attachées et non attachées :
- Le modèle de (Senocak et Shyy, 2001) [35] ;
- Le modèle de (Abgrall et Saurel, 2003) [36] dans lequel ont été injectées les lois d'état pour modèles diphasiques de (Le Métayer, Massoni et Saurel, 2004) [37].

L'inconvénient de ces modèles dépend des ressources informatiques requises pour le traitement du volume important des données et la capacité de stockage des mémoires, ainsi que la limitation du modèle à des fractions volumiques importantes de la phase dispersée.

III.5.1 Le modèle de RAYLEIGH-PLESSET :

Ce modèle décrit le développement et la dynamique des bulles en supposant les différentes phases de l'écoulement munies de la même vitesse. Ceci constitue un moyen relativement simple pour établir une loi d'évolution du taux du vide, en se basant sur le signe de la différence de pression.
Ce modèle néglige les interactions entre les bulles ainsi que leur fusion, il suppose également qu'elles restent sphériques. La combinaison de l'équation de Rayleigh-Plesset avec l'équation de l'énergie est favorable à la modélisation du développement et de l'implosion des bulles.
Cette approche permet d'introduire l'impact de la dynamique des bulles sur le modèle de cavitation. Elle est essentiellement constituée de l'équation de développement d'une bulle de vapeur dans un liquide.

$$R_B \frac{D^2 R_B}{Dt^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{DR_B}{Dt}\right)^2 = \frac{P_B - P}{\rho_l} - \frac{4V_l}{R_B}\frac{DR_B}{Dt} - \frac{2T_s}{\rho_l R_B} \qquad (III.38)$$

Avec :
R_B : rayon des bulles ; P_B : pression de vapeur dans les bulles,
P : pression du liquide environnant ; ρ_l : densité du liquide ; T_s : tension surfacique.

III.5.2 La méthode VOF :

Le VOF standard est appliqué aux écoulements avec phases liquide et gaz.
La méthode VOF (Volume-Of-Fluid) est appliquée à une grande variété d'écoulements hydrodynamiques dont les écoulements diphasiques ou cavitants. Le VOF a été principalement utilisé pour simuler les écoulements de fluides non miscibles en résolvant une seule série d'équations de quantité de mouvement et en détectant la fraction volumique de chacun des fluides dans le domaine. Les applications typiques du VOF sont l'étude des jets, le mouvement d'un fluide suite à la rupture d'un barrage et les évolutions stationnaires et instationnaires d'une interface liquide/gaz.
Dans le cas général, la méthode du VOF est plus appropriée aux écoulement stratifiés, elle traque le mouvement d'un certain volume de fluide à travers le domaine de calcul, sans accorder de l'importance au fait que ce volume contienne l'une des phases ou l'autre ou un mélange des deux. Les deux phases sont traitées en tant que mélange homogène, par conséquence une seule série d'équations est nécessaire. Il arrive souvent dans la méthode du VOF que les équations de continuité et de quantité de mouvement soient couplées par des algorithmes tel que l'algorithme SIMPLE ('Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations') utilisé pour introduire la pression dans l'équation de continuité. Elle nécessite en plus la résolution de l'équation de transport de la fraction α_q de la phase q dans une cellule. α_q est défini comme étant le rapport du volume de la vapeur par celui de la cellule.

$$\frac{\partial(\alpha_q)}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_q u_i}{\partial x_i} = \frac{\dot{m}_q}{\rho_q} \qquad (III.39)$$

L'équation de quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla.(\rho\vec{u}\vec{u}) = -\nabla P + \nabla.[\mu(\nabla\vec{u} + \nabla\vec{u}^T)] + \rho\vec{g} + \vec{F} \qquad (III.40)$$

Cette équation de quantité de mouvement est donc dépendante des fractions volumiques de toutes les phases à travers les définitions de μ et ρ. Dans le cas où l'on tient compte de l'énergie, son équation s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla.(\vec{u}(\rho E + P)) = \nabla.[(k_{effe}\nabla T)] + S_h \qquad (III.41)$$

Avec $\boldsymbol{E} = \frac{\sum_q \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_q \alpha_q \rho_q}$, et S_h étant le terme source de chaleur (rayonnement, ...)

et k_{eff} est la Conductivité thermique effective (communes à toutes les phases). Comme pour la vitesse, la résolution de cette équation près de l'interface se complique s'il existe un écart important de température entre les phases.

III.5.3 Pression totale diphasique :

La pression totale en simulation diphasique est définie par la relation :

$$P_{tot} = P_{stat} + \sum_{\alpha} \frac{1}{2} r_{\alpha} \rho_{\alpha} U_{\alpha}^2 \qquad (III.42)$$

Cette définition est utilisée également pour l'écoulement compressible et incompressible. Néanmoins, cette pression est traitée différemment pour l'écoulement diphasique selon la simulation et les conditions d'écoulement.

III.5.4 Contrainte de pression dans le calcul Diphasique :

Le compte de toutes les équations hydrodynamiques est soldée par l'existence de (4Np +1) équations dans (5Np +1) inconnus $U_{\propto}$, $V_{\propto}$, $W_{\propto}$, $r_{\propto}$, $P_{\propto}$, dont on aura besoin de (Np -1) équations de plus pour la fermeture du système.
Cette équation de fermeture est donnée par la contrainte de pression, c'est-à-dire que toutes les phases partagent le même champ de pression :
Pα=P pour les deux phases air et eau, α= 1 ,..., Np.
D'où : Np est nombre totale des phases et $r_{\propto}$: la fraction volumique de la phase α

III.5.5 Ecoulement proche des parois :

- Présentation :

Proche d'une paroi, les gradients dans l'écoulement sont forts et l'effet de la viscosité est prédominant. La condition de non glissement impose une vitesse nulle sur la paroi, mais proche de la paroi, une couche limite se développe en deux bandes (voir Figure III.6).

- La couche limite laminaire : collée sur la paroi, l'effet de la viscosité est dominant et donne un aspect laminaire à l'écoulement.
- La couche limite turbulente : plus éloignée de la paroi, où l'effet de la turbulence est prépondérant.

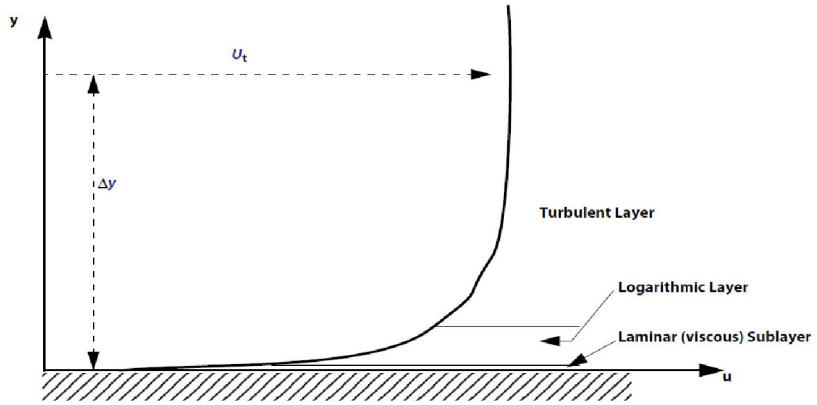


Fig.III.6 : Représentation de couche limite

• La contrainte de cisaillement visqueux en fonction de la vitesse est décrite par une loi de paroi (Wall Function). Le profil logarithmique en est un parfait exemple. Deux approches sont utilisées pour le traitement proche d'une paroi :

• La loi de paroi utilise des formules empiriques pour imposer des conditions convenables proches de la paroi sans résoudre le problème d'écoulement dans la couche limite. Cela permet d'utiliser un maillage pas assez raffiné proche de la paroi et gagner ainsi en temps de calcul. Les lois de paroi échelonnables (Scalable Wall Function) sont utilisées pour tous les modèles de turbulence basés sur la fonction de dissipation epsilon. Elles permettent d'être appliquées sur un maillage arbitraire proche de la paroi sans nécessité de déterminer les détails de l'écoulement dans cette zone.

La méthode du faible Reynolds résout les détails de l'écoulement dans la couche limite. Ceci nécessite un maillage très raffiné proche de la paroi pour capturer les changements rapides des variables. Cela se répercute par une dimension plus grande du problème et un temps de calcul accru. Pour réduire ces exigences, un traitement automatique proche de la paroi (Automatic near-wall treatment) est recommandé, qui permet de basculer graduellement entre lois de paroi et méthode du faible Reynolds lorsque le maillage est assez raffiné sans perte de précision.

- Maillage proche d'une paroi :

La détermination de la couche limite est importante pour l'étude de l'écoulement. Deux critères sont suggérés pour établir le maillage dans cette zone :

• Espacement minimum entre nœuds : nécessaire à la bonne capture des changements rapides dans la couche limite.

On définit la distance adimensionnée y^+ perpendiculaire à la paroi par :

$$\Delta y^+ = \frac{\Delta y u_\tau}{\nu} \qquad (III.43)$$

$$\Delta y = L \Delta y^+ \sqrt{80}\, \mathrm{Re}_L^{-13/14}$$

Δy est l'espacement entre deux nœuds dans le maillage. L est une longueur caractéristique. Re est le nombre de Reynolds. u_τ est la vitesse de cisaillement.

On recommande :

$20 \leq \Delta y^+ \leq 100$ pour une loi de paroi, $\Delta y^+ \leq 2$ pour un faible Reynolds

Noter que $\Delta y^+ \leq 200$ est acceptable pour le traitement automatique.

• Nombre minimum de nœuds : perpendiculaire à la paroi pour décrire l'écoulement dans la couche limite.

On recommande : - 10 pour une loi de paroi et traitement automatique

-15 pour un faible Reynolds

L'épaisseur de la couche limite peut être estimée par : $\delta = 0.035 L \mathrm{Re}_L^{-1/7}$ *(III.44)*

III.6 Modèles de turbulence :

III.6.1 Modèle de turbulence monophasique :

Trois critères influencent de manière importante le choix d'un modèle de turbulence :
La nature physique du problème, la qualité des résultats attendus, la puissance de calcul. Différents modèles de turbulence sont disponibles dans les outils présentés, en partant des plus simples comme le modèle à zéro équation, jusqu'aux plus complexes comme celui des contraintes algébriques (Algebraical Stress Models).
Suivant la complexité de l'écoulement, leur choix est toujours un point délicat lors de l'emploi des codes de CFD. Néanmoins, des modèles RANS classiques, comme $\kappa-\varepsilon$ ou $\kappa-\omega$, sont amplement utilisés et apportent des résultats satisfaisants.
La figure III.7 résume les différentes méthodes utilisées pour la modélisation de la turbulence dans les équations de Navier-Stokes.

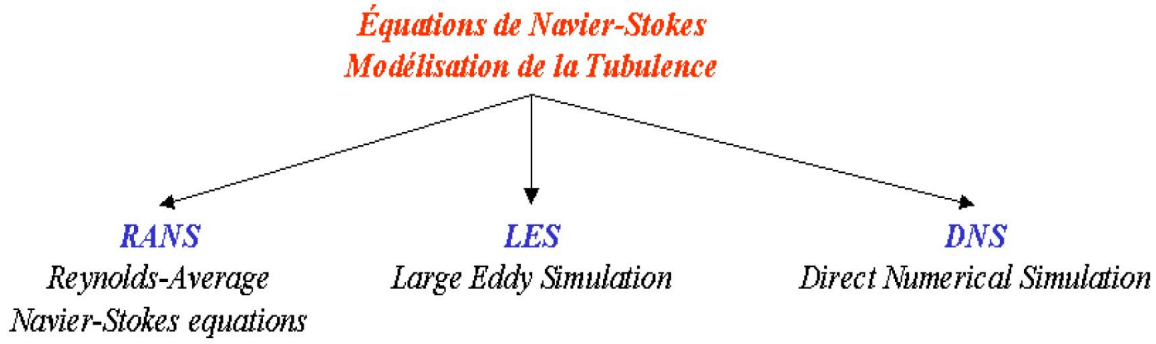


Fig.III.7 : Résolution des équations de Navier-Stokes. Modélisation de la turbulence

III.6.1.1 RANS (Reynolds Average Navier-Stokes equations) :

Connue aussi comme méthode statistiques, les modèles RANS représentent l'approche la plus répandue pour la résolution des équations de Navier-Stokes.
Elles procèdent directement au moyennage des équations de Navier-Stokes en redéfinissant les variables comme la sommation de deux valeurs : une valeur moyenne et une valeur fluctuante. Ainsi, pour une variable arbitraire quelconque (la pression p, la vitesse C, etc...), on écrit :

$$\emptyset_i(\vec{x},t) = \bar{\emptyset}_i\,(\vec{x},t) + \grave{\emptyset}_i\,(\vec{x},t) \qquad (III.45)$$

Où φ_i , représente la valeur moyenne, et φ_i' , la partie fluctuante.
Pour la fermeture du problème, le calcul des contraintes de Reynolds peut être envisagé de plusieurs manières. L'approche la plus ancienne consiste à calculer les termes des contraintes de Reynolds en faisant appel au concept de viscosité turbulente. Ce concept qui se traduit par l'hypothèse de Boussinesq permet d'exprimer les contraintes de Reynolds en fonction des gradients de vitesse moyenne de l'écoulement. Sur le tableau III.1, on donne un classement pour des relations de fermeture.

Relation de fermeture	Caractéristique
Algebraic Eddy viscosity ou modèle à zéro équation	Ce modèle utilise une relation algébrique pour le calcul des contraintes de Reynolds.
Modèles à une équation	Ils utilisent une équation différentielle partielle pour une échelle de vitesse des fluctuations turbulentes.
Modèles à deux équations	Ils utilisent deux équations différentielles partielles : l'une pour la longueur de l'agitation turbulente et l'autre pour l'échelle de vitesse des fluctuations turbulentes.
Modèles des contraintes de Reynolds	Ils utilisent plusieurs équations différentielles partielles (couramment sept) pour toutes les composantes des contraintes

Tableau III.1- Classement des relations de fermeture.

Les équations moyennées, complétées de modèles de fermeture convenables, fournissent ainsi un système qui conserve la caractéristique fondamentale du modèle de Navier-Stokes, tout en ayant recouvré un déterminisme mathématique statistique.
Néanmoins, si l'intérêt de ces méthodes réside dans le fait qu'elles donnent accès aux champs locaux des paramètres statistiques dans toute configuration géométrique, elles restent cependant tributaires de deux contraintes principales :

- La résolution numérique qui peut parfois devenir complexe ;
- La maîtrise de la procédure de «modélisation» qui, actuellement au moins, reste antinomique de tout usage en «boîte noire».

III.6.1.2 Modèles à zéro équation :

Ces modèles sont également appelés modèles à longueur de mélange car ils ne font intervenir aucune équation de transport supplémentaire.
Le modèle à zéro équation est basé sur une équation algébrique très simplifiée dans laquelle la viscosité turbulente est le produit d'une échelle des vitesses U max par l'échelle des longueurs telle que proposée par Prandtl et Kolmogorov :

$$\mu_t = \rho f_u U_{max} l_m \qquad (III.46)$$

f_μ est un coefficient de proportionnalité, U_{max} est la vitesse maximale dans le domaine de calcul et lm est donnée par la relation suivante, dans laquelle V_D représente le volume du domaine :

$$l_m = \frac{V_D^{1/3}}{7}$$

III.6.1.3 Modèle k – **ε** (Standard) :

C'est le plus célèbre des modèles de turbulence. Etant une méthode très stable et numériquement robuste, elle est implémentée dans la majorité des logiciels commerciaux de CFD. Ce modèle permet d'étudier convenablement un certain nombre d'écoulements, mais il présente certaines défaillances pour les simulations des écoulements turbulents à faible nombre de Reynolds.En conséquence, il n'est applicable que loin des parois. Pour contourner cette limitation, des lois de parois sont associées à ce modèle, compromettant parfois la stabilité numérique.
L'expression de l'équation du modèle est :

$$\frac{\partial(\overline{\rho\varepsilon})}{\partial t} + \nabla.(\bar{\rho}\varepsilon\overrightarrow{\tilde{u}}) = \nabla.\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(P_k C_{\varepsilon 1} - \bar{\rho}\varepsilon c_{\varepsilon 2}) \qquad (III.47)$$

Dont P_K est le terme de production de turbulence due aux forces visqueuses et éventuellement de gravité :

$$P_k = \mu_t \nabla\vec{\tilde{u}}.\left(\nabla\vec{\tilde{u}} + \nabla\overrightarrow{\tilde{u}^T}\right) - \frac{2}{3}\nabla.\vec{\tilde{u}}\left(3\mu_t\nabla.\vec{\tilde{u}} + \rho k\right) + P_{kb} \qquad (III.48)$$

III.6.1.4 Modèle k – **ω** (Standard) :

Contrairement au modèle k−ε (Standard), ce modèle n'a pas besoin de l'incorporation de fonctions non-linéaires pour la simulation à faibles nombres de Reynolds. Néanmoins, l'implémentation de ce modèle exige une taille de maille près des parois très fine, pas facilement réalisable dans la plupart des cas. Pour résoudre cela, une fonction de proximité des parois est incorporée. Elle garantit une transition lissée à partir de la formulation à bas nombre de Reynolds vers la loi de parois. L'équation générale gouvernant ce modèle s'est donnée par :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \nabla.(\bar{\rho}\omega\overrightarrow{\tilde{u}}) = \nabla.\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}}\right)\nabla\omega\right] + \alpha_1\frac{\omega}{k}P_k - \beta_1\bar{\rho}\omega^2 \qquad (III.49)$$

III.6.1.5 Modèle k – **ω** SST :

En incorporant les effets de transport dans la formulation de la viscosité turbulente (eddy-viscosity), ce modèle améliore considérablement la prédiction du début du décollement ainsi que sa taille. En effet, les modèles standards à deux équations présentent des problèmes pour une prédiction efficace de ce phénomène.

III.6.1.6 Modèle de turbulence SST (Shear Stress Transport) :

C'est le modèle retenue pour la présente étude pour l'eau autant la phase contenue.

La turbulence peut être définie comme étant constituée des irrégularités du mouvement d'un fluide, elle est caractérisée par la formation de tourbillons de toutes échelles. Le mouvement des particules fluides est aléatoire et imprévisible.

Un modèle de turbulence est utilisé pour prédire les effets de la turbulence dans un écoulement sans résoudre le problème des fluctuations turbulentes à très petites échelles.

Pour les écoulements dans une pompe centrifuge, on recommande l'utilisation du modèle de turbulence avec SST (Shear Stress Transport). Ce modèle est robuste et permet de prédire avec précision les décollements qui se produisent sur les parois des organes internes d'une turbomachine.

Les modèles de turbulence sont basés sur l'hypothèse de la relation entre les gradients des vitesses moyennes et la viscosité turbulente donnée par :

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_m}{\partial x_m} + \rho k \right) \delta_{ij} \qquad (III.50)$$

Où : x_j : coordonnées généralisées

U_j : composante de vitesse selon la direction des coordonnées

ρ : Masse volumique

μ_t : viscosité turbulente

k : énergie cinétique turbulente

Le modèle k-oméga suppose que la viscosité turbulente est reliée à l'énergie cinétique turbulente k et la fréquence turbulente ω par la relation suivante :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \qquad (III.51)$$

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \qquad (III.52)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \qquad (III.53)$$

Le modèle SST tient compte du transport des contraintes de cisaillement turbulentes. Ce modèle est une combinaison des modèles k-oméga proche des parois et k-epsilon loin des parois :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \qquad (III.54)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = a_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \qquad (III.55)$$
$$+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \qquad (III.56)$$

La viscosité turbulente est calculée par :

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega ; SF_2)} \qquad (III.57)$$

$$S = \sqrt{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \qquad (III.58)$$

$$F_1 = \tanh\left\{\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y} ; \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) ; \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2}\right]\right\}^4\right\}$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} ; 10^{-10}\right) \qquad (III.59)$$

$$F_2 = \tanh\left\{\left[\max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y} ; \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right)\right]^2\right\}$$

Avec les cœfficients :

$\beta^* = 0.09$, $a_1 = {}^5/_9$, $\beta_1 = {}^3/_{40}$

$\sigma_{k1} = 2$, $\sigma_{\omega 1} = 2$, $a_2 = 0.44$

$\beta_2 = 0.0828$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega 2} = 0.856$

ν : viscosité cinématique.

III.6.2 Modèle de turbulence diphasique :

III.6.2.1 Modèle Non Homogène :

Le modèle de la turbulence diphasique est utilisé en conjonction du modèle non-homogène (modélisé particules et mélange) seulement.

L'hypothèse de la viscosité turbulente est basée sur l'attribution d'une distribution propre à chaque phase, la distribution de la vitesse est gouvernée par la viscosité effective :

$$\mu_{\alpha eff} = \mu_\alpha + \mu_{t\alpha} \qquad (III.60)$$

III.6.2.1.1 Algebraic Models Zero Equation Model:

Ces modèles sont également appelés modèles à longueur de mélange car ils ne font intervenir aucune équation de transport supplémentaire. Ceci est basé sur une équation algébrique très simplifiée dans laquelle la viscosité turbulente est le produit d'une échelle de la vitesse turbulente $U_t\alpha$ par l'échelle des longueurs $L_t\alpha$, telle que proposée

par Prandtl et Kolmogorov :

$$\mu_{t\alpha} = \rho_\alpha f_\mu U_{t\alpha} l_{t\alpha} \qquad (III.61)$$

f_μ est un coefficient de proportionnalité, l'échelle de la vitesse $U_{t\alpha}$ est calculé au maximum pour la phase α.Si cette vitesse est spécifiée dans le calcul, automatiquement sera prise en considération pour toutes les phases. L'échelle de longueur $L_{t\alpha}$ est calculée par la formule suivante dans laquelle V_D représente le volume du domaine :

$$l_{t\alpha} = \frac{V_D^{1/3}}{7}$$

III.6.2.1.2 Modèle diphasique Dispersed Phase Zero Equation :

Pour la simulation diphasique, on a choisi le modèle Dispersed Phase Zero Equation. C'est le modèle avec lequel on a modélisé la phase dispersée (Air).

L'équation générale du modèle est définie par :

$$V_{td} = \frac{V_{tc}}{\sigma} \Rightarrow \mu_{td} = \frac{\rho_d}{\rho_c}\frac{\mu_{tc}}{\sigma} \qquad (III.62)$$

Le paramètre σ c'est la turbulence du nombre de Prandtl reliant la viscosité turbulente cinétique de la phase dispersée V_{td} avec celle de la phase continue V_{tc}.

III.6.2.1.3 Modèle à deux équations diphasiques :

- Modèle K-**ξ** :

Pour rappel, l'indice K représente l'énergie cinétique de la turbulence, elle est définie par la variation des fluctuations dans l'échelle de la vitesse (M^2/S^2).

ξ représente la dissipation de la viscosité turbulente (M^2/S^3).

Pour le modèle K-ξ la viscosité turbulente est modélisé selon l'équation suivante :

$$\mu_{t\alpha} = C_\mu \rho_\alpha \left(\frac{K_{\alpha^2}}{\varepsilon_\alpha}\right) \qquad (III.63)$$

L'équation de transport pour K et ξ pour la turbulence phasique est supposée similaire dans la forme à celle du monophasique :

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha k_\alpha) + \nabla.\left(r_\alpha\left(\rho_\alpha U_\alpha k_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_k}\right)\nabla k_\alpha\right)\right) = r_\alpha(P_\alpha - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + T_{\alpha\beta}^{(K)} \qquad (III.64)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + \nabla.\left(\left(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha \varepsilon_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla \varepsilon_\alpha\right)\right) = r_\alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha}(C_{\varepsilon 1} P_\alpha - C_{\varepsilon 2}\rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + T_{\alpha\beta}^{(\varepsilon)} \qquad (III.65)$$

Les termes additionnels $T_{\alpha\beta}^{(K)}$, $T_{\alpha\beta}^{(\varepsilon)}$ représente le transfert entre phases pour K et **ξ** respectivement

- Modèle des contraintes de Reynolds :

La version diphasique du modèle de Reynolds est équivalente à celle du monophasique, seulement que tous les flux et les sources volumétrique sont multipliés par la fraction volumique. Pour rappel, l'équation de Reynolds est exprimée par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{u_\iota u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_K}\left(U_K \rho \overline{u_\iota u_j}\right) = P_{ij} + \emptyset_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k}\left[\left(\mu + \frac{2}{3}c_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon}\right)\frac{\partial \overline{u_\iota u_j}}{\partial x_k}\right] - \frac{2}{3}\delta_{ij}\rho\varepsilon \qquad (III.66)$$

III.6.2.2 Modèle Homogène Diphasique :

Dans le modèle homogène diphasique, les équations de la turbulence globale sont résolues de la même façon que pour les équations monophasiques, à l'exception de l'utilisation du mélange de densité et de viscosité, c'est-à-dire le mélange des phases existantes.

Ce modèle a été déjà développé dans le paragraphe des modèles monophasiques.

III.7 Présentation du logiciel ANSYS CFX :

III.7.1 Description du code de simulation :

Pour les simulations, le choix s'est porté sur le logiciel commercial CFX-14.5 développé par ANSYS. CFX est un logiciel général de simulation numérique des écoulements en mécanique des fluides et de transferts thermiques. Il permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète, de la modélisation de la géométrie, au post-traitement, en passant par la génération du maillage et le calcul. CFX est particulièrement bien adapté aux machines tournantes, qui forment l'objectif de la présente étude.

CFX est divisé en 4 modules à savoir : ICEM, CFX-pre, CFX-solver et CFX-post [32].

- Module ICEM :

Le module ICEM est utilisé comme un logiciel de CAO traditionnel. La géométrie est construite à partir d'éléments tels que points, courbes, surfaces et volumes. C'est également ce module qui permet de générer un maillage s'appuyant sur la géométrie. L'utilisateur fixe les paramètres des mailles qu'il souhaite obtenir sur les éléments. Le maillage sert de support à une représentation discrète des variables continues. Pour les mailles primitives, CFX utilise des formes géométriques comme représentées sur la figure III.8.

Une fois le maillage effectué, ICEM crée un fichier portant l'extension « .cfx », qui regroupe les informations relatives au maillage, exploitable par CFX-Pre.

- Module CFX-Pre :

Le module CFX-Pre permet de définir le problème physique comme les caractéristiques des fluides utilisés et la dynamique correspondante. Il permet également de fixer les conditions aux limites et initiales du problème, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution (régime permanent ou transitoire). Les paramètres régissant la convergence du calcul comme le pas de temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides en présence sont par ailleurs fixés.
Une fois tous les paramètres définis, CFX-Pre génère un fichier « .def » qui contient toutes les informations nécessaires pour mener le calcul.

- Module CFX-Solve :

Le module CFX-Solver est le module qui effectue les calculs. Il est basé sur la méthode des volumes finis et l'intégration des équations de Navier-Stokes dans chaque maille, et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte des phénomènes physiques comme la turbulence, le rayonnement thermique…
Dans le cas d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que, soit le nombre maximal d'itérations consigné par l'utilisateur soit atteint, soit la solution satisfasse les conditions de convergence.
Dans le cas d'une résolution en régime transitoire, le calcul prend fin lorsque la durée de résolution du phénomène étudiée est atteinte.

A la fin du calcul, CFX-Solver génère deux types de fichiers :

- Un fichier « .out » lisible par un éditeur de texte. Ce fichier résume le déroulement du calcul. Il contient les informations du « .def », ainsi que le bilan du système de résolution.
- Un fichier «.res » qui contient l'ensemble des résultats. Ce fichier est directement exploitable par CFX-Post.

- Module CFX-Post :

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géographie, de visualiser des contours, des iso-surfaces, des lignes de courant, des champs de vitesse.

III.7.2 Schéma général de résolution :

La résolution utilise un solveur couplé où toutes les variables sont résolues ensemble et en même temps (pour u, v, w, p). Le schéma de résolution consiste principalement en 2 opérations de calculs intensifs suivantes:

- Détermination des cœfficients : les équations non linéaires sont linéarisées et les cœfficients sont assemblés dans la matrice globale.
- Résolution du système : le système linéaire obtenu est résolu par la technique décrite précédemment.

Le système utilise un schéma complètement implicite à chaque pas de temps.

Pour les écoulements stationnaires, le «pseudo-temps» agit comme un accélérateur de convergence où la solution stationnaire est considérée comme asymptotique en temps vers la solution physique permanente. Le pseudo-pas de temps par itération est fixé par l'utilisateur dans «Physical Timescale», soit automatiquement soit par une valeur donnée. On recommande un pas de temps égal à $1/\Omega$ (vitesse de rotation) pour les turbomachines.

Pour les écoulements instationnaires, la solution est obtenue à chaque pas de temps physique. La méthode de résolution instationnaire est basée sur une approche par pas de temps dual. À chaque pas de temps physique, le processus itératif en pseudo-pas de temps permet de faire converger la solution. Le pas de temps physique par itération externe (boucle extérieure) est fixé par l'utilisateur dans «Physical Timestep». Plusieurs itérations internes (boucles intérieures) avec un pseudo-pas de temps plus petit sont exécutées dans une même itération externe afin d'assurer la convergence.

III.7.3 Evaluation des erreurs :

Les incertitudes dans les simulations numériques d'écoulements proviennent des sources potentielles d'erreurs suivantes :

- Erreurs numériques : proviennent de la différence entre les équations de base exactes et les équations discrétisées. Elles englobent :
  - Les erreurs de troncature dans l'espace et dans le temps. Un maillage assez raffiné et un pas de temps assez petit permet de réduire ces erreurs.
  - Les erreurs d'itération : l'utilisation du pseudo-temps par des itérations internes limitées induit ces erreurs à la convergence.
  - Les erreurs d'arrondissement : liées au fait que l'ordinateur garde les valeurs avec un nombre fini de chiffres significatifs (en binaire), limitant ainsi leurs niveaux de précision. Le passage à la double précision permet d'augmenter le nombre de chiffres mais exige plus de mémoire.
  - Erreurs d'estimation : dues à l'influence du raffinement du maillage ou la réduction du pas de temps sur la solution convergée.

- Erreurs de modélisation : proviennent de l'utilisation de modèles théoriques ou empiriques pour la description de certains phénomènes dans l'écoulement ou pour réduire la procédure de résolution, comme par exemple les modèles de turbulence.

- Erreurs de l'utilisateur: proviennent du manque d'expertise de l'utilisateur des CFD, manque de détails et de rigueur dans la définition du problème. Ceci concerne particulièrement :
  - Des simplifications exagérées du problème.
  - Une géométrie mal définie.
  - Un maillage de mauvaise qualité et non adapté.
  - Usage incorrect des conditions aux limites.
  - Choix inadéquat des paramètres de résolution tels que le pas du temps.
  - Emploi erroné des modèles physiques.
  - Résultats non encore convergés.

- Erreurs de l'application : proviennent du manque d'informations précises sur l'écoulement comme par exemple la connaissance exacte des conditions aux limites ou les détails de la géométrie.

Plusieurs interfaces sont possibles dans un même domaine. Il existe trois options de connexion :

- Automatic Connections : automatiquement sélectionne la connexion directe ou non, en se basant sur la correspondance des nœuds dans la limite d'une tolérance établie.
- Direct (One-to-One) Connections : La connexion directe est disponible si les deux domaines présentent un maillage dont les nœuds à leur interface coïncident entièrement en nombre et en position de part et d'autre, dans la limite d'une tolérance établie.
- GGI (General Grid Interface) Connections : cette technique permet la connexion de 2 maillages qui en général ne coïncident pas à l'interface de leurs domaines. En général, GGI permet la connexion de maillages qui ne se correspondent pas ni à la position de leurs nœuds, ni à leurs types d'éléments, formes et surfaces de leurs faces. Il est possible d'utiliser GGI lorsque les deux domaines présentent un léger écart ou une interférence à leur interface. Dans la technique GGI, une surface de contrôle est établie sur l'interface. Un algorithme général d'intersection est utilisé pour permettre une complète liberté de changer de topologie du maillage et la distribution des flux à travers l'interface. L'algorithme fonctionne même si les 2 surfaces à l'amont et à l'aval de l'interface ne présentent pas une connexion parfaite. Cette technique est robuste et flexible pour la connexion des maillages, mais elle exige plus de calculs et de mémoire, et provoque des erreurs supplémentaires.

III.7.5 Modélisation des interfaces :

La modélisation des interfaces s'occupe de la manière de connecter 2 domaines de maillages différents. Dans une pompe centrifuge, cela concerne particulièrement la connexion entre maillages des domaines fixes et mobiles.

- Interface Type : Il définit le type d'interface entre domaines d'étude. Le cas présent, il s'agit d'une connexion entre fluide ou «Fluid-Fluid».

- Interface Models : Il définit comment modéliser l'écoulement à travers l'interface.

- Rotational Periodicity : l'option périodique permet à une géométrie simple d'être utilisé lorsqu'un problème entier comporte un domaine formé de plusieurs géométries identiques (voir Figure III.09). C'est le cas classique d'étude sur un seul passage d'une pompe centrifuge. La périodicité permet de réduire la dimension d'un problème entier en ne considérant qu'une partie de la géométrie qui le représente.

La condition de périodicité impose qu'un flux sortant d'une interface soit automatique entrant de l'autre.

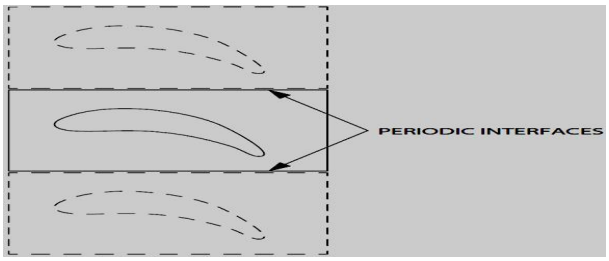


Fig.III.09 : Périodicité du domaine

- General Connection : C'est un moyen robuste de connexion pour :
  - Définir des domaines fixe et mobile.
  - Connecter des domaines de type de maillage différent (voir Figure III.10).
  - Permettre le glissement (rotation) et la disposition (orientation) entre domaines (voir Figure III.11).

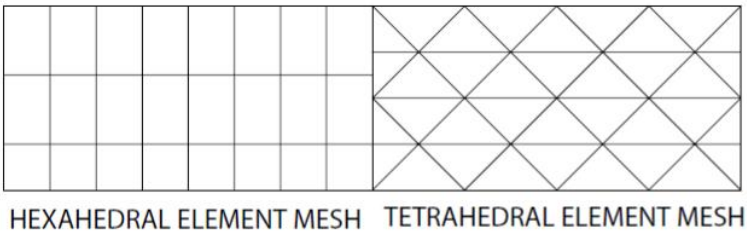


Fig.III.10 : Domaines de type de maillage différent

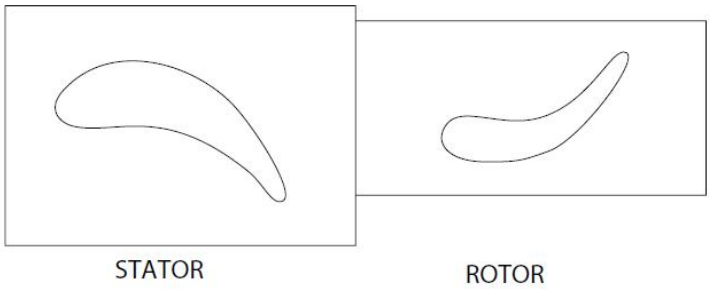


Fig.III.11 : Domaines avec glissement et disposition

Dans ce modèle, on doit définir le mode de glissement «Frame Change» ou changement de repère et de disposition «Pitch Change» ou changement de pas.
Pour le glissement «Frame Change», 4 possibilités sont présentées :

1- None : Aucun glissement n'est autorisé.

2- Frozen Rotor : c'est la méthode utilisée dans notre simulation, le glissement est autorisé mais la disposition relative des domaines à l'interface reste fixe lors de l'étude. Cela permet d'obtenir une solution stationnaire avec prise en compte partielle des effets instationnaires, où que ce qu'on appelle solution quasi ou pseudo-instationnaire. Les effets de la rotation (termes centrifuge et de Coriolis) sont inclus dans ce modèle, ainsi que l'accommodation automatique au glissement à l'interface. Ce modèle est robuste et le moins exigeant en termes de ressources informatiques. Ce mode est particulièrement utilisé dans les domaines non axisymétrique tels que : roue/diffuseur aubé, roue/volute, étage de turbine, etc. L'inconvénient de ce modèle est son incapacité à simuler les véritables effets instationnaires lorsque l'écoulement passe d'un domaine fixe à un domaine mobile (ou vice versa), et sa relative sensibilité à la disposition entre composants à forte interaction.
Dans ce mode, on peut définir un décalage en rotation «Rotationnel offset» pour permettre de simuler une disposition relative entre domaines sans changer la position initiale des maillages (voir Figure III.12).

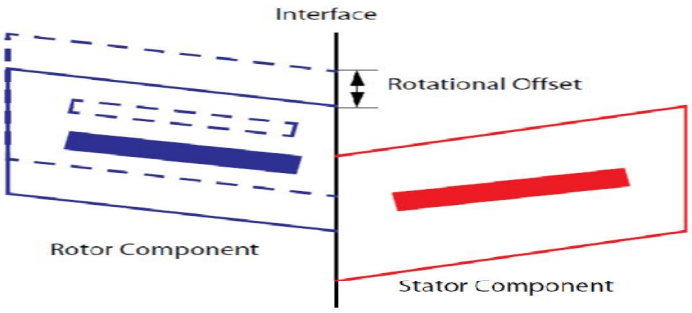


Fig.III.12 : Décalage dans Frozen Rotor

3- Stage : ce modèle propose de calculer des moyennes des flux sur des bandes circonférentielles de l'interface face amont avant de les injecter comme des flux uniformes face aval. Cette technique permet d'obtenir une solution stationnaire en effectuant des calculs de moyenne de l'écoulement à l'interface. Elle est utile pour des machines multi-étagées en régime stationnaire, mais ne permet pas de capter les effets instationnaires. Elle est aussi déficiente lorsque les variations circonférentielles sont très importantes comme dans le cas d'une interaction rotor-stator.

4- Transient rotor-stator : ce modèle résout le véritable problème instationnaire de l'écoulement pour un maximum de précision. Il utilise une technique d'interface de glissement «Sliding Interface» afin de permettre une rotation graduelle entre composants lors de l'étude. A cet effet, le glissement relatif est simulé à l'interface et permet de mettre en évidence les effets instationnaires sur l'écoulement induits par ce mouvement. A chaque pas de temps, la position relative du maillage est actualisée de part et d'autre de l'interface. Ce modèle est robuste et donne des prédictions précises. L'inconvénient est le besoin énorme en ressources informatiques pour les calculs, le stockage et le traitement des données instationnaires.

La disposition «Pitch Change», est utilisée pour connecter des domaines disposés différemment. Cette disposition concerne la dissemblance des surfaces de glissement et leur orientation de part et d'autre de l'interface (Fig.III.13)

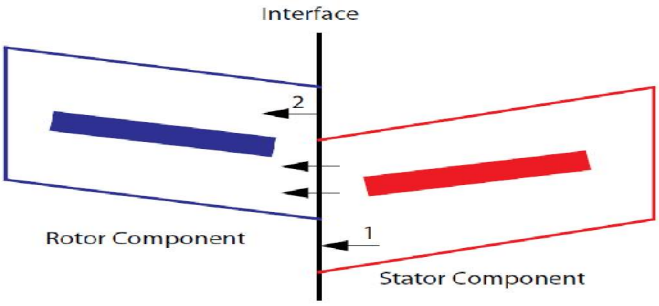


Figure III.13 : Orientation des domaines

Chapitre IV

Sélection, modélisation de la pompe et simulation de l'écoulement

IV.1 Présentation de la pompe d'étude :

IV.1.1 Description de la pompe NS32 :

La pompe NS32 fait partie d'une gamme de pompes industrielles à volute du constructeur Européen ENSIVAL-MORET–St-Quentin. Elle est classée sous la référence MP 250-200-400, son cahier des charges est présenté dans le tableau IV.1.

Caractéristiques Pompe MP 250-200-400

Caractéristiques	Pompe MP 250-200-400
Hn [m]	49
Qn [m^3/h]	590
N [tr/min]	1470
nsq	32

Tableau IV.1 Cahier des charges de la pompe NS32

Les principales dimensions de la roue et de la volute sont synthétisées dans le tableau IV.2 et illustrées respectivement sur les figures IV.1 et IV.2 :

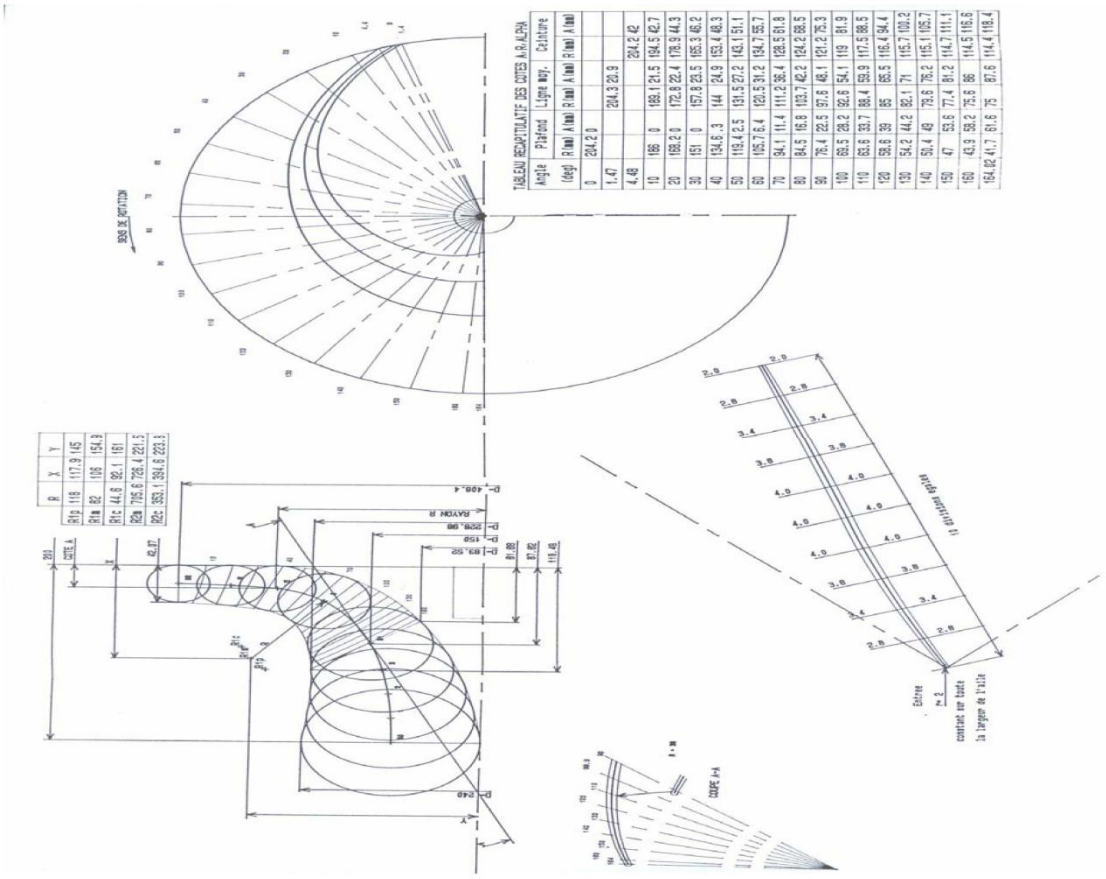


Fig.IV.1 : Tracé hydraulique de la roue centrifuge NS32. MP 250-200-400

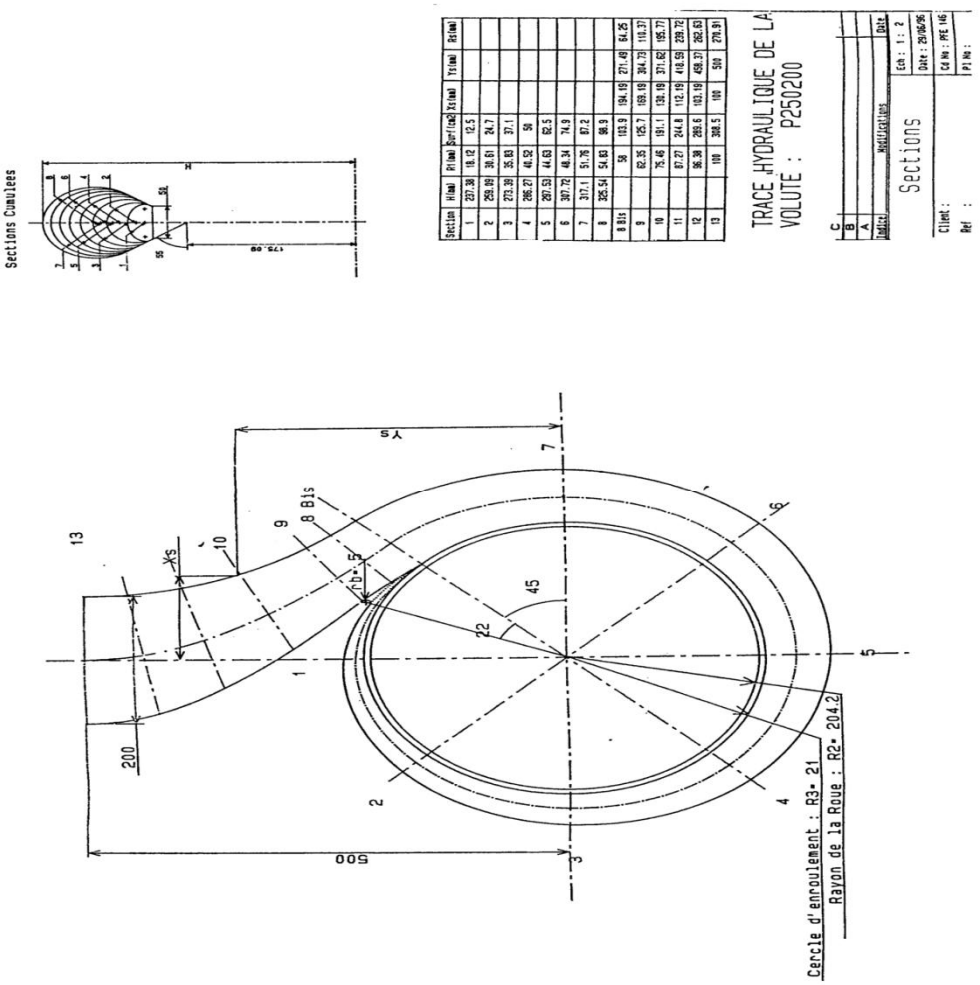


Fig.IV.2 : Tracé hydraulique de la volute.

Détails des dimensions de la pompe :

POMPE NS32. MP 250-200-400		
Dimension	Valeur	Description
Roue		
R_0 [mm]	115.0	Rayon de la bride d'entrée
R_1 [mm]	75.0	Rayon moyen à l'entrée de la pale
b_1 [mm]	85.9	Largeur à l'entrée de la pale
β_1 [°]	70.0	Angle d'entrée de la pale
θ_1 [°]	37.0	Angle d'inclinaison de l'arête d'entrée
R_2 [mm]	204.2	Rayon moyen à la sortie de la pale
b_2 [mm]	42.0	Largeur à la sortie de la pale
β_2 [°]	63.0	Angle de sortie de la pale
θ_2 [°]	90.0	Angle d'inclinaison de l'arête de sortie
Na	5	Nombre de pales
e [mm]	8	Epaisseur des pales
Volute		
R_3 [mm]	218.0	Rayon de base de la volute
b_3 [mm]	50.0	Largeur de base de la volute
ϕ_{sortie} [mm]	100	Diamètre de la bride de refoulement

Tableau IV.2 : Tableau récapitulatif des dimensions de la pompe

La figure IV.3 représente la pompe réelle sur son bâti.

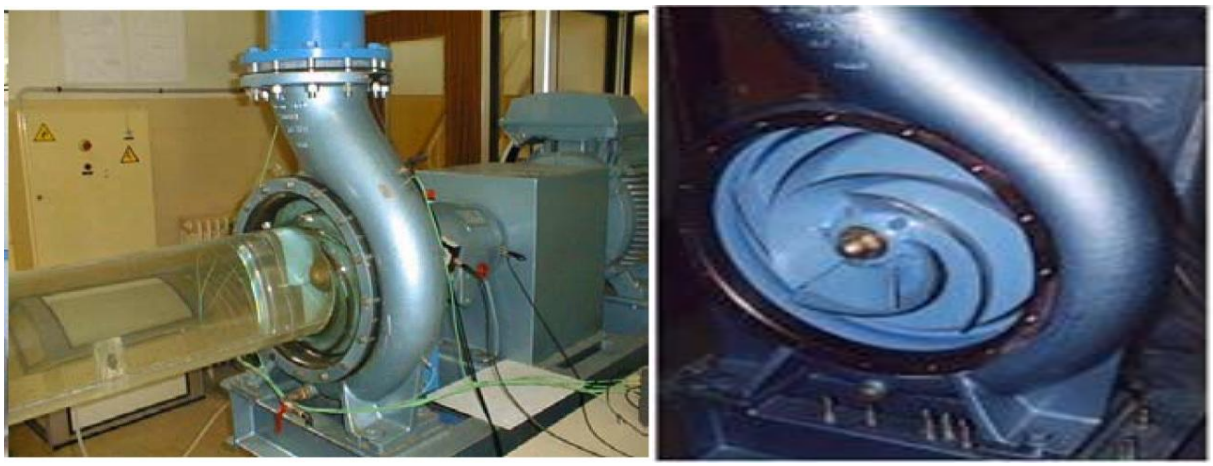


Fig.IV.3 : Pompe NS 32.MP 250-200-400

IV.1.2 Caractéristiques de la pompe NS 32 :

On présente sur la Figure IV.4 la caractéristique hydraulique expérimentale hauteur-débit de la pompe NS32.

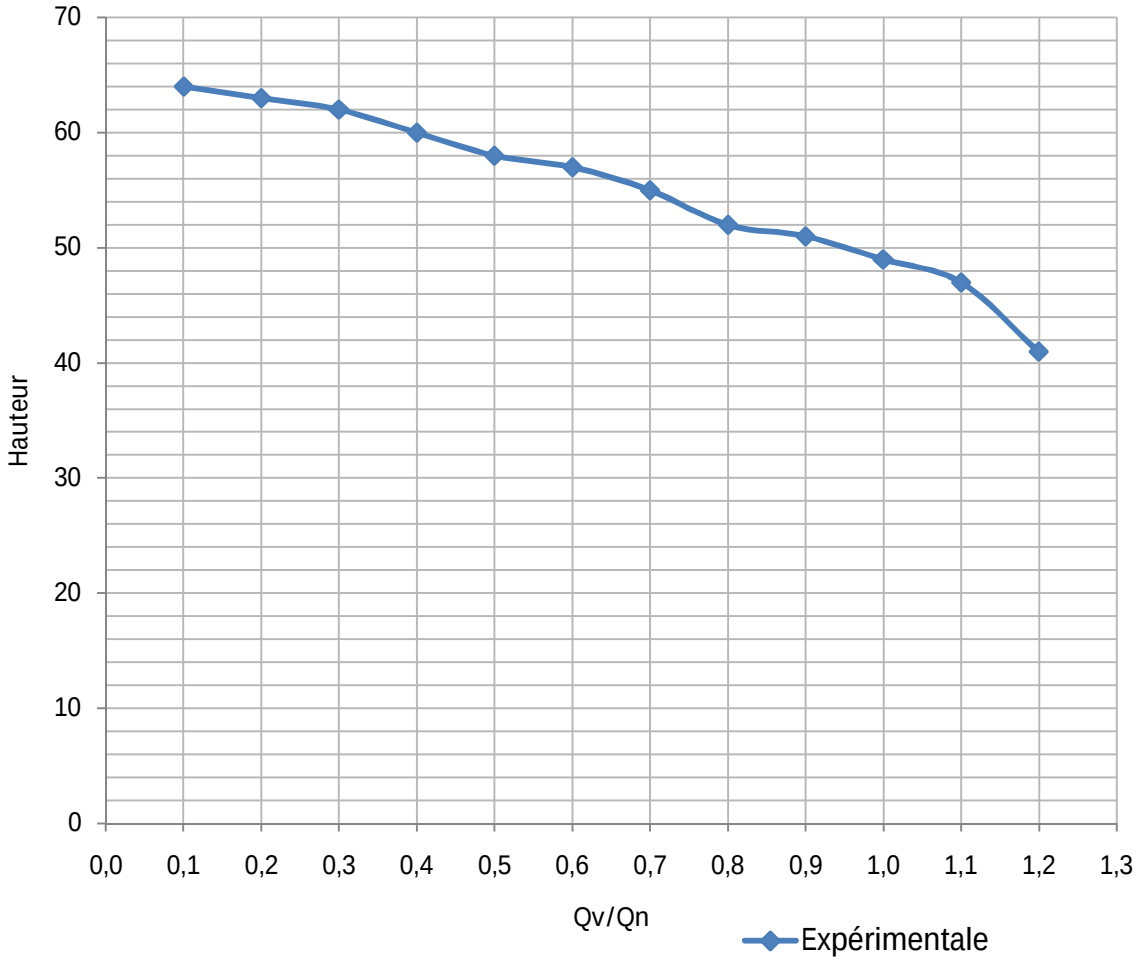


Fig.IV.4 : Courbe expérimentale hauteur-débit de la pompe NS 32

IV.2 Modélisation de la pompe NS 32 :

Pour cette étape, on procède à la mise en traitement numérique de la pompe par sa conception solide virtuelle à l'aide du module ICEM du logiciel CFX et par l'élaboration du maillage.

IV.2.1 Conception de la pompe :

La création de la géométrie et le maillage sont faites par le logiciel qui s'appelle ICEM. Il permet de créer la géométrie en 2D ou 3D selon le modèle, directement à l'échelle réelle. La géométrie est reconstituée à partir des informations géométriques données dans les dessins techniques de la pompe. Le logiciel permet de préciser les zones de circulation du fluide : entrée, sortie, parois, domaine d'écoulement. Il élabore le maillage automatiquement selon les choix, la répartition et le raffinement exigés par l'utilisateur.

IV.2.2 Elaboration de la géométrie des éléments de la pompe :

Le module ICEM est un puissant outil de conception doté de commandes qui facilitent la reconstitution de la géométrie réelle à dessiner pour en faire un modèle fidèle virtuel. La géométrie est construite à partir d'objets tels que points, lignes, surfaces et volumes selon l'ordre suivant :

1- Création de points sur les contours à dessiner;
2- Dessin des lignes de contours représentant les profils du modèle à réaliser;
3- Génération des surfaces représentatives du modèle ;
4- Création du volume fluide;
5- Définition des parties d'intérêts telles que entrée, sortie, symétrie, etc. ;
6- A cela, il faut ajouter des interfaces de part et d'autre entre les éléments fixes et mobiles.

Les éléments de la pompe à réaliser sont :

- Conduites d'entrée et de sortie : des cylindres droits sont placés précisément à leur position dans le modèle.
- Roue à aubes : Une section du passage incorporant une aube est réalisée en suivant le tracé hydraulique, La roue entière est reconstituée par copie périodique du passage.
- Volute en spirale : Les profils de la volute sont dessinés selon le tracé hydraulique, puis sont balayés par des surfaces pour reconstituer la forme finale.

Tous ces éléments s'imbriquent exactement pour reconstituer la pompe finale comme illustré sur les 08 figures (IV.5 ; IV.6 ; IV.7 ; IV.8 ; IV.9 ; IV.10 ; IV.11 ; IV.12).

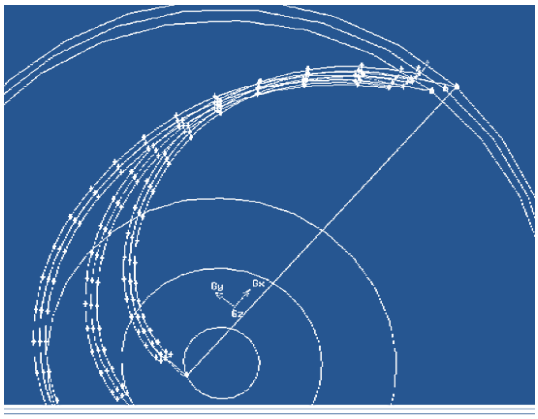


Fig.IV.5 : Création des points

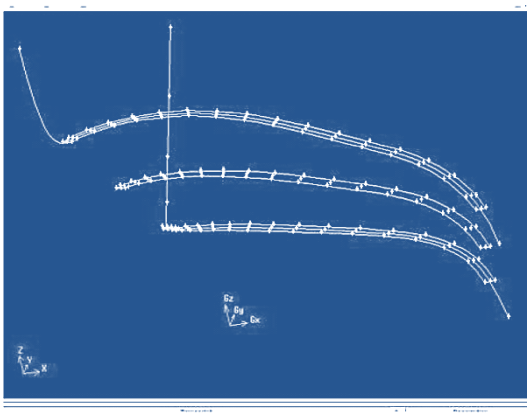


Fig.IV.6 : Création du turbo profile

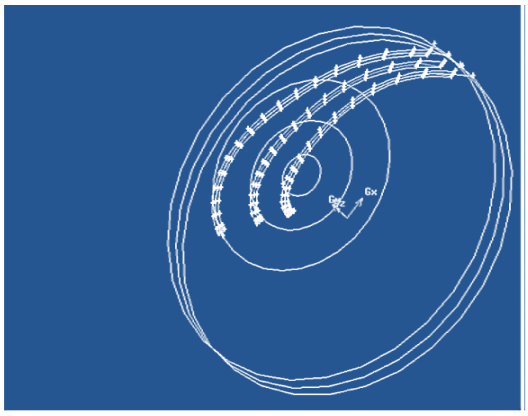


Fig.IV.7 : Alignement des lignes virtuelles aux Lignes Réelles

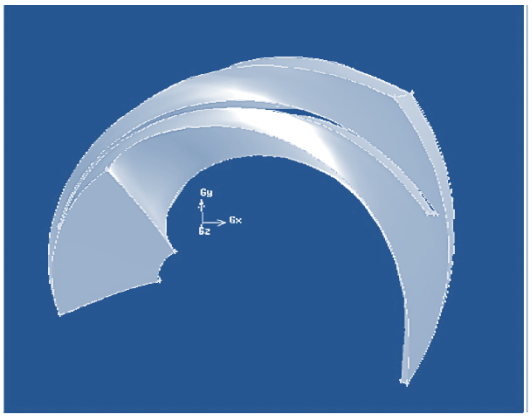


Fig.IV.8 : Création du turbo volume.

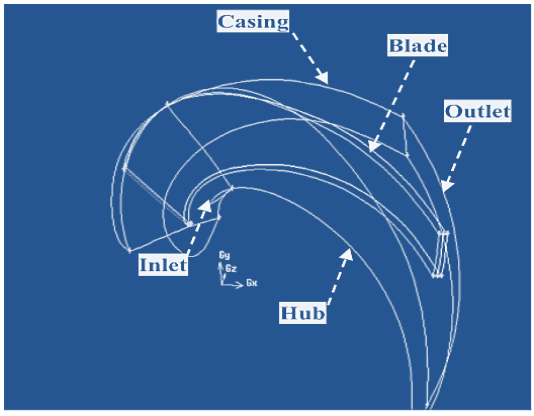


Fig.IV.9 : Définition du turbo zone.

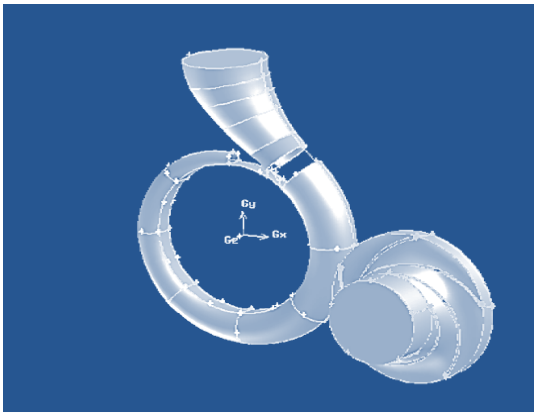


Fig.IV.10 : Création et dessin de la volute

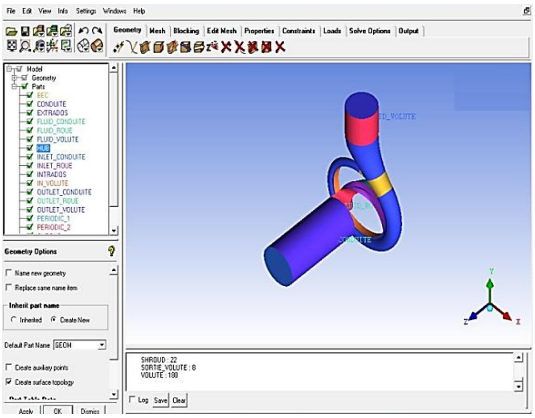


Fig.V.11 : Vue globale de la pompe

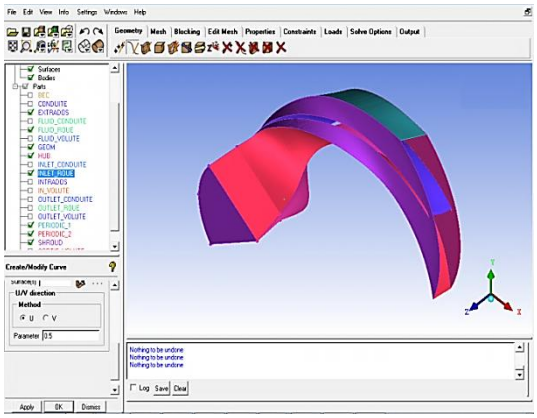


Fig.IV.12 : Roue de la pompe NS32

IV-2.3 Elaboration du Maillage de la pompe :

Une des opérations primordiales et les plus délicates en simulation numérique est le maillage. En effet, le maillage a des conséquences directes sur la convergence et la précision des résultats. Un maillage de bonne qualité doit être bien réparti et assez raffiné pour déterminer précisément les champs d'écoulement, mais ceci reste tributaire des moyens informatiques disponibles.
Dans le cas d'une pompe, la notion de maillage adapté est la façon d'élaborer un maillage convenable pour chaque domaine fluide. En effet, la pompe est formée de trois composants, donc de trois maillages différents. Le maillage de chaque composant doit certes respecter des critères géométriques et physiques d'une façon indépendante, mais doit tenir compte de contraintes liées à l'étude d'une façon globale. Ces contraintes sont en relation avec le sens de l'écoulement, les conditions aux limites, la définition des interfaces, les phénomènes étudiés et la dimension générale du problème à traiter.
Le domaine d'intérêt essentiel de l'étude sont les zones entrée et sortie de la roue. Donc ces zones doivent subir une grande attention sur le raffinement du maillage. Néanmoins, les autres zones non touchés par une étude minutieuse, ne doit pas être négligés en y adoptant un maillage grossier, car la transmission d'informations à travers tous les domaines fluides doit se faire avec le même degré de précision, spécialement lorsque les conditions aux limites sont appliquées loin de la zone d'intérêt.

La notion de maillages adaptés est une répartition équilibrée du maillage entre les domaines fluides, en respectant les critères généraux de génération de maillage, du degré de précision désirée et de la dimension maximale du problème qu'on peut traiter avec les moyens informatiques disponibles.

Le maillage utilisé pour chaque composant de notre pompe d'étude est de type non structuré en tétraèdres (tétras). Les tétras sont des éléments très flexibles qui permettent de reconstituer fidèlement la géométrie complexe des passages dans la pompe moyennant un raffinement suffisant. La contrepartie de l'utilisation des tétras est l'émergence d'un nombre important de variables à stocker ce qui rend rapidement la dimension du problème à résoudre assez large et difficile à manipuler.

Pour l'élaboration des maillages, on a utilisé le code ICEM-CFD. La génération du maillage dans chaque domaine fluide est hautement automatisée moyennant une répartition adéquate des zones à mailler et un bon réglage des paramètres.

Chaque composant de la pompe est traité séparément. L'élaboration du maillage consiste à effectuer les opérations suivantes :

- Réglage des paramètres de tailles maximales des éléments.
- Raffinement sur les parois, les aubes, les bords des aubes, l'entrée et la sortie.
- Raffinement supplémentaire sur les interfaces et les zones proches.
- Raffinement sur les zones d'étude et de grandes variations des variables.
- Vérification contre les mauvais éléments et lissage du maillage.
- Contrôle de la qualité des éléments (non inférieure à 0.4).
- Contrôle du nombre total de nœuds.

La dimension du problème à résoudre par CFX est liée directement au nombre total de nœuds. Ce dernier doit être rigoureusement contrôlé de façon à permettre la résolution du problème dans la limite disponible des moyens informatiques.
Dans la présente étude, notamment que le même maillage est utilisé pour simuler les cas monophasique et diphasique, une attention particulière a été donnée aux exigences de calcul, précisément au passage au régime diphasique avec des fractions différentes de volume d'air dans le liquide.

Effectivement, lors des travaux préliminaires de simulations, on était contraint de raffiner un premier maillage adéquat suite à la difficulté de convergence rencontrée dans certaines situations en régime diphasique. A cet effet, deux maillages ont été utilisés selon l'exigence de la convergence et le cas d'étude.

Caractéristiques	Domaine de simulation	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments (ALL Tetrahedrons)
Maillage (A) Classique	Roue NS 32	569 460	3 262 520
	Conduite	157 021	923 038
	Volute	337 107	1 912 736
TOTAL		1 063 588	6 098 294
Maillage (B) Raffiné	Roue NS 32	894288	4764859
	Conduite	221053	1227058
	Volute	508239	2648111
TOTAL		1 623 580	8 640 028

Tableau IV.3 : Paramètres de maillage de la pompe.

L'illustration des deux maillages de la pompe sous ICEM est représentée sur les 06 figures (IV.13 ; IV.14 ; IV.15 ; IV.16 ; IV.17 ; IV.18)

1-Maillage classique

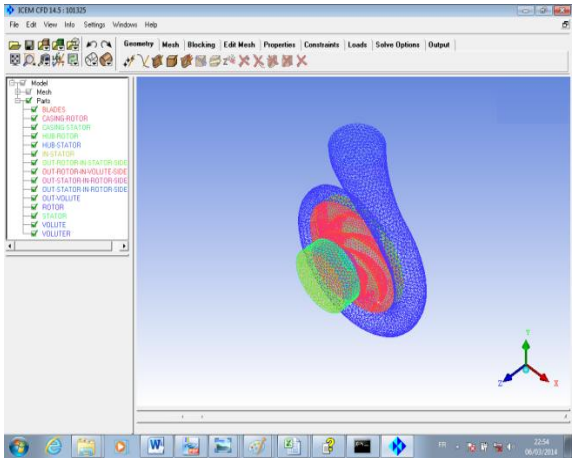


Fig.IV.13 : Maillage initial de la pompe

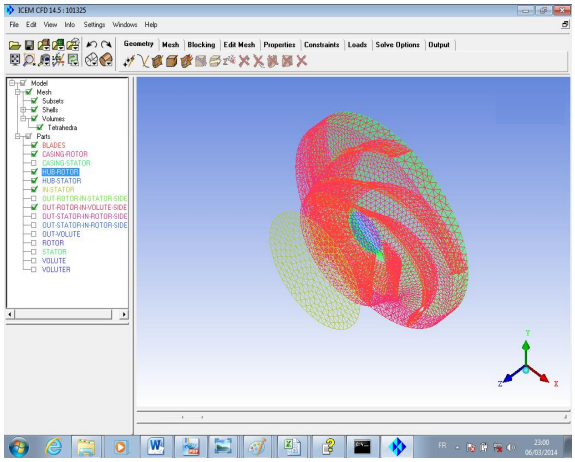


Fig.IV.14 : Maillage initial de la roue et la conduite

2-Maillage Raffiné

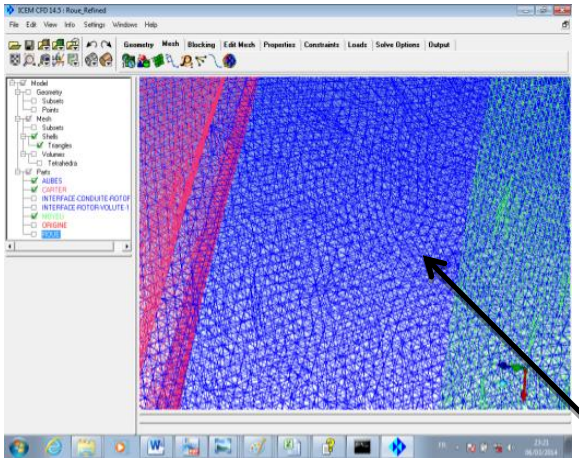


Fig.IV-15 : Maillage raffiné de la roue NS32

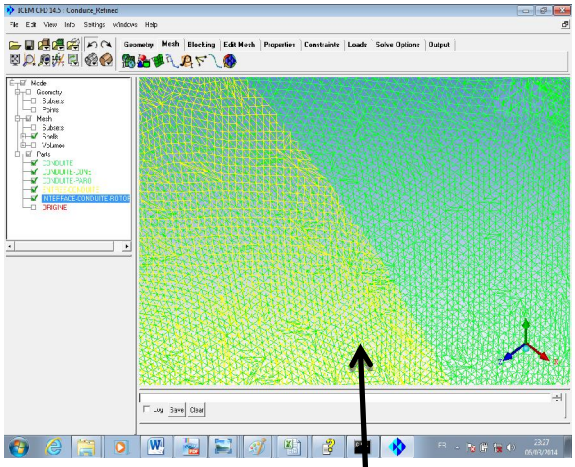


Fig.IV-16 : Maillage raffiné de la conduite

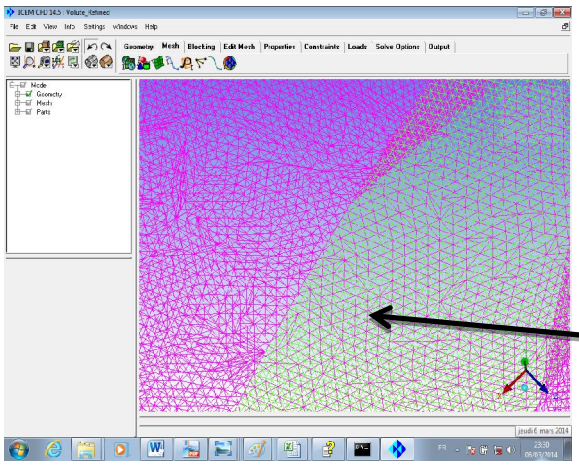


Fig.IV-17: Maillage raffiné de la volute

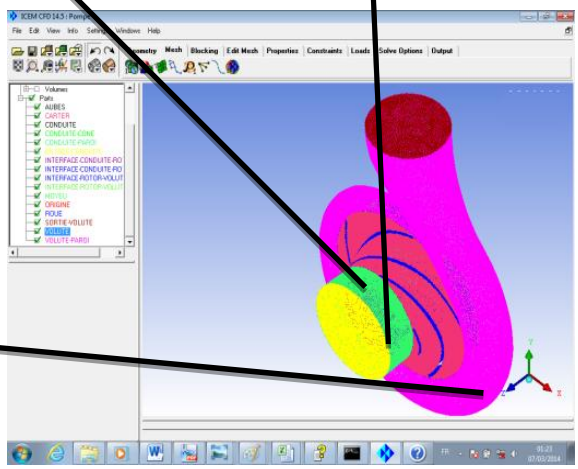


Fig.IV-18 : Maillage raffiné de la pompe

IV-3 Simulation Numérique de l'écoulement :

IV-3.1 Objectifs

L'objectif des simulations numériques est de valider la théorie développée pour expliquer la dégradation des performances d'une pompe centrifuge en écoulement diphasique.

Les simulations sont menées pour les cas suivants :

- Simulation des écoulements internes en nominal et hors nominal du régime monophasique.
- Simulation des écoulements internes en nominal du régime diphasique à différentes fractions du gaz.
- Simulation des écoulements internes en hors nominal du régime diphasique à différentes fractions.
- Exploitation et interprétation des résultats numériques avec élaboration des performances.
- Comparaison des résultats numériques et des données expérimentales disponibles.

IV-3.2 Caractérisation des Fluides :

Les fluides considérés dans l'analyse sont l'eau comme phase continue et l'air comme phase dispersée, bien que la portée de l'étude s'étende à tout le pompage diphasique, en particulier dans le domaine pétrolier (Huile/gaz). Le tableau IV-4 résume les propriétés pertinentes des deux fluides (eau/air).

Caractéristiques	Densité [kg/m 3]	Masse molaire [kg/kmol]	Coefficient de dilatation thermique [k^{-1}]	Viscosité Dynamique [Kg/ms]
Eau à 25C°	997	18,02	$2.57\ 10^{-4}$	0.0008899
Air à 25C°	1.185	28.96	0.003356	1.831e-05

Tableau VI.4 : Propriétés de l'eau et l'air à 25°C

La simulation numérique reste le moyen le plus approprié pour faire varier quelques-uns de ces paramètres.

Mais avant d'analyser et de tirer des conclusions sur les résultats des simulations numériques, il est nécessaire de s'assurer que ces résultats soient représentatifs de la réalité. Pour cela, nous avons suivi la méthodologie décrite dans le paragraphe suivant.

IV-3.3 Méthodologie

La méthode consiste dans un premier temps à valider la simulation numérique en écoulement monophasique en comparant les résultats de la simulation numérique aux résultats expérimentaux obtenus pour la pompe NS 32 objet de l'étude. La validation des simulations numériques est basée sur la comparaison des caractéristiques physiques et courbes de performances données par le constructeur. Cette étape a permis en même temps de valider les choix des modèles numériques.
Dans un second temps, une fois la simulation numérique validée en monophasique, on procède à la simulation en diphasique en faisant varier des paramètres tels que le GVF, avec une taille de bulles de référence (0.2 mm), dans le but d'analyser leur effet sur les performances de la pompe en régime nominal et hors nominal. D'autres simulations sont opérées pour illustrer l'impact du diamètre des bulles d'air et l'effet de la pression d'aspiration.

IV-3.4 Définition physique et conditions de simulation :

Après l'importation de la géométrie et du maillage du modèle généré avec ICEM, l'étape suivante est la définition physique du problème à l'aide du module CFX-Pre.
Ce module qui se présente sous la forme d'une bibliothèque, permet de définir :

- Le type d'écoulement et les fluides considérés ainsi que leurs propriétés physiques;
- Le type d'équations à résoudre;
- Le type de résolution (régime permanent ou transitoire);
- Les conditions aux limites sur les surfaces du domaine modélisé;
- Le modèle de turbulence;
- Les paramètres du solveur à savoir : le pas du pseudo-temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides en présence.

IV-3.4.1 Ecoulement Monophasique :

Pour la présente étude, on a réalisé les calculs avec de l'eau comme étant la phase homogène. Tous les calculs ont été menés en régime permanent sous la condition isothermique.
Les simulations numériques ont été menées en faisant varier le débit. On calcule pour chaque débit les différentes caractéristiques de l'écoulement monophasique.

- Conditions aux limites :

Nous avons utilisé 3 types de conditions aux limites à savoir : INLET (entrée), OUTLET (sortie) et WALL (paroi).

- Condition à l'entrée :

Une condition de la pression totale a été adoptée pour une valeur de 101325 Pa.

- Conditions de sortie :

On impose une condition équivalente en débit massique, soit d'abord pour le débit nominal Qn (équivalent à 163.39 Kg/s), ensuite pour une fraction du débit nominal allant de 0.2Qn à 1.2Qn par pas de 0.1Qn.

- Conditions aux parois :

De type paroi lisse avec condition de non glissement.

- Modèles de turbulence :

On a testé trois modèles de turbulence différents à savoir :

- Le modèle k-epsilon normalement utilisé pour des écoulements à nombre de Reynolds modéré (de l'ordre de 10^5).
- Le modèle k-oméga normalement recommandé pour les problèmes liés aux turbomachines ou à des écoulements qui se font dans un référentiel tournant.
- Le modèle SST (shear stress transport) : c'est le modèle le plus approprié aux écoulements en turbomachines. Ce modèle a été choisi pour toutes les simulations en régime monophasique. Le modèle SST tient compte du transport des contraintes de cisaillement turbulentes. Ce modèle est une combinaison des modèles k-oméga proche des parois et k-epsilon loin des parois.

- Modélisation de l'écoulement près des parois :

La loi de paroi utilisée dans le logiciel CFX pour les calculs est une extension de la méthode de Launder et Spalding. Dans les régions limitrophes, la vitesse près des parois est reliée à la contrainte de cisaillement exercée sur la paroi T_ω par une relation logarithmique.

- Interfaçage entre les domaines :

Le choix s'est porté sur le modèle Frozen Rotor ; le glissement est autorisé mais la disposition relative des domaines fixe et mobile à l'interface reste figée lors de l'étude. Cela permet d'obtenir une solution stationnaire avec prise en compte partielle des effets instationnaires.

Quatre interfaces ont été créées dans l'étude : deux interfaces spécifiés (Frame change/mixing model = Frozen rotor) avec modèle General connexion reliant la sortie de la conduite et l'entrée de la roue et deux autres interfaces avec les mêmes caractéristiques reliant la roue avec la volute.

- Critères de convergence et caractéristiques de la station de calcul :

Le critère de convergence sur les résidus dans les équations de mouvement est fixé à 10^{-4}, le nombre maximal d'itérations est fixé selon la tendance de la simulation.

Pour toutes les simulations en écoulement monophasique, le maillage classique (A) était suffisant pour que le critère de convergence soit toujours satisfait et tous les résidus ont chuté d'au moins du résidu fixé.

Les calculs ont été réalisés avec des stations de marque HP de caractéristiques boostées, à savoir une mémoire RAM de 32 GO et un processeur 12 cores de 2.5 GHZ chacun. Le temps de calcul est très dépendant du débit, à titre d'exemple pour la simulation monophasique au débit nominal, le calcul est le plus court a pris 03 minute et 30 secondes, par contre plus de temps est nécessaire pour les autres débits, pour le 0.5Qn le calcul a pris 29 minutes et 12 secondes.

Les figures IV.19 ; IV.20 illustrent les courbes de convergence et la différence de temps du calcul.

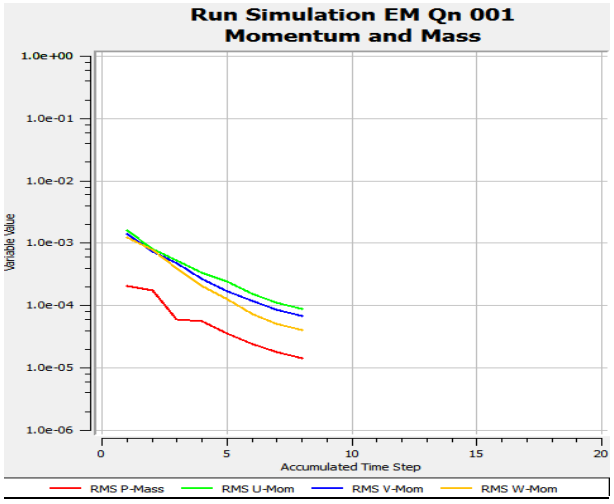


Fig.IV.19 : Convergence à Qn

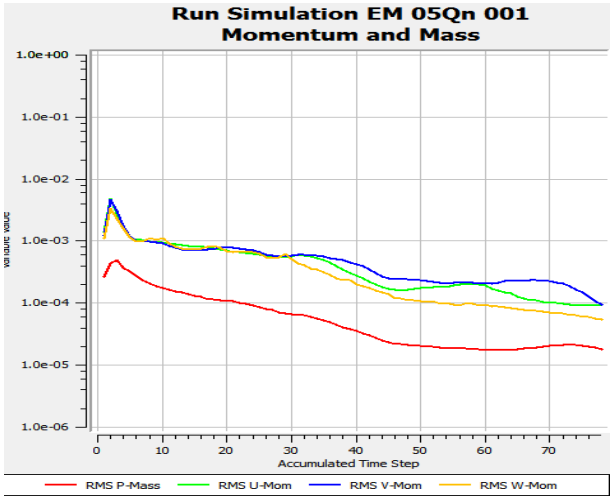


Fig.IV.20 : Convergence à 0.5Qn

IV-3.4.2 Ecoulement Diphasique :

Les calculs ont été menés en spécifiant l'air à 25 °C pour la phase dispersée et l'eau aussi à 25°C pour la phase continue. Tous les calculs ont été effectués en régime permanent avec la condition isothermique.
La méthodologie des simulations numériques en régime diphasique consiste à faire varier les paramètres opératoires suivants :

- Fractions volumiques de l'air : 1%, 3%, 5%, 8%, 10%, 12%, 15% et 20%.
- Diamètre des bulles d'air: 200 µm.
- Débits massiques équivalents à l'entrée de la pompe : 0.5Qn ; 0.6Qn, 0.7Qn, 0.8Qn, 0.9Qn, 1.0Qn, 1.1Qn et 1.2Qn.

- Conditions aux limites :

Ce sont les mêmes conditions aux limites qu'utilisées en écoulement monophasique.

- Type de modèle diphasique :

Pour les simulations en écoulements diphasique air-eau, il a été décidé d'utiliser le modèle à deux fluides non homogène. Ce modèle permet de traiter séparément le champ d'écoulement de chaque phase contrairement au modèle homogène qui les confond. Cette séparation des champs d'écoulement des phases a été observée lors d'analyse des écoulements diphasiques dans les pompes.

- Modèles de turbulence :

Pour chaque phase, on a attribué un modèle de turbulence à savoir :

- Pour la phase dispersée (air) : c'est le modèle dispersed phase 0 équation, qui prend en charge la modélisation de la turbulence de la phase dispersée.
- Pour la phase continue (eau) : c'est le modèle SST (shear stress transport), ce choix est motivé par la convenance de ce dernier aux écoulements en turbomachines comme expliqué précédemment.

- Modélisation de l'écoulement près des parois :

La même modélisation qu'en écoulement monophasique est retenue.

- Interfaçage entre les domaines :

Identique à celui du régime monophasique.

- Critère de convergence :

Pratiquement les mêmes critères ont été maintenus par rapport à l'écoulement monophasique, et en utilisant les mêmes ressources informatiques. Cependant, en ce qui concerne les capacités requises et le temps de calcul, ils ont été beaucoup plus importants parce qu'on doit résoudre simultanément et séparément chacun des deux champs d'écoulement.

Les simulations ont été menées pour différents débits et fractions volumiques de l'air. Les calculs ont pris un temps relativement considérable, et ce suite à l'instabilité du mélange diphasique et le nombre important d'informations à stocker. Dans certains cas, on a utilisé le maillage raffiné B pour assurer la convergence. A titre d'exemple, pour la simulation 0.5Qn à 10% du GVF, il a fallu 8 heures, 25 minutes et 19 secondes pour converger, tout en remarquant la perturbation et la fluctuation de l'écoulement.
La figure IV.21 représente visiblement la difficulté rencontrée.

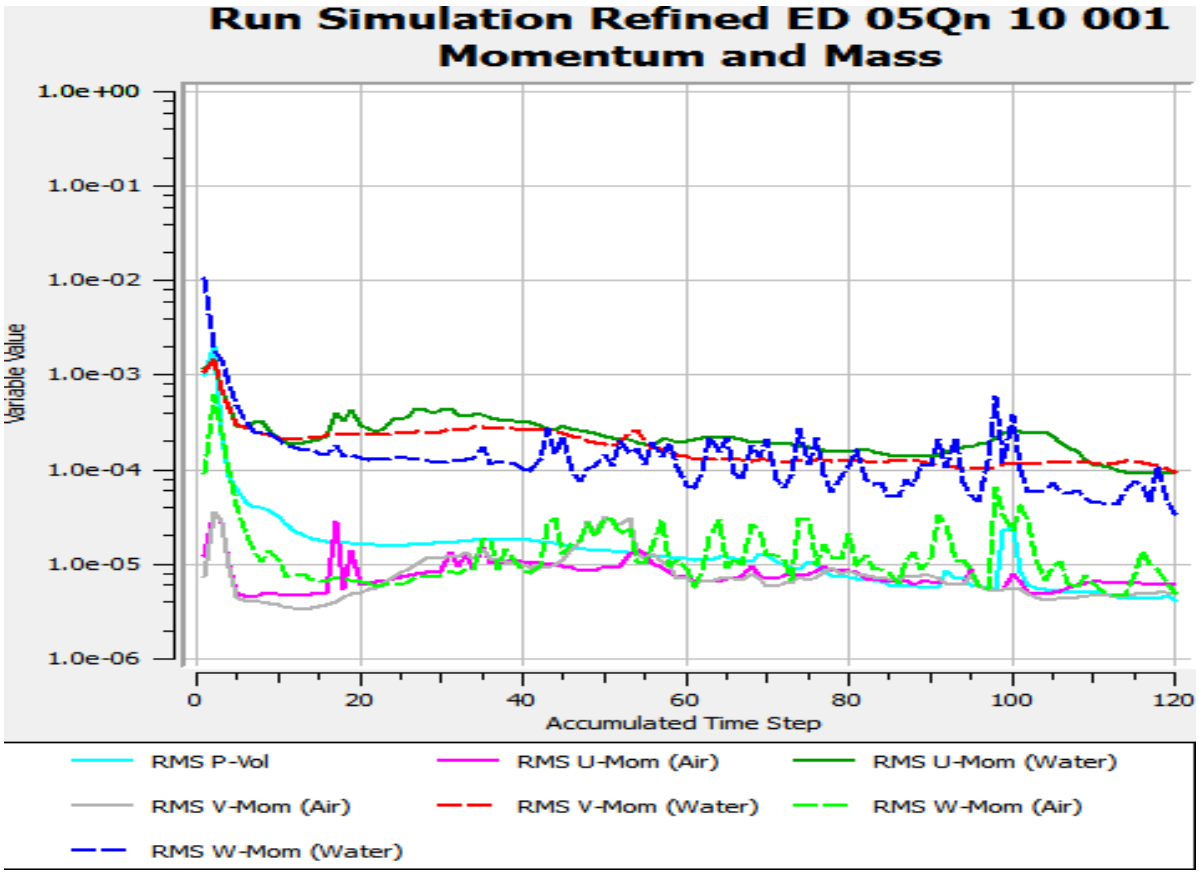


Fig.IV.21 : Evolution de la convergence diphasique à 0.5Qn_10%

Chapitre V

Résultats et interprétation

V.1 Résultats et interprétation des écoulements monophasiques :

V-1.1 Courbes des performances en monophasique (pompe NS 32) :

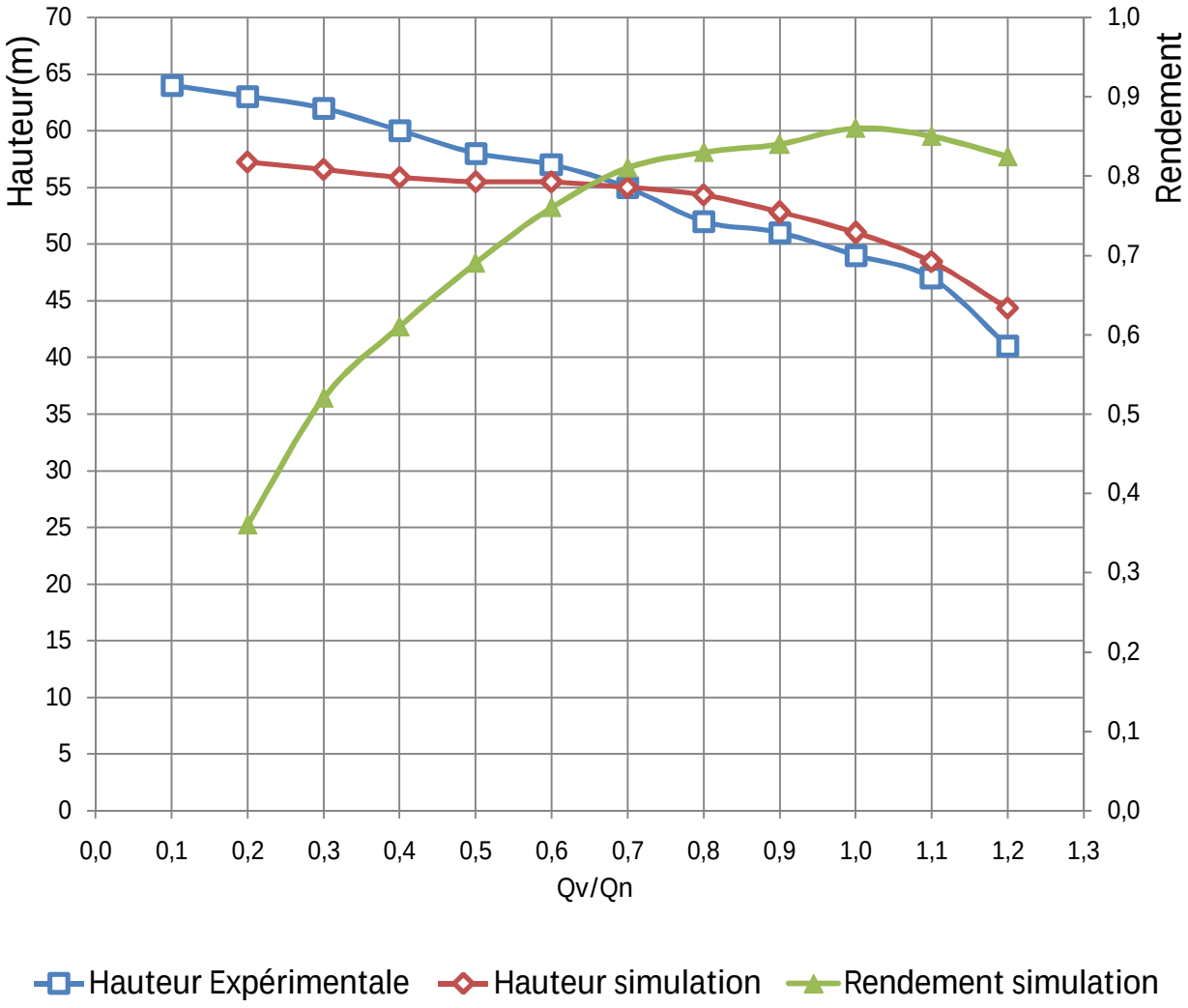


Fig.V.1 : Comparaison numérique et expérimentale des courbes de performance

Il résulte de cette comparaison aux débits étudiés que la hauteur calculée par CFX est sensiblement sous-évaluée pour les sous débits (0.2 à 0.5 Qn), la valeur est relativement sous-estimée par rapport à l'expérimentale, ceci pourrait être due au phénomène de recirculation à débit partiel, difficile à capter, et aussi à la qualité du maillage.

Une concordance appréciable entre la hauteur expérimentale et celle simulée est observée pour les débits de 0.5Qn à 1.2Qn, l'allure d'évolution de la hauteur calculée montre nettement la même tendance, un écart moyen de 0,42 % est obtenu. Ces résultats sont satisfaisants et prometteurs pour se prononcer sur la validation de la simulation en écoulement diphasique.

V-1.2 Examen des résultats numériques en écoulement monophasique :

V-1.2.1 Etude de la vitesse relative (velocity) à débit nominal :

03 niveaux aube à aube et du moyeu au carter (Span ou Envergure) ont été étudiés : 0.2 Span à proximité du plafond (Moyeu ou Hub), 0.5 Span à mi-hauteur de la roue, 0.8 Span proche de la ceinture (Carter ou Shroud).

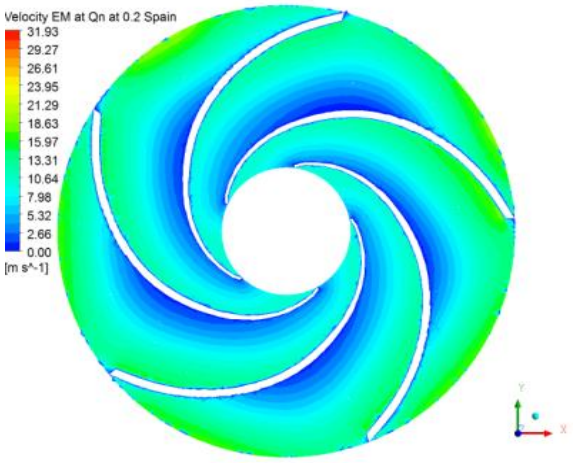


Fig.V.2 : Vitesse Relative à Qn à 0.2 Span (Plafond)

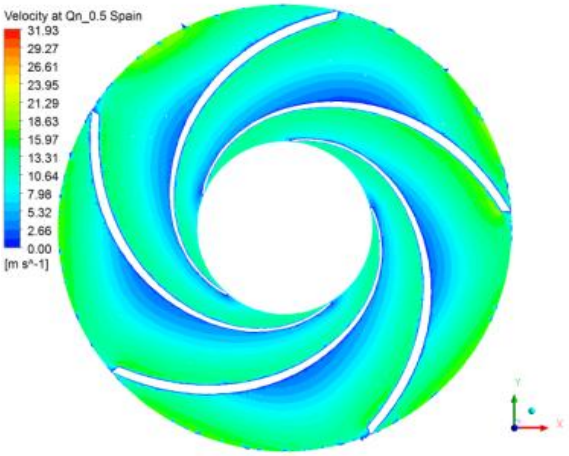


Fig.V.3 : Vitesse Relative à Qn à 0.5 Span (Mi-hauteur)

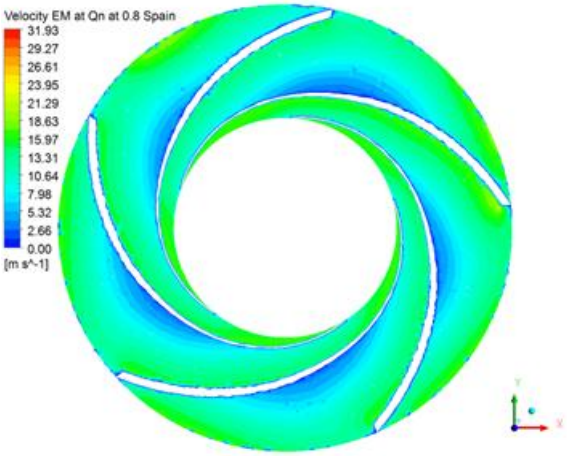


Fig.V.4 : Vitesse Relative à Qn à 0.8 Span (Ceinture)

Au débit nominal, à 0.5 span à mi-hauteur de la roue (Fig.V.3), le fluide est correctement canalisé par la roue. On distingue clairement la présence de la structure jet-sillage, dans cette région ; la vitesse augmente progressivement du coté en pression vers le coté en dépression.

Ce gradient de vitesse montre la présence d'un écoulement quasi potentiel formant le jet et les particules à faible énergie vont former le sillage caractérisé par des taux de fluctuations élevés. Cette structure est d'autant plus prononcée côté moyeu (0.2 span) que du côté carter (0.8 span).

La vitesse augmente de l'entrée jusqu'à la sortie de la roue. La différence de la structure de l'écoulement d'un canal à un autre révèle une forte interaction avec la volute. L'écoulement a la tendance de s'uniformiser vers la sortie de la roue.

L'accumulation des particules d'énergie élevée sur le côté le plafond augmente la vitesse de l'écoulement, ce qui a pour conséquence de retarder le décollement des couches limites.

L'accumulation des particules de faible énergie sur la ceinture diminue la vitesse de l'écoulement, de sorte que la diffusion de l'écoulement est plus prononcée que celle prévue par le modèle potentiel, ce qui accentue la tendance au décollement. Ainsi, la distribution de vitesse entre le côté en pression et le côté en dépression s'écarte du modèle potentiel, et la distribution de l'énergie cinétique devient fortement non uniforme [33].

La figure V.5 représente la structure jet-sillage.

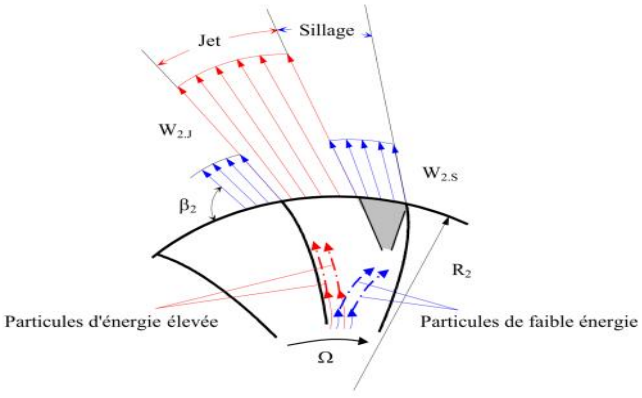


Fig.V.5 : Structure jet-sillage

V-1.2.2 Etude de la vitesse relative à 0,6Qn ; 0,8Qn et 1,2Qn (0.5 Span):

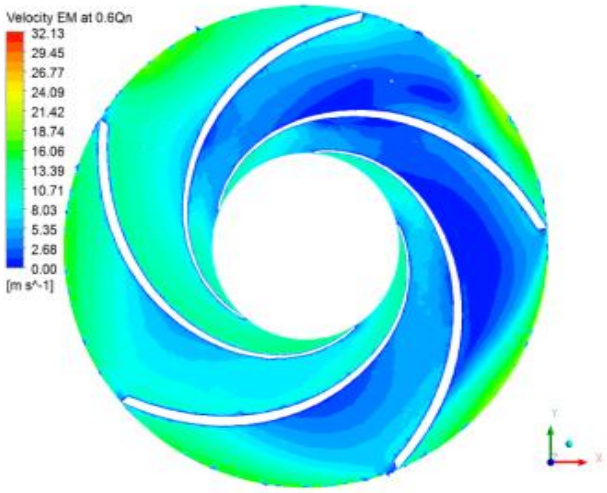


Fig.V.6 : Vitesse Relative à 0.6Qn

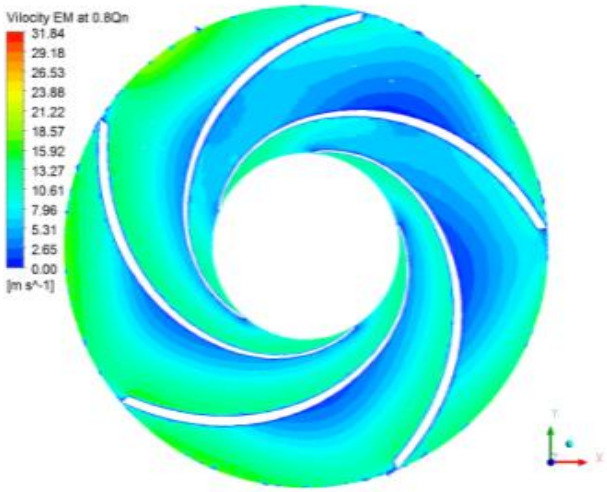


Fig.V.7 : Vitesse Relative à 0.8Qn

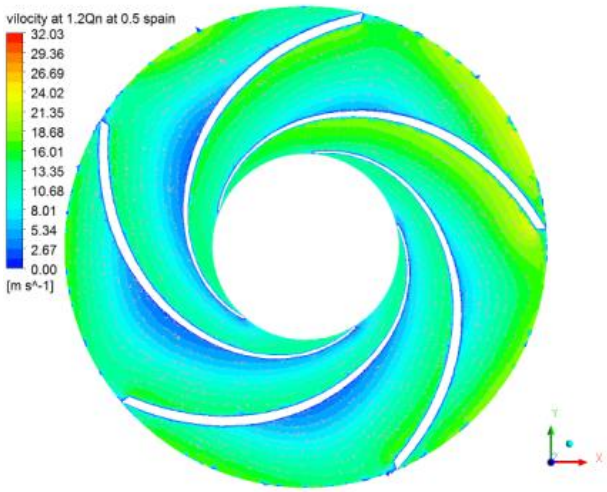


Fig.V.8 : Vitesse Relative à 1.2 Qn

En sous débit, les profils de la vitesse observés reflète et confirme un désordre de distribution. A ce stade, l'impact constaté se justifie par la formation d'une zone de recirculation de fluide notamment proches des parois, due principalement à l'inadaptation de l'écoulement avec la géométrie et la forte interaction avec la volute. Ce ralentissement d'écoulement favorise le développement de la couche limite et diminue les performances de la pompe par la limitation de la section de passage du fluide à travers les canaux inter-aubes.

A 0.6Qn (Fig.V.6), on révèle clairement que la structure de l'écoulement est influencée par la réduction du débit. La structure de l'écoulement est totalement changée par rapport au nominal et des zones à fort gradient de vitesse apparaissent, dont une distribution à très faible vitesse occupe potentiellement 03 canaux siège de forte interaction roue / volute.

Pour le débit 0.8Qn (Fig.V.7), progressivement la structure de l'écoulement commence à se modifier par rapport au nominal et une zone de faible vitesse se développe dans certains canaux sous l'effet de l'interaction avec la volute.

A 1.2Qn (Fig.V.8) des variations plus importantes sont observées pour les points de fonctionnement sur-nominal. Pour les sur-débits une limitation remarquable du champ à faible vitesse accompagné par l'atténuation de la structure jet-sillage en procurant en parallèle au fluide une accélération notable. Une absence est visible du champ à faible vitesse sur la zone d'interaction roue / volute, l'allure générale et les gradients de vitesse sont assez proches du comportement de la pompe au régime nominal.

V-2 Résultats et interprétation des écoulements Diphasiques :

On a procédé à des simulations numériques avec des mélanges diphasiques air et eau. L'objectif étant d'évaluer la dégradation des performances de la pompe provoquée par la présence d'air à différents fractions, aussi d'analyser l'impact du diamètre des bulles d'air et l'influence de la pression d'aspiration sur la chute des performances.

La mise en exploitation des résultats de calcul issus des simulations effectuées à différents débits en faisant varier la fraction de GVF est exprimée par l'élaboration de la courbe d'évolution du gain en hauteur nominale en régime diphasique (figure V.9).

Il est important de souligner que dans la définition du modèle diphasique sélectionné, le même champ de pression est partagé pour les deux phases (continue et dispersée), Les principaux paramètres d'écoulements sont récapitulés dans le tableau V.1:

Fluides	Pression Aspiration (Pascal)	Diamètre de bulles de référence (µm)	Vitesse (tr/min)	Modèle de turbulence	Densité (Kg/M^3)
Eau à 25C°	101325 Pa	-	1470 TR/MIN	Dispersed phase 0 equation	997
Air à 25C°		200 µm		SST(shearstress transport)	1.185

Tableau V.1 : Principaux paramètres de l'écoulement diphasique.

V-2.1 Courbes H=F (Qn, GVF) de la pompe en régime diphasique :

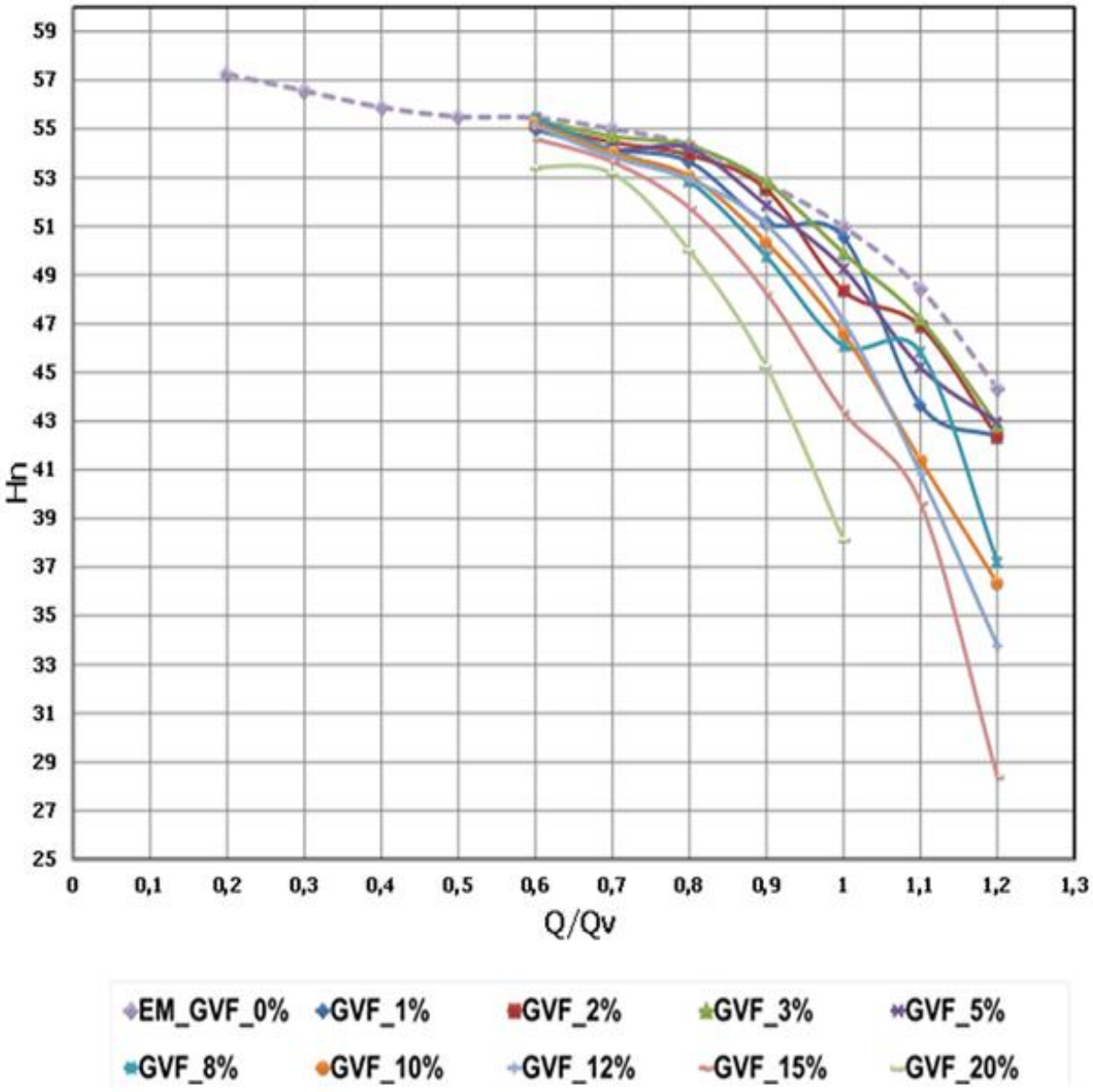


Fig.V.9 : Gain de la hauteur de la pompe NS 32 en régime diphasique.

La figure V.9, représente le gain en hauteur de la pompe NS 32 en fonction du débit liquide pour différentes valeurs de la fraction volumique de gaz (GVF), elle également l'impact de GVF sur les performances de la pompe centrifuge NS 32.

On constate nettement que toutes les courbes diphasiques à différentes fractions de GVF se situent au-dessous de la courbe du régime monophasique, ceci permet de prédire qu'une dégradation de performance de la pompe a eu lieu à cause de la présence d'air dans l'écoulement.

En premier lieu, on voit bien que pour un débit de liquide fixé, le gain en hauteur diminue lorsque la fraction de gaz augmente.
En second lieu, on note pour un GVF donné, la chute en hauteur est proportionnelle à l'augmentation du débit.

On distingue clairement un comportement de transition traduit par un changement de pente de la courbe du gain en hauteur pour une fraction constante, qui est observé pour les cas de 1% GVF à Qn et 8% GVF à 1.1Qn.

Enfin, on peut conclure pour la pompe NS 32, que le gain en hauteur atteint une chute importante à Qn_20 % correspondant à une hauteur de 37 m, soit 26% de chute par rapport au régime monophasique évalué à 51 m.

La chute maximale est enregistré en sur-débit 1.2Qn à 15% de GVF dont la hauteur calculée est de l'ordre de 28,37 m soit 45,5%, on constate donc que la combinaison des deux facteurs a savoir la présence d'air et l'augmentation de débit influe considérablement et accélèrent la dégradation de performance de la pompe.

V-2.2 Etude et calcul de l'efficacité Diphasique :

V-2.2.1 Calcul de l'efficacité diphasique :

En relation avec cette étude, un aspect plus compréhensif, représentatif et quantitatif du phénomène de la dégradation des performances de la pompe en présence du régime diphasique est représenté par la définition de l'efficacité diphasique noté Ec, qui traduit la dégradation des performances due à la présence d'un mélange gaz/liquide dans la pompe. Elle est définie comme étant le rapport du gain de pression réel $\Delta P_{réel}$ sur le gain de pression idéal $\Delta P_{idéal}$.

$$\mathbf{E_C = \frac{\Delta P_{réel}}{\Delta P_{idéal}} = \frac{\Delta P_{Diphasique}}{\Delta P_{Monophasique}}} \qquad \mathbf{(V-1)}$$

La variation de cette grandeur adimensionnelle donne une évaluation fidèle de la dégradation des performances de la pompe en régime diphasique, les valeurs issues du calcul des différents paramètres sont représentées par la Courbe de l'évolution d'efficacité diphasique en fonction du GVF de la pompe NS 32 (Fig.V.10).

V-2.2.2 Courbes de l'efficacité diphasique :

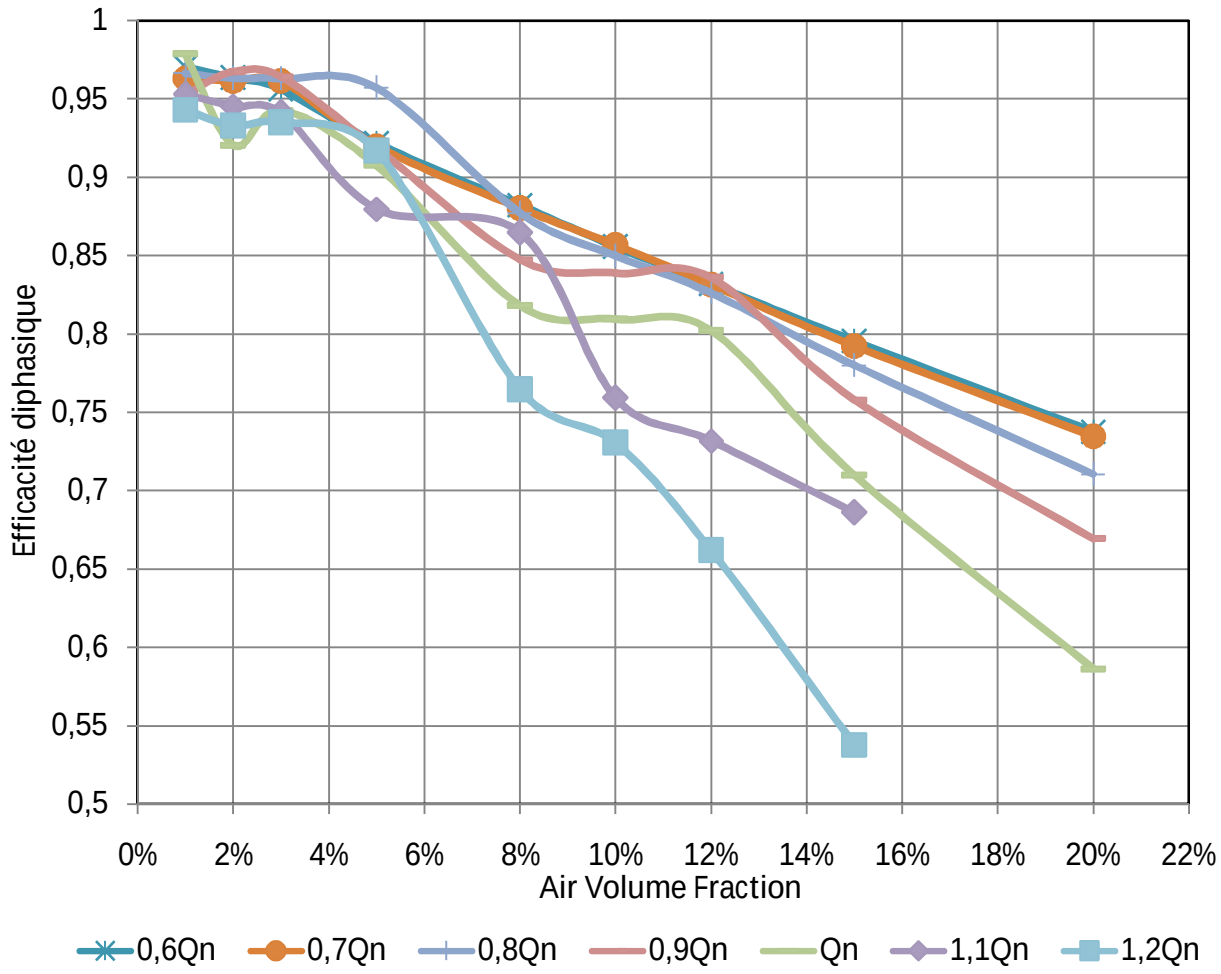


Fig.V.10 : Courbe de l'évolution d'efficacité diphasique en fonction du GVF (Pompe NS 32).

De l'interprétation des courbes de l'efficacité diphasique issues des calculs, il en ressort nettement que l'efficacité diphasique chute relativement avec l'augmentation du GVF. On remarque que la chute devient importante plus qu'on travaille au voisinage des débits plus élevés. Sur la courbe (Figure V.10) on enregistre une efficacité de 0.58 pour un GVF de 20 % au débit nominal. Néanmoins, à faible fraction du GVF de 1 à 3%, l'impact est relativement insignifiant et la chute d'efficacité est presque linéaire et constante pour tous les débits, elle varie légèrement de 0.97 à 0.93.
Pour les sous débits à savoir 0.6Qn et 0.7Qn et même à 0.8Qn les courbes sont relativement confondues avec une efficacité décroissante respectivement de 0.73, 0.71, 0.66 pour un GVF de 20% avec un écart moyen de 1.13%, ce constat confirme que le taux du GVF est un facteur déterminant de l'efficacité diphasique notamment proches de la plage de fonctionnement nominale de la pompe de 0.9Qn à 1.1Qn.

Il est légitime de poser la question, quels sont les causes de la dégradation ? Il serait en effet intéressant de développer et détailler principalement les champs des facteurs responsables et éligibles d'apporter une explication fondée et convaincante de ce phénomène toute en décrivant les mécanismes responsables de cette dégradation.
A partir de ce constat, les travaux inscrits dans les prochains paragraphes sont consacrés pour répondre à ces questions.

V-3 Examen des résultats numérique en régime diphasique :

V-3.1 : Effet du GVF :

On s'intéresse dans cette évaluation à l'étude des champs de la vitesse relative de chaque phase et la distribution des phases dans la roue en fonction du GVF, les cas plus représentatifs de d'étude, sont arrêtés comme suit :

- Qn pour les fractions 5%, 10% et 15% à 0.2, 0.5 et 0.8 Span ;
- 0.6 Qn pour les fractions 5%, 10% et 15% à 0.5 Span ;
- 0.8 Qn pour les fractions 5%, 10% et 15% à 0.5 Span ;
- 1.2Qn pour les fractions 5%, 10% et 15% à 0.5 Span.

V-3.1.1 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau au débit nominal Qn:

A) GVF =5%

A)-1 GVF =5% - 0.2 Span (côté plafond) :

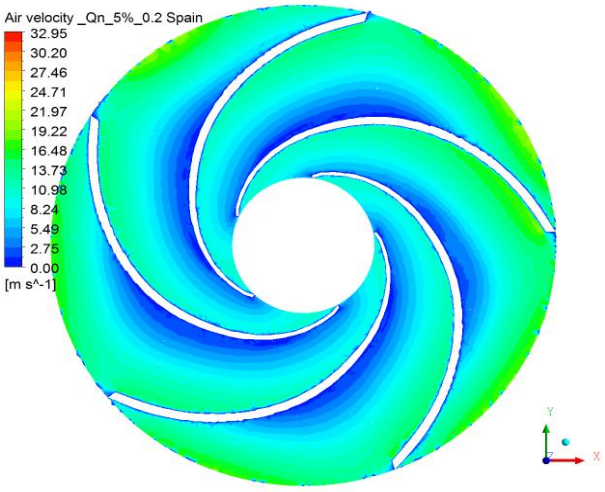


Fig.V.11 : Vitesse Relative Air à Qn-5%_0.2 Spain (Plafond)

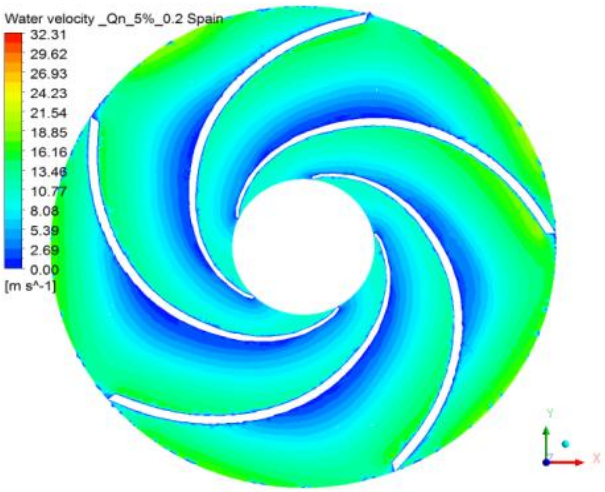


Fig.V.12 : Vitesse Relative Eau à Qn-5%_0.2 Spain (Plafond)

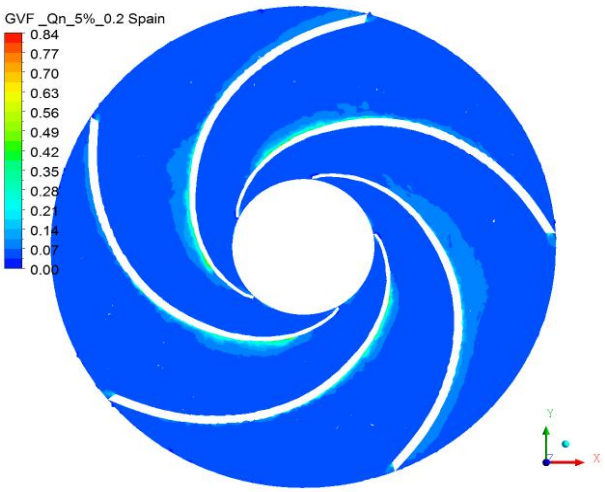


Fig.V.13 : Distribution GVF à Qn-5%_0.2 Spain (Plafond)

A)-2 GVF =5% -0.5 Span (Mi-hauteur de la roue):

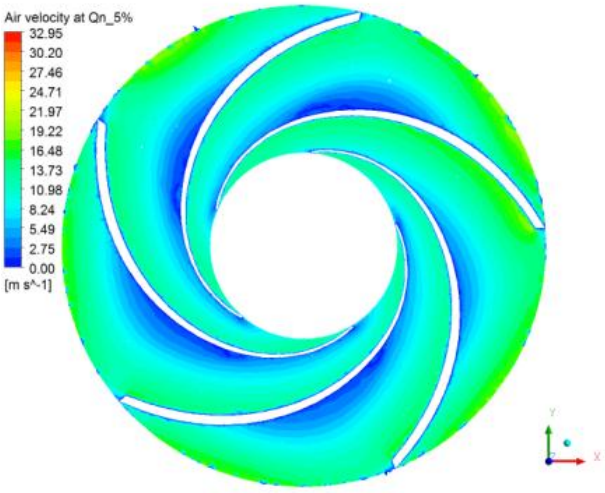


Fig.V.14 : Vitesse Relative Air à Qn-5%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

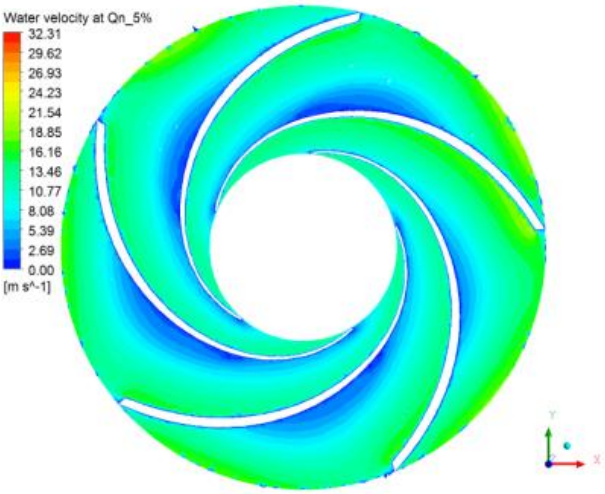


Fig.V.15 : Vitesse Relative Eau à Qn-5% 0.5 Spain (Mi-hauteur)

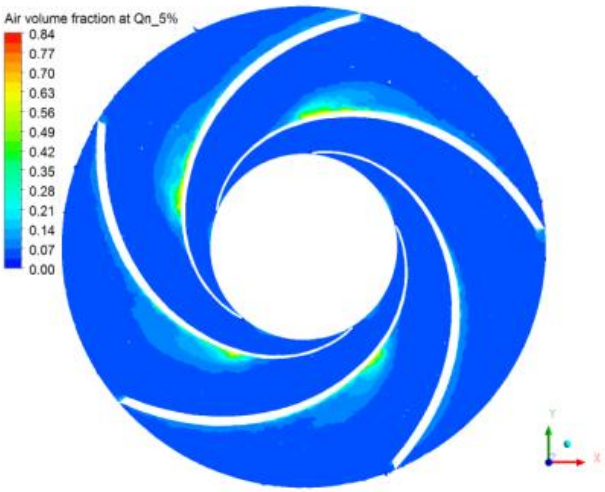


Fig.V.16 : Distribution GVF à Qn-5%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

A)-3 GVF =5% - 0.8 Span (côté ceinture):

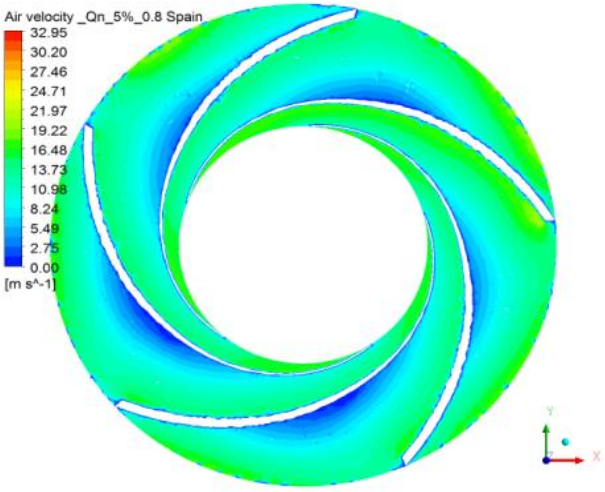


Fig.V.17 : Vitesse Relative Air à Qn-5%_0.8Spain (Ceinture)

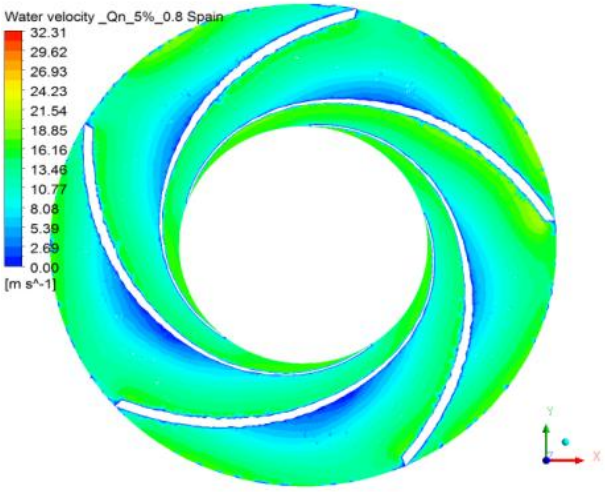


Fig.V.18 : Vitesse Relative Eau à Qn-5% _0.8 Spain (Ceinture)

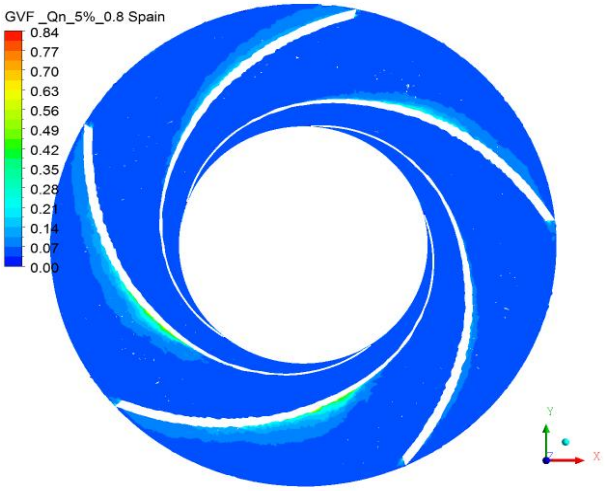


Fig.V.19 : Distribution GVF à Qn-5%_0.8 Spain (Ceinture)

Pour un GVF de 5%, L'ensemble des figures (de V.11 à V.19) montrent clairement une quasi-similarité des vitesses relatives à chaque span, avec une structure jet-sillage plus prononcé côté plafond que du côté ceinture comme dans le cas monophasique. On remarque que la vitesse de l'air demeure légèrement supérieure de 0.64 m/s à celle de l'eau.

Cependant, l'impact est enregistré sur la distribution des phases GVF. La figure V.16 montre un développement avancé de GVF à 0.5 span et moins important à 0.8 span proche de la ceinture ou à 0.2 span proche du plafond. La concentration de GVF élevé se produit uniquement sue le côté en pression des aubes de la roue. Cette observation est compatible avec les observations expérimentales décrites dans le Chapitre II.

L'explication de ces résultats repose sur l'effet du plafond et de la ceinture , au voisinage de la ceinture (Figures V.17 et V.18) une accumulation des particules à faible énergie s'opère provoquant un fort décollement de la couche limite, ainsi la concavité de la paroi de la ceinture ajoute un effet stabilisateur sur la turbulence entrainant une diminution d'échanges d'énergie et résultant un faible gradient de vitesse à chaque phase comparativement à celui produit à côté du plafond, on remarque également que la distribution de la vitesse entre le côté en pression et le côté en dépression s'écarte du modèle potentiel (0.5 Spain), et la répartition de l'énergie cinétique devient fortement non uniforme.

Par contre proche du plafond (figures V.11 et V.12) L'accumulation des particules d'énergie élevée sur le plafond augmente la vitesse de l'écoulement, ce qui a pour conséquence de retarder le décollement des couches limites. Ainsi la convexité du plafond procure un milieu défavorable pour la naissance des tourbillons et par la suite la diminution de la couche limite. Par ailleurs, un gradient de vitesse important est observé pour les deux phases, On note aussi que le champ de vitesse s'écarte du modèle potentiel (à 0.5 Spain).

A Qn-5 % de GVF, la chute en hauteur par rapport au monophasique est estimée à 4%.

B) GVF = 10 %

B)-1 GVF = 10 % - 0.2 Span (côté plafond) :

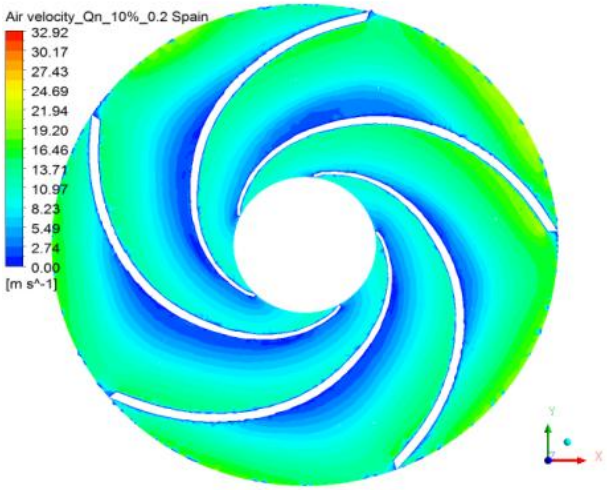


Fig.V.20 : Vitesse Relative Air à Qn-10%_0.2 Spain (Plafond)

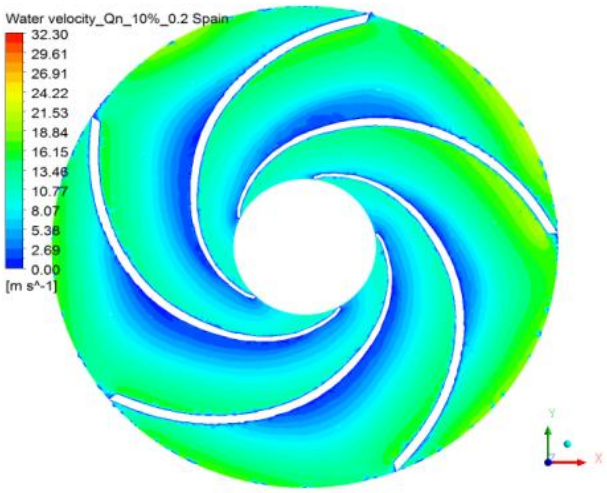


Fig.V.21 : Vitesse Relative Eau à Qn-10% _0.2 Spain (Plafond)

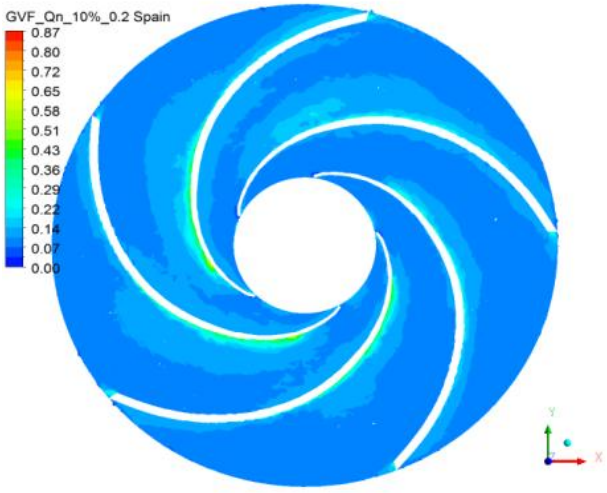


Fig.V.22 : Distribution GVF à Qn-10% _0.2 Spain (Plafond)

B)-2 GVF =10 % - 0.5 Span (Mi-hauteur de la roue) :

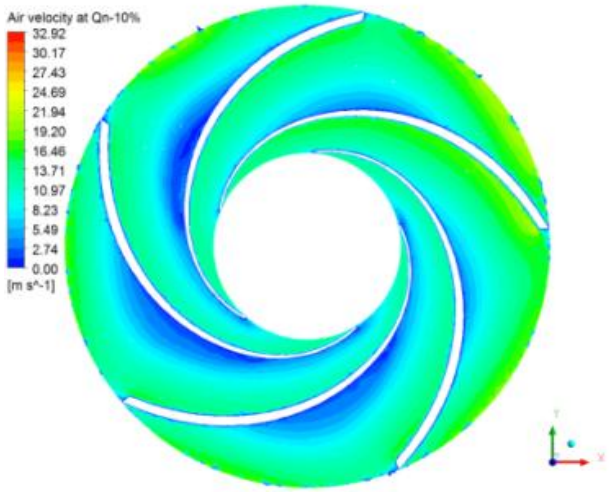


Fig.V.23 : Vitesse Relative Air à Qn-10_0.5 Spain (Mi-hauteur)

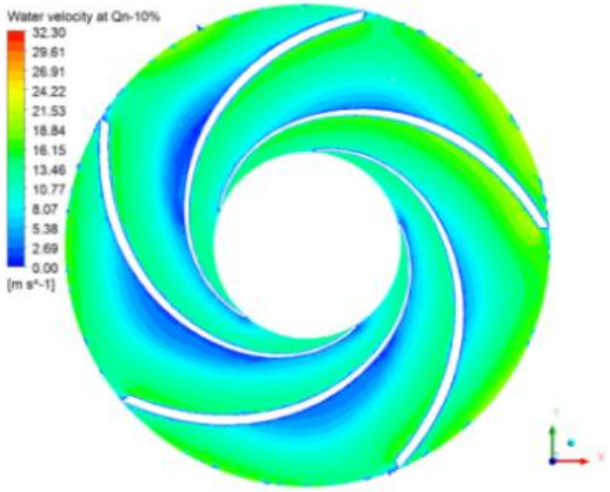


Fig.V.24 : Vitesse Relative Eau à Qn-10%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

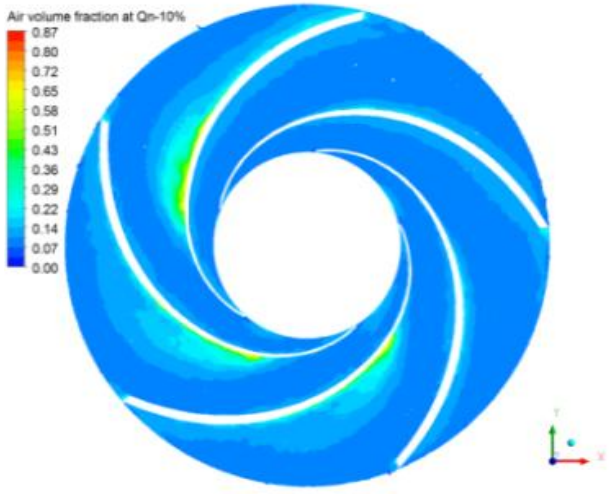


Fig.V.25 : Distribution GVF à Qn-10%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

B)-3 GVF = 10 % - 0.8 Span (côté ceinture) :

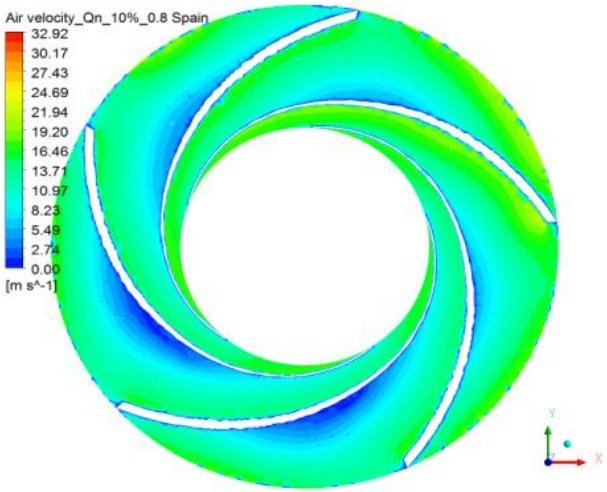


Fig.V.26 : Vitesse Relative Air à Qn-10%_0.8 Spain (Ceinture)

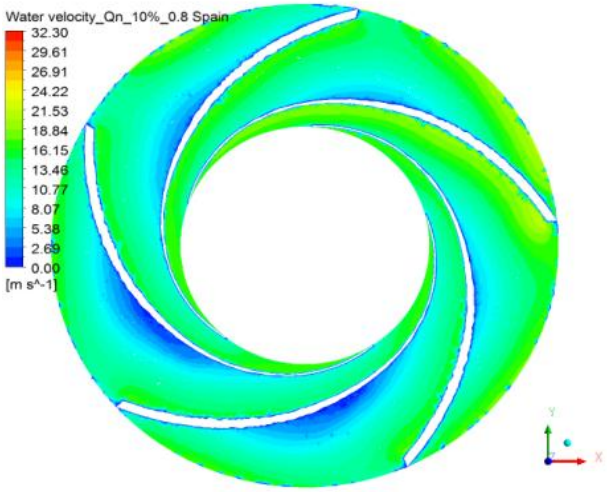


Fig.V.27 : Vitesse Relative Eau à Qn-10% _0.8 Spain (Ceinture)

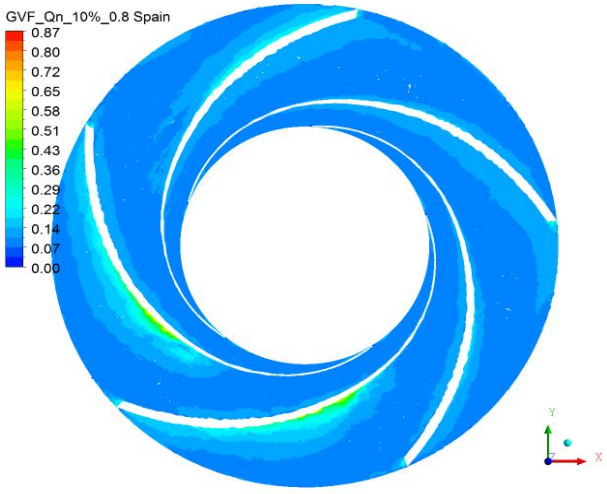


Fig.V.28 : Distribution GVF à Qn-10%_0.8 Spain (Ceinture)

Semblable aux constats décrits à 5% relatifs à la similarité des vitesses et des gradients de vitesse à différents spans, les figures (V.20 à V.28) révèlent une augmentation de la concentration de GVF côté en pression dominante à mi-hauteur de la roue, accompagnée d'une diffusion graduelle de l'air le long du rayon de la roue.

L'effet marquant réside particulièrement dans la zone d'interaction roue / volute (Figures V.26 et V.27) caractérisée par une disparition notable de la fraction d'air qui traduit une diminution du gradient de vitesse dans cette zone pour les deux phases, notamment à 0.8 span proche de la ceinture.

Ce changement de comportement pourrait être justifié par l'effet de l'interaction roue / volute suite à l'existence d'une zone de forte turbulence dû au phénomène de transaction (roue / volute) où une agitation de mélange a eu lieu et par conséquent l'atténuation du phénomène de glissement entre les phases.

L'effet du plafond est visible sur les Figures (V.20, V.21 et V.22) exprimé par le gradient important de vitesse dû aux particules à énergie élevée, en revanche sur le côté ceinture, l'accumulation des particules à faible énergie diminue ce gradient.

A Qn-10% de GVF, la chute en hauteur par rapport au monophasique est de 9%.

C) GVF =15 %

C)-1 GVF =15 % - 0.2 Span (côté plafond) :

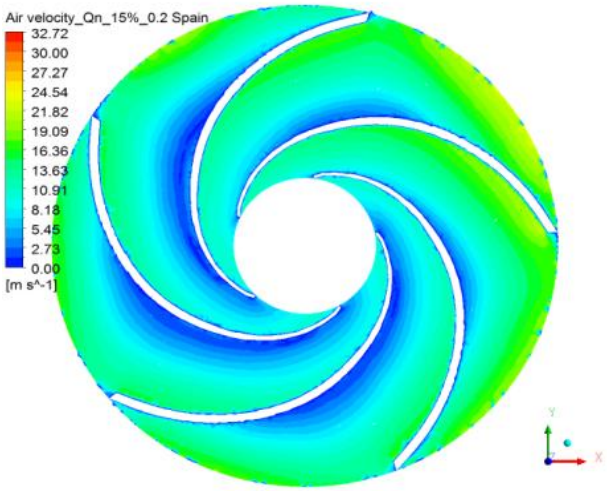


Fig.V.29 : Vitesse Relative Air à Qn-15% _0.2 Spain (Plafond)

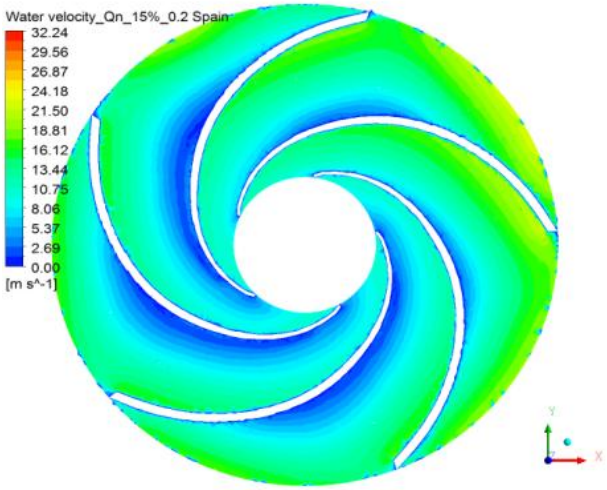


Fig.V.30 : Vitesse Relative Eau à Qn-15% _0.2 Spain (Plafond)

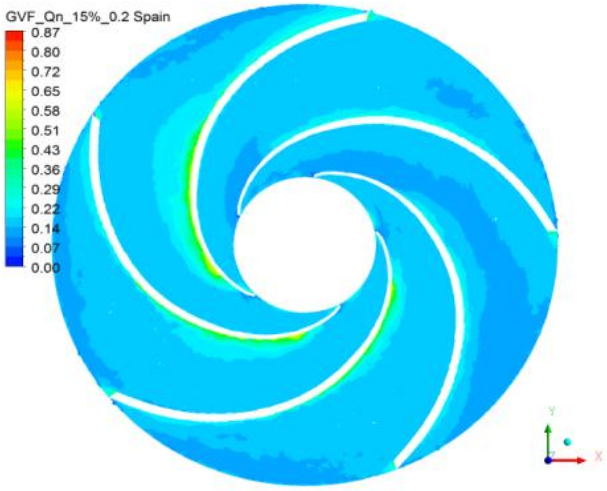


Fig.V.31 : Distribution GVF à Qn-15% _0.2 Spain (Plafond)

C)-2 GVF =15 % - 0.5 Span (Mi-hauteur de la roue) :

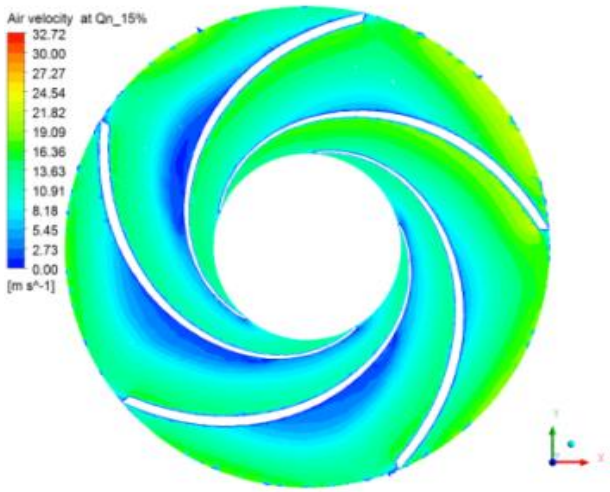


Fig.V.32 : Vitesse Relative Air à Qn-15%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

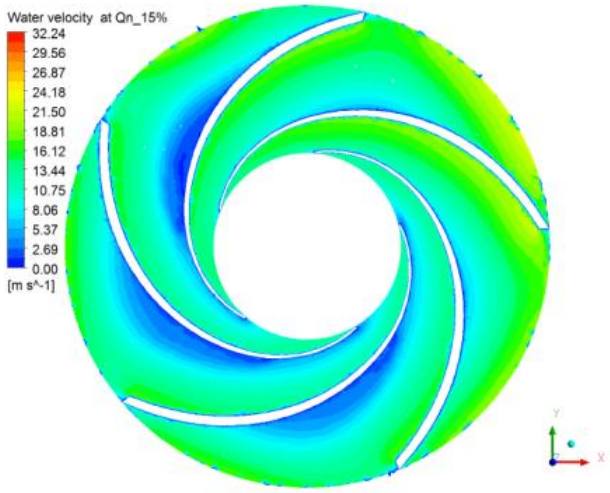


Fig.V.33 : Vitesse Relative Eau à Qn-15%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

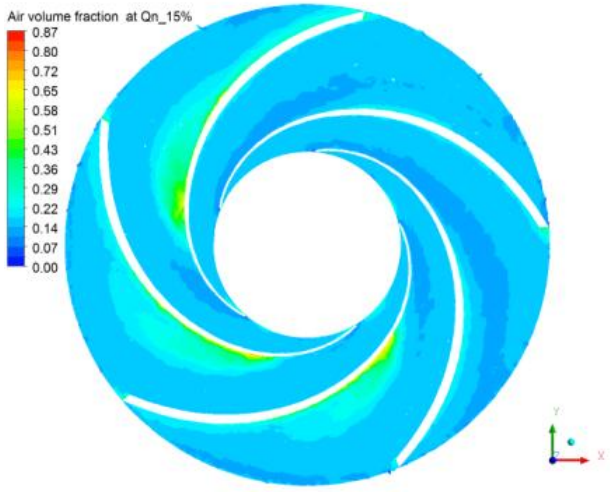


Fig.V.34 : Distribution GVF à Qn-15%_0.5 Spain (Mi-hauteur)

C)-3 GVF =15 % - 0.8 Span (Côté ceinture) :

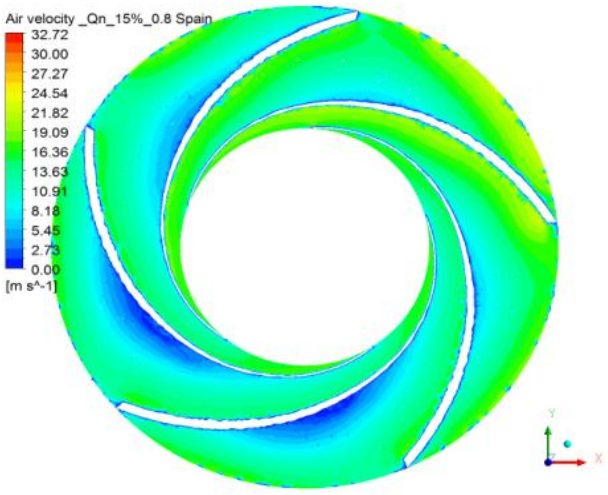


Fig.V.35 : Vitesse Relative Air à Qn-15%_0.8 Spain (Ceinture)

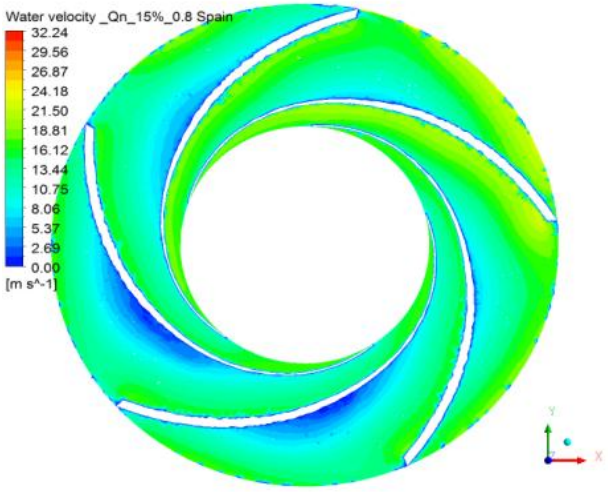


Fig.V.36 : Vitesse Relative Eau à Qn-15%_0.8 Spain (Ceinture)

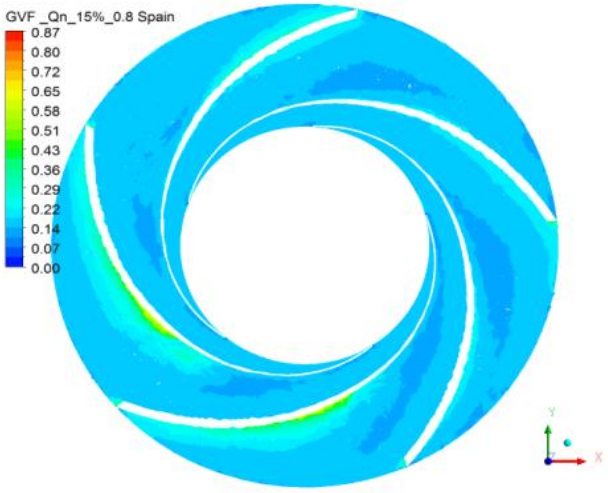


Fig.V.37 : Distribution GVF à Qn-15%_0.8 Spain (Ceinture)

A GVF =15%, le constat issu des figures (V.29 à V.37) se représente par la diminution de la vitesse des deux phases dans la roue pour tous les trois niveaux (spans), néanmoins l'égalité de la vitesse de l'air et de l'eau reste évidente au plafond.
A mi-hauteur de la roue et à la ceinture, l'effet du plafond et de la ceinture reste visible.

Il est aperçu nettement des figure (V.31, V.34, V.37) une diffusion plus avancée de la phase dispersée occupant presque la totalité des canaux inter-aubes, cet accroissement de la distribution de l'air résulte en une valeur importante du GVF.

La forte accumulation de la phase dispersée dans la roue à 0.5 Span (Fig.V.34) est générée par l'effort de la résultante des forces appliquées sur les bulles d'air ($\vec{F}_d$,$\vec{F}_{\nabla p}$,$\vec{F}_y$,$\vec{F}_v$, paragraphe II.5.5, auteurs [17],[24],[25],[26],[27]), l'écoulement à fort taux d'air montren d'importantes modifications de la structure diphasique. Dans ces écoulements, l'agitation induite par les bulles devient prépondérante et la structure de l'écoulement diphasique est essentiellement gouvernée par le mouvement relatif des bulles et les forces interfaciales agissants sur l'écoulement.

Cette accumulation entraine la diminution de la section de passage de l'eau voire le blocage et par conséquence une perte de performance de la pompe par manque de débit, dans ces conditions la pompe est bourrée d'air.

Un autre fait marquant, sur les figures (V.32, V.33, V.35, V.36), à l'entrée de la volute, on note une disparition de la structure jet/sillage dû à l'effet d'interaction avec la roue résultant en une agitation des phases et par conséquent la diminution du phénomène de glissement entre l'air et l'eau.

A Qn-15% du GVF à débit nominal, une chute considérable de la hauteur a été calculée de l'ordre de 38,12 m.

Eu égard de ce qui précède, Il est évident de consigner que la dégradation du gain en hauteur de la pompe est notable à 15%. Un déficit de 16% est obtenu comparativement au régime monophasique.

Pour Qn-20% du GVF, la dégradation des performances s'aggravent, le déficit calculé en hauteur nominale est de l'ordre de 26% par rapport à l'écoulement monophasique.

La conclusion qu'on peut tirer des analyses en régime diphasique au débit nominal et à différents fraction volumique ainsi à plusieurs positions dans la roue (spains) permet de mettre en évidence la contribution du plafond et de la ceinture dans la modification de la structure d'écoulement dont ils agissent d'une manière opposée. En effet, l'impact de la ceinture traduit par la présence des particules à faible énergie qui joue le rôle d'un accélérateur d'accumulation de la phase dispersée, inversement au plafond siège des particules à énergie élevée, l'écoulement s'accélère engendrant une accumulation limitée des bulles d'air.

Toutefois, l'augmentation du GVF reste un facteur du premier ordre responsable de la dégradation des performances de la pompe, quand la fraction de GVF dépasse un certain seuil, l'écoulement dans les canaux inter-aubes de la pompe se stratifie à cause de l'important gradient de pression transversal, cette stratification engendre une déviation de l'écoulement vers le coté en pression, ce qui implique, à son tour, une chute des performances de la pompe.

Les forces agissants sur une bulle d'air sont représentées par la figure V.38 et sont définies comme suit :

- $\vec{F}_d$: Force de traînée due à la différence de vitesse entre l'eau et l'air;
- $\vec{F}_{\nabla p}$: Résultante des forces dues au gradient de pression de l'eau environnant la bulle, de la force de Coriolis et de la force centrifuge dans la roue mobile;
- $\vec{F}_y$: Force due à la différence de densité entre l'air et l'eau ;
- $\vec{F}_v$: Force due à l'accélération de la masse apparente de la bulle.

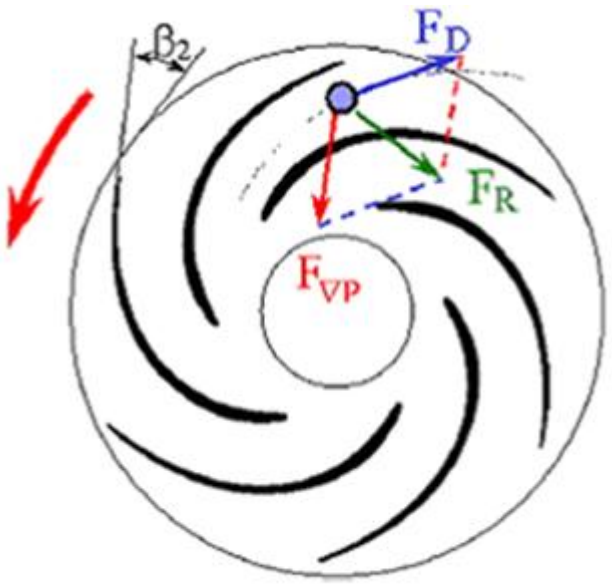


Fig .V.38 : Représentation des forces agissants sur une bulle d'air .

V-3.1.2 Etude du GVF, Vitesse relative Air et Eau à 0.6Qn (0.5 Span):

A)- GVF =5% :

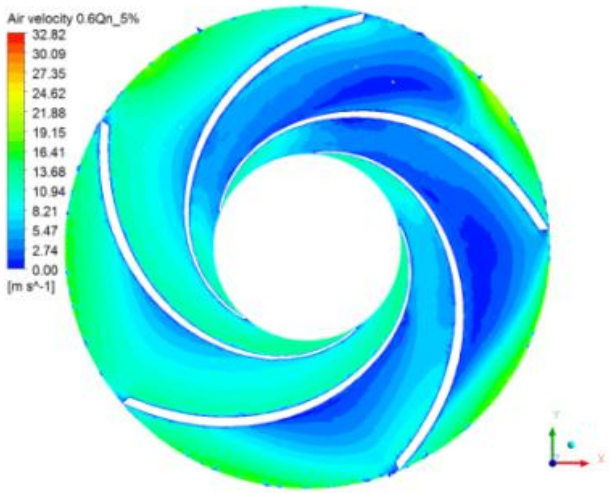


Fig.V.39 : Vitesse Relative Air à 0.6Qn-5%

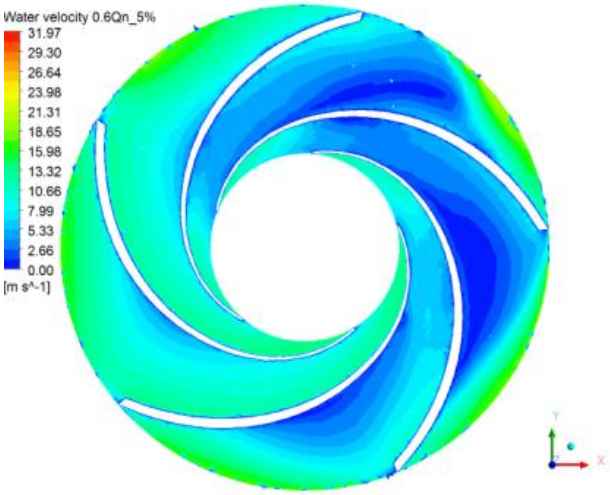


Fig.V.40 : Vitesse Relative Eau à 0.6Qn-5%

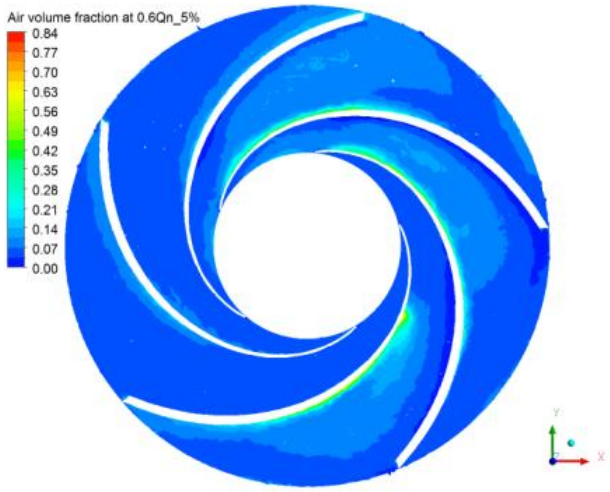


Fig.V.41 : Distribution GVF à 0.6 Qn-5%

Les figures V.39, V.40, V.41 présentent successivement la vitesse de l'air et de l'eau et la distribution du GVF à GVF de 5% et débit 0.6Qn pour un diamètre de bulles de référence de 200 µm.

La première observation intéressante c'est que les 03 champs partagent la même zone de perturbation, c'est à dire que l'accumulation des bulles d'air sur le côté en pression pour les 03 aubes proches de la zone d'interaction roue / volute s'imprime sur le champ de vitesse de l'eau et de l'air. Ce constat permet de dire que la présence des bulles modifie de manière sensible la structure d'écoulement dans la roue sous l'effet des différents facteurs résultants de la présence d'air à savoir l'accumulation d'air entrainant le changement de la direction de l'eau.

Néanmoins, la vitesse de l'air a tendance de se caler à la vitesse de l'eau, l'écart calculé est de 0.84 m/s. A ce faible débit la vitesse de l'air se cale facilement à la vitesse de l'eau vue la fraction faible de GVF.

En comparaison avec le cas monophasique pour le même débit (Figure V.6), on constate que la vitesse du liquide a chuté légèrement de 32.13m/s à 31.97m/s. Cependant, la même structure dans la roue est relativement conservée où le champ de faible vitesse manifeste toujours proche de la zone d'interaction roue / volute.

B)- GVF = 10 %

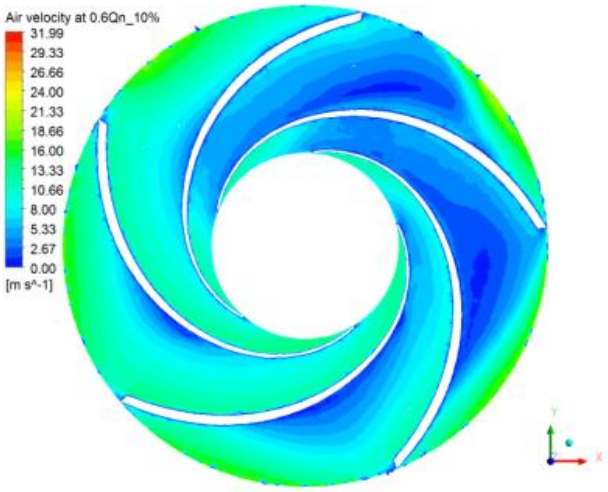


Fig.V.42 : Vitesse Relative Air à 0.6Qn-10%

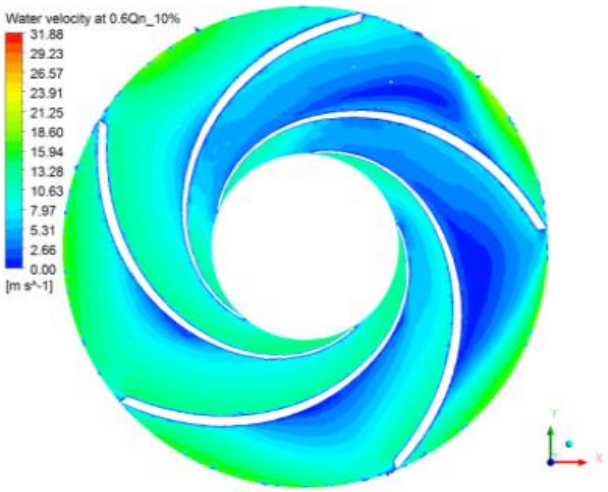


Fig.V.43 : Vitesse Relative Eau à 0.6Qn-10%

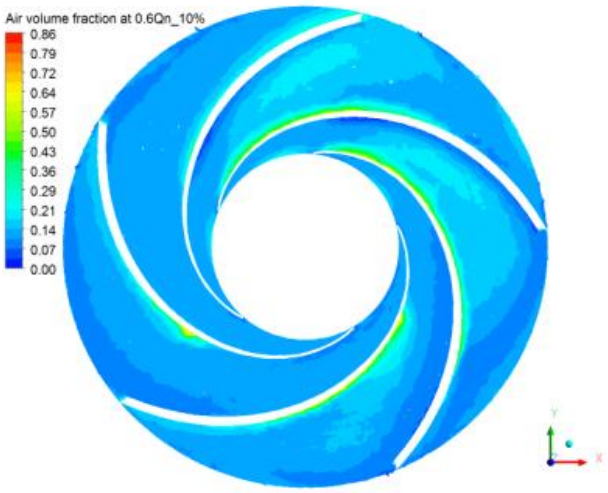


Fig.V.44 : Distribution GVF à 0.6 Qn-10%

L’augmentation du GVF à 10% pour le même débit de 0.6Qn est illustrée clairement sur les figures V.42, V.43 et V.44, les bulles d’air occupent plus d’espace sur le côté en pression de la roue et la vitesse de l’air (31.99m/s) commence à s’approcher de la vitesse de l’eau (31.88m/s) soit un écart de 0.11 m/s.

La structure d’écoulement reste relativement inchangée avec la domination du champ à faible vitesse dans la zone d’interaction roue / volute. Ce comportement fait preuve que le faible débit est l’origine de la perturbation induisant la déformation de la structure Jet-sillage et éventuellement le phénomène de la recirculation.

On souligne nettement que l’accumulation et la diffusion de la phase dispersée est concentrée dans la zone d’interaction roue / volute contrairement à la configuration à débit nominal à 10%. Cette diffusion avancée dans la zone en question répercute directement sur le champ de vitesse relative des deux phases avec une décélération remarquable
(Air =5.33m/s, Eau = 5.31m/s).

Ce comportement déficient est en liaison directe avec la diminution du débit à 0.6Qn favorisant la naissance des zones de recirculation et de décollement des couches limites à faible vitesse et par la suite une chute des performances de la pompe résultante de la combinaison des deux facteurs, à savoir la présence de l’air et la réduction du débit.

B)- GVF = 15 %

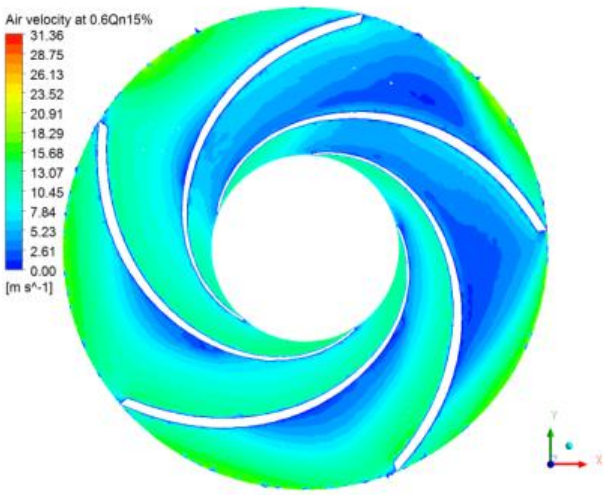


Fig.V.45 : Vitesse relative Air à 0.6Qn-15%

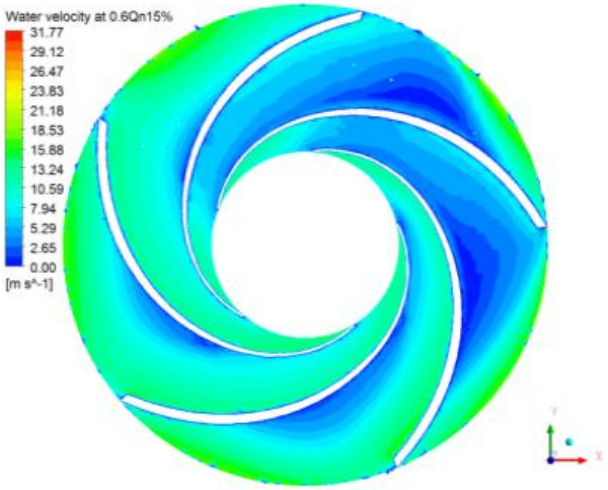


Fig.V.46 : Vitesse relative Eau à 0.6Qn-15%

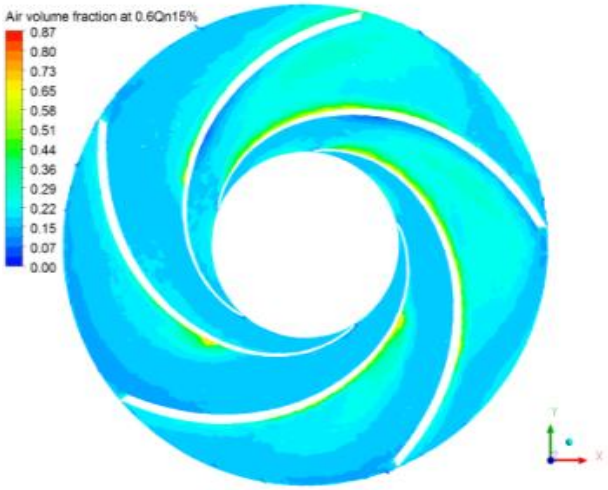


Fig.V.47 : Distribution GVF à 0.6 Qn-15%

Pour un GVF de 15%, on voit nettement une extension de la surface occupée par les bulles d'air (figure V.47) principalement dans la zone d'interaction roue / volute avec une présence relativement importante par rapport au reste de la roue.

Le résultat marquant se réside au niveau du champ de vitesse dont la vitesse de l'eau (31.77m/s) est devenue supérieure à celle de l'air (31.36 m/s). Contrairement aux cas étudiés précédemment (5% et 10% du GVF), l'explication de ce phénomène est rattachée au fait qu'à certain pourcentage du GVF une décélération des bulles d'air s'opère accompagné d'une forte accumulation de la phase dispersée sur le côté en pression de l'aube.

Cette décélération est interprétée par l'accélération des particules d'eau par rapport à l'air avec un écart de 0.41m/s comme indiqué sur les figures V.45 et V.46 , la déviation est due à la force résultante agissant sur la bulle d'air par son orientation vers le coté en pression et par conséquent le ralentissement de sa vitesse.

Les figures (V.45 et V.46) révèlent ainsi l'impact du faible débit par la décélération de la vitesse dans les aubes correspondant à la forte accumulation de GVF (fig.V.47), dans ces conditions le phénomène de recirculation est accentué à cause du manque de débit et l'augmentation importante du GVF provoque en parallèle une diffusion avancée des particules d'air entrainées par la turbulence importante de l'eau.

V-3.1.3 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à 0.8 Qn (0.5 Span):

A)- GVF = 5 %

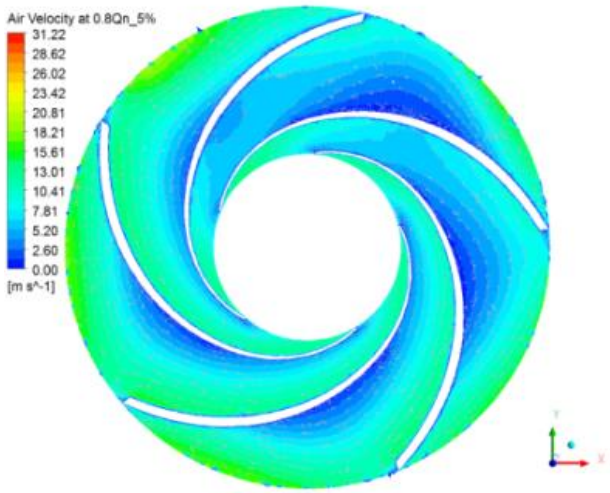


Fig.V.48 : Vitesse Relative Air à 0.8 Qn-5%

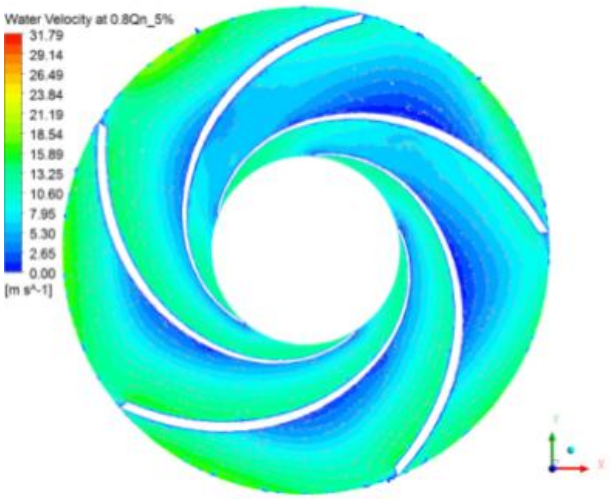


Fig.V.49 : Vitesse Relative Eau à 0.8 Qn-5%

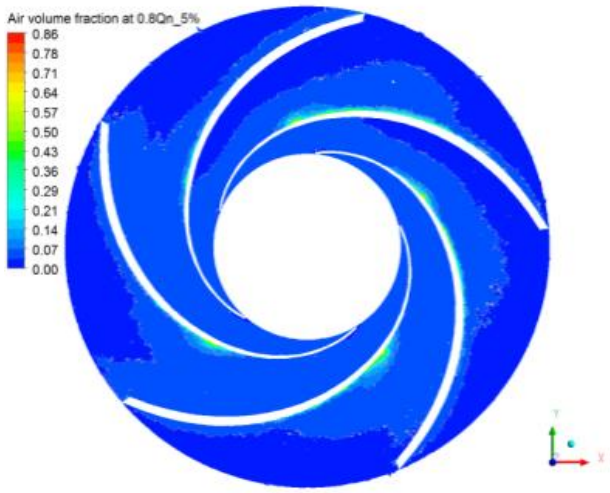


Fig.V.50 : Distribution GVF à 0.8 Qn-5%

Les figures V.48 et V.49 représentent l'évolution du profil de la vitesse relative de l'air et de l'eau successivement. En premier lieu, il convient de constater que les profils de vitesse sont différents à ceux au faible débit (0.6Qn), la structure jet-sillage est apparente sur l'ensemble des aubes. L'évolution de débit à la hausse procure aux particules d'eau une vitesse supérieure à celle de l'air avec un écart de 0.57m/s.

La distribution de GVF illustrée par la figure V.50 montre une faible accumulation sur le côté en pression de l'aubage de la roue. Un déficit visible de la fraction d'air est observé sur les deux aubes situées en hors zone d'interaction roue / volute.

On constate aussi par comparaison des trois figures que l'évolution du gradient de vitesse des deux phases se manifeste en fonction de la concentration du taux de GVF, ce qui explique la perturbation provoquée par les bulles d'air où le phénomène de glissement entre les phases a eu lieu.

A titre comparatif avec la structure d'écoulement à faible débit de 0.6 Qn-GVF 5 %, on constate que la résultante de la force exercée sur les bulles d'air est plus importante, ce qui résulte une accumulation plus avancée de la phase dispersée à 0.8 Qn-5% comparativement à 0.6Qn-5% (Figure V.41).

On note également que la zone d'interaction roue / volute demeure le siège de fort perturbation et diffusion de GVF, similairement au 0.6Qn-5%.

B)- GVF = 10 %

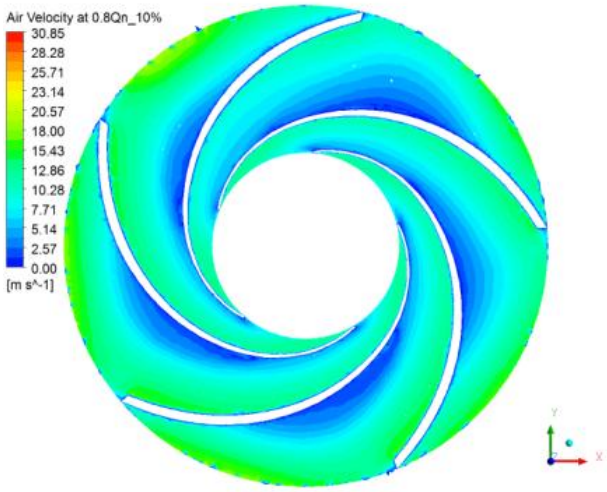


Fig.V.51 : Vitesse Relative Air à 0.8Qn-10%

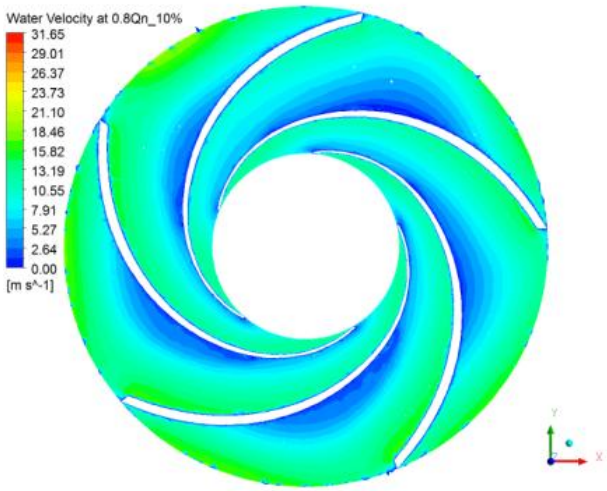


Fig.V.52 : Vitesse Relative Eau à 0.8Qn-10%

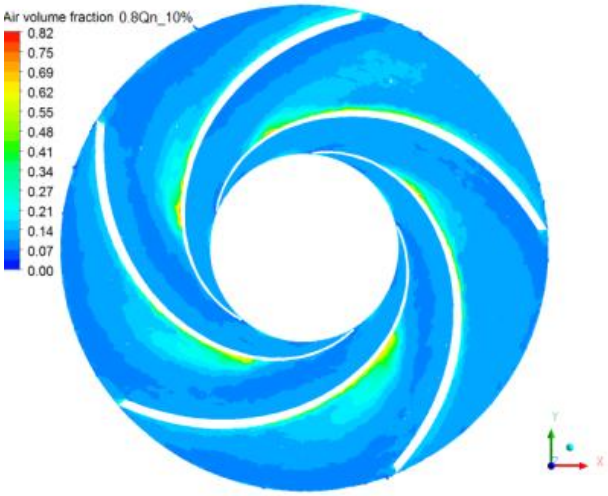


Fig.V.53 : Distribution GVF à 0.8Qn-10%

Comme constaté dans les cas étudiés précédemment, la Figure V.53 représente une diffusion importante de la phase dispersée sur la majorité de d'aubage due à l'augmentation de GVF.

On révèle également une hétérogénéité de distribution de GVF illustrée par une diffusion plus importante dans les aubes situées hors de la zone d'interaction lié au faible débit d'eau, le taux de faible d'accumulation persiste au voisinage de la zone d'interaction roue / volute, l'effet de distribution est bien enregistré sur le profil des deux champs de vitesse dont à faible accumulation le gradient de vitesse est moins important.

Sur la zone d'interaction roue /volute un fort gradient de vitesse est prononcé suite à la diffusion uniforme de l'accumulation des bulles d'air sur le côté en pression accompagné d'une distribution sur le long d'aube.

On note une évolution à la hausse de l'écart de la vitesse relative entre les deux phases estimé à 0.8 m/s dont la vitesse d'eau reste toujours supérieure.

Les figures V.51 et V.52 représentent une distribution relativement uniforme des profils de vitesses par la présence de la structure jet-sillage correspond principalement à la distribution localisée du GVF.

C)- GVF = 15 %

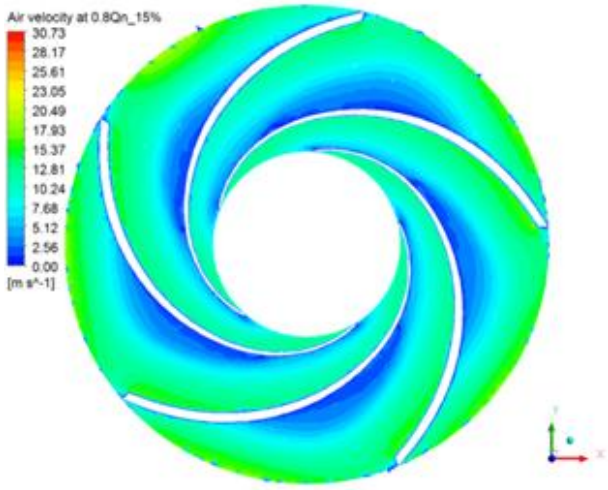


Fig.V.54 : Vitesse Relative Air à 0.8Qn-15%

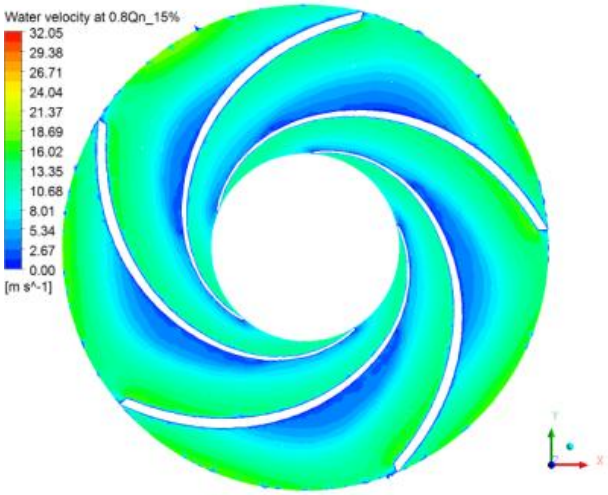


Fig.V.55 : Vitesse relative Eau à 0.8Qn-15%

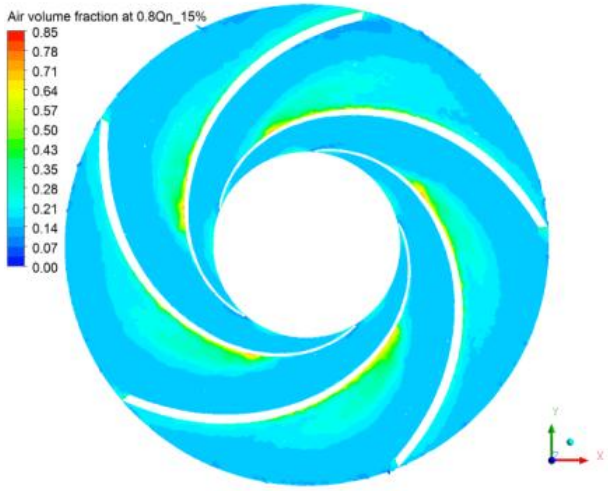


Fig.V.56 : Distribution GVF 0.8Qn-15%

Sur la figure V.56, l'impact d'augmentation de GVF à 15% a totalement changé la structure d'écoulement et la distribution des phases, une prépondérance appréciable de la phase dispersée occupe la majorité des aubes sur le côté en pression accompagnée d'un profile uniforme à la sortie.

Les figures V.54 et V.55 illustrant les champs des vitesses relatives, montrent que l'écart des vitesses entre les deux phases est devenue très important comparativement à GVF de 5% et 10%, il est de l'ordre de 1.42 m/s et favorise le phénomène de glissement entre les deux phases.

L'interprétation de cette évolution se rapporte à la décélération de la vitesse de l'air sous l'effet de la résultante des forces appliquées sur la bulle d'air, la direction de cette résultante vers le côté en pression oriente les bulles d'air de s'accumuler dans cet endroit. Principalement la force de trainée Fd et la force due au gradient transversal de pression Fdp qui sont l'origine de l'accumulation des bulles d'air.

On remarque également l'établissement visible de la structure jet-sillage sur les deux champs de vitesse, en référence aux particules de faible énergie de l'air (sillage) et les particules d'eau à énergie élevée (jet).

Les résultats rapportés témoignent l'impact de l'augmentation du GVF qui se traduit par une accumulation des bulles d'air sous l'effet des forces exercées sur l'écoulement.

V-3.1.4 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à 1.2 Qn (0.5 Span):

A)- GVF = 5 %

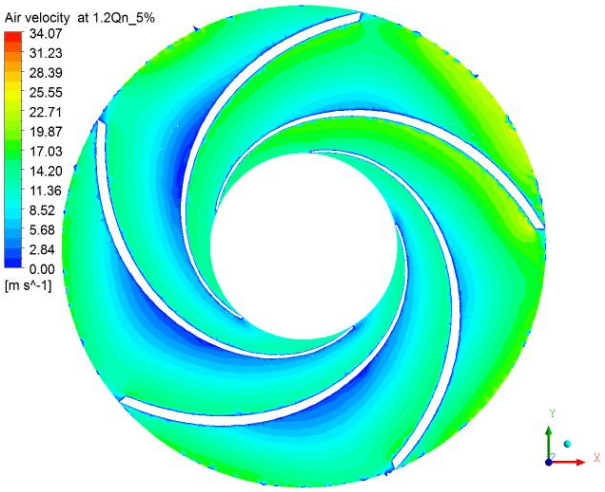


Fig.V.57 : Vitesse Relative Air à 1.2Qn-5%

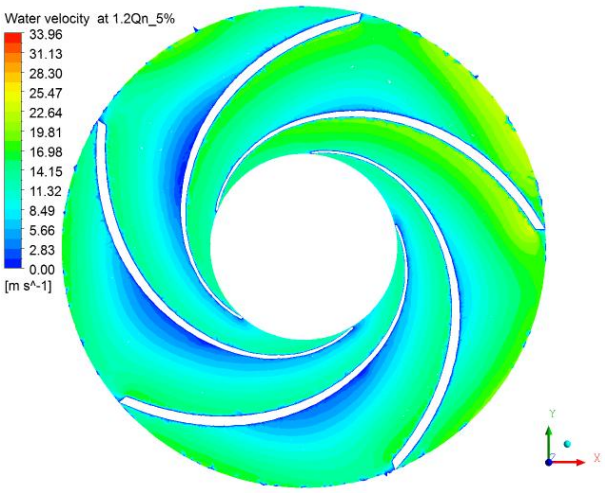


Fig.V.58 : Vitesse Relative Eau à 1.2 Qn-5%

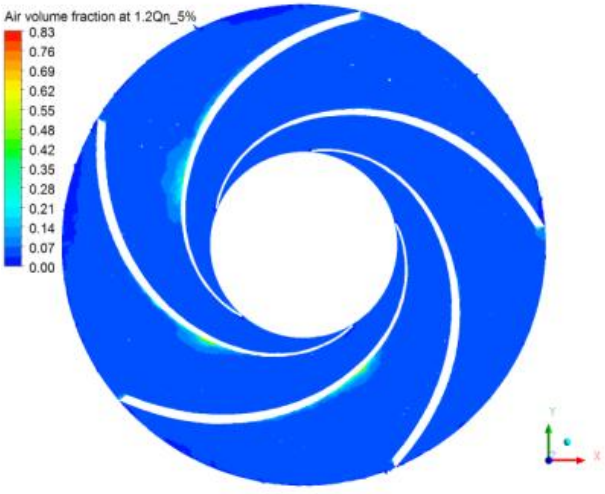


Fig.V.59 : Distribution GVF à 1.2Qn-5%

La figure V.59, nous renseigne que l'impact du GVF est relativement insignifiant comparativement aux mêmes conditions au débit nominal, la phase dispersée a quasiment disparu dans la zone d'interaction roue / volute. En sur-débit, l'effet de GVF à 5% est neutralisé par le débit d'eau important menant à une domination du champ d'écoulement par la phase continue.

On remarque dans les figures V.57 et V.58 un ralentissement de la vitesse des deux phases par rapport au nominal (vitesse eau 34.02m/s ; vitesse air =33.96), particulièrement on note que la vitesse de l'eau est supérieure à celle de l'air avec un gradient de vitesse relativement uniforme.

D'autre part, on observe clairement l'atténuation, voire la disparition de la structure jet-sillage dans la zone d'interaction roue / volute pour les deux phases , la projection sur la figure V.59 relative à la distribution de GVF donne lieu à constater que le déficit total de la fraction d'air s'imprime sur le champ des deux vitesse par la réduction notable de la structure jet-sillage.

Pour expliquer les phénomènes observés pour 1.2Qn, il est bien entendu comme démontré précédemment en écoulement monophasique que la hauteur nominale diminue à mesure que le débit augmente. Etant donné que la vitesse de rotation reste constante à 1470TR/MIN.

L'augmentation de débit à 1.2Qn a diminué l'énergie transférée au fluide et par conséquent un ralentissement de la vitesse des particules, la domination des particules d'eau favorise son accélération comparativement aux bulles d'air.

On constate aux conditions opératoires en sur-débit que l'effet de GVF à 5% est négligeable.

B)- GVF = 10 %

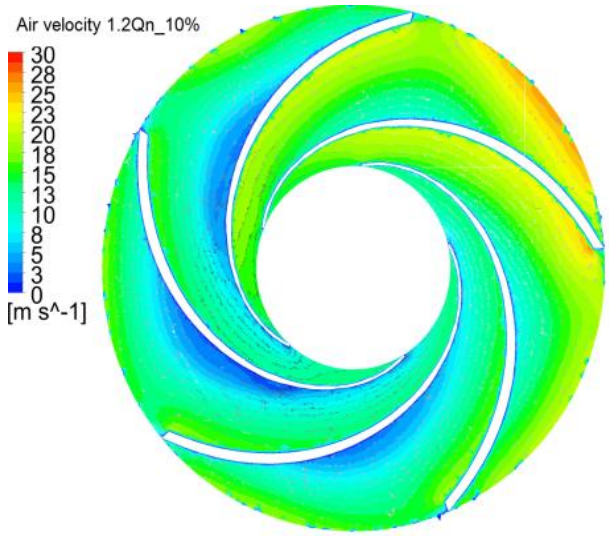


Fig.V.60 : Vitesse Relative Air à 1.2Qn-10%

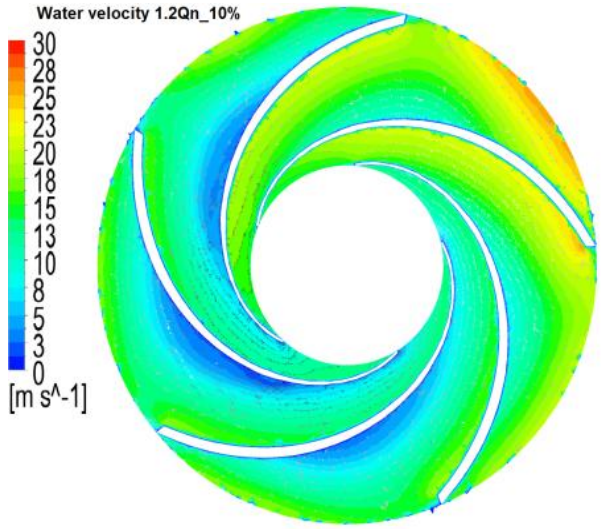


Fig.V.61 : Vitesse Relative Eau à 1.2 Qn-10%

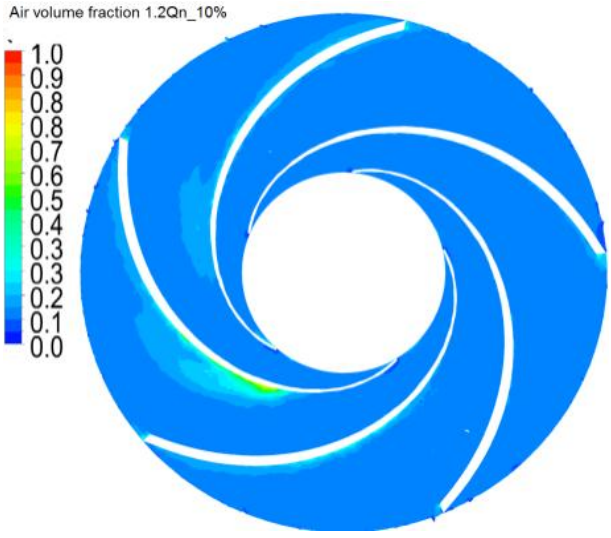


Fig.V.62 : Distribution GVF à 1.2Qn-10%

La figure V.62 révèle une distribution partielle de GVF, et l'accumulation de la phase dispersée est visiblement limitée à une seule aube principalement. Comparativement au débit nominal et même en sous débit à 10%, on note que la répartition des bulles d'air est quasiment modifiée avec une domination de la phase continue. L'étude à débit nominal a montré une distribution plus au moins uniforme sur toutes les aubes et l'effet d'augmentation de GVF de 5% à 10% était notable, aussi on constate que l'accumulation des bulles d'air en sur-débit se manifeste en position hors zone d'interaction roue / volute, inversement au cas des sous-débits 0.6Qn et 0.8Qn à 10% de GVF.

L'interprétation de ce comportement en sur-débit est justifiée par l'augmentation du débit et la domination de la phase continue donnant aux particules d'eau une distribution favorable et dominante dans la roue. C'est pour cette raison que la résultante de la force de trainée et la différence du gradient de pression ont agi potentiellement sur les bulles d'air, résultant en une accumulation localisée dans la roue.

Les figures V.60 et V.61 représentent les champs de la vitesse relative de l'air et de l'eau successivement. Elles reflètent fidèlement le phénomène produit entre les phases, on observe une faible structure jet-sillage formée et correspond à l'accumulation limitée des bulles d'air (fig. V62), dont la vitesse des deux phases atteint sa valeur maximale près de la zone d'interaction roue / volute, avec une tendance d'égalisation, cela pourrait être expliqué par l'entrainement avancé des bulles d'air par l'eau dans cette zone.

Il est admis déjà, que même sans présence d'air en écoulement en sur-débit, une chute de performance de la pompe est constatée en régime monophasique.

C)- GVF = 15 %

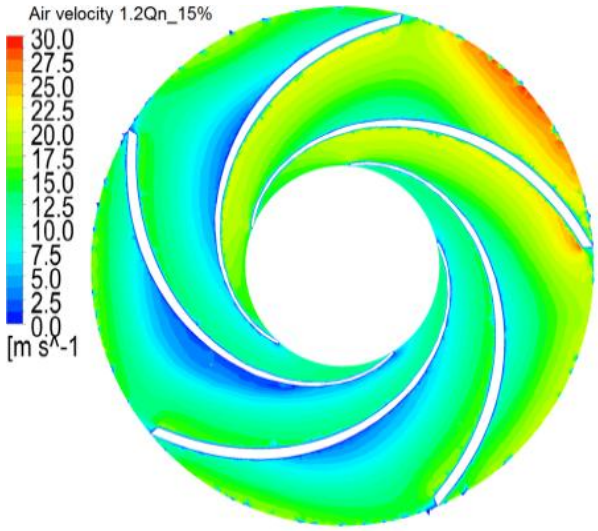


Fig.V.63 : Vitesse Relative Air à 1.2Qn-15%

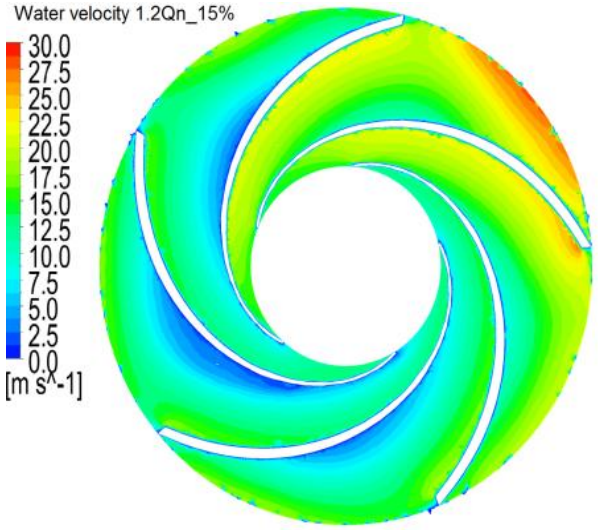


Fig.V.64 : Vitesse Relative Eau à 1.2 Qn-15%

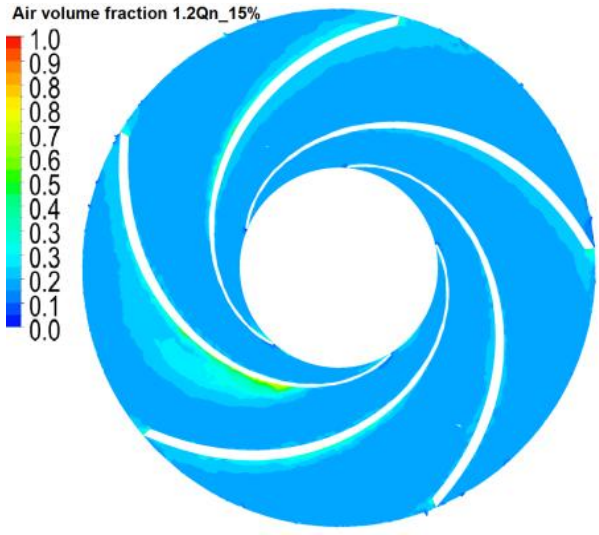


Fig.V.65 : Distribution GVF à 1.2Qn-15%

En poursuivant l'étude en sur-débit à une fraction de 15% de GVF, sachant que le débit est un paramètre de premier ordre dans la modification d'écoulement diphasique et principalement à la détermination de la position d'accumulation de la phase dispersée dans la roue comme s'est illustré dans cette étude. Dans la figure V.65, des variations plus importantes sont observées comparativement au fonctionnement au débit nominal, en plus de l'accumulation des bulles d'air concentrées partiellement en opposé de la zone d'interaction roue / volute, On remarque exceptionnellement à cette configuration une présence de la phase dispersée sur le côté en dépression manifestée proche de la zone d'interaction roue / volute.

L'observation de ce phénomène conduit à percevoir que la fluctuation d'écoulement à cet endroit caractérisé par une turbulence importante due au passage transitoire entre la roue et la volute (entrefer) a contribué au déplacement des bulles d'air vers le coté en dépression sous l'effet de force de traînée $\vec{F}_d$ due à la différence de vitesse entre l'eau et l'air et la force $\vec{F}_{\nabla p}$ résultante du gradient de pression de l'eau environnant la bulle, de la force de Coriolis et de la force centrifuge dans la roue mobile.

Quant aux profils de la vitesse d'air et de l'eau représenté par les figures V.63 et V.64 successivement, on remarque des accélérations ponctuelles sur le côté en dépression de l'aubage en face à l'entrée de la volute, en projection sur la figure V.65 de distribution des phases, l'augmentation de vitesse sur le côté en dépression correspond à la présence de bulles d'air à cette position. Egalement ces figures illustrent que la vitesse des deux phases se calent et atteignent sa valeur maximale visiblement dans la zone d'interaction roue / volute.

La structure jet-sillage reste évidente hors zone d'interaction avec un gradient de vitesse moins développé, en revanche une diminution appréciable du gradient est observée dans la zone d'interaction roue / volute.

Pratiquement à ces conditions opératoires, pour la première fois on assiste à une accumulation de la phase dispersée sur le côté en dépression de la roue, l'origine de ce comportement est lié à la combinaison de l'effet de sur-débit et l'augmentation de la fraction de l'air à 15% au même temps, cette combinaison affecte considérablement l'écoulement, ainsi la contribution des forces gouvernant le mouvement des bulles d'air (Fd, Fdp, Fv) est amplifiée par la domination de la phase continue en sur-débit.

Conclusion intermédiaire :

On vient de mettre en évidence que dans un écoulement diphasique gaz\liquide dans une pompe centrifuge, une accumulation de gaz s'opère sur le côté en pression des aubages. Cette accumulation provient du fait qu'il y a une déviation de la trajectoire des bulles de gaz par rapport aux lignes de courant de la phase liquide sous effet des forces agissantes sur les bulles, cela engendre une séparation des phases qui produirait des pertes hydrauliques dont la dégradation des performance de la pompe serait la conséquence.

Par ailleurs cette analyse permet de montrer que le débit est un facteur de premier ordre définissant la position de la phase dispersée dans la roue, toutefois on a assisté en sur-débit à une accumulation des bulles d'air sur le côté en dépression d'aubage.

V-3.2 Effet de la variation du diamètre de bulles d'air :

Dans le but de quantifier l'effet du diamètre des bulles sur le gain en hauteur nominale à différents débits, nous avons choisis 03 débits à une fraction de GVF constante de 8% soit, le 0.7Qn_8% ; Qn_8%, et 1.2Qn_8%, et avons représenté l'évolution de cette hauteur pour chaque débit diphasique en fonction de deux diamètres de bulles différents à savoir : 100 µm et 230 µm respectivement.

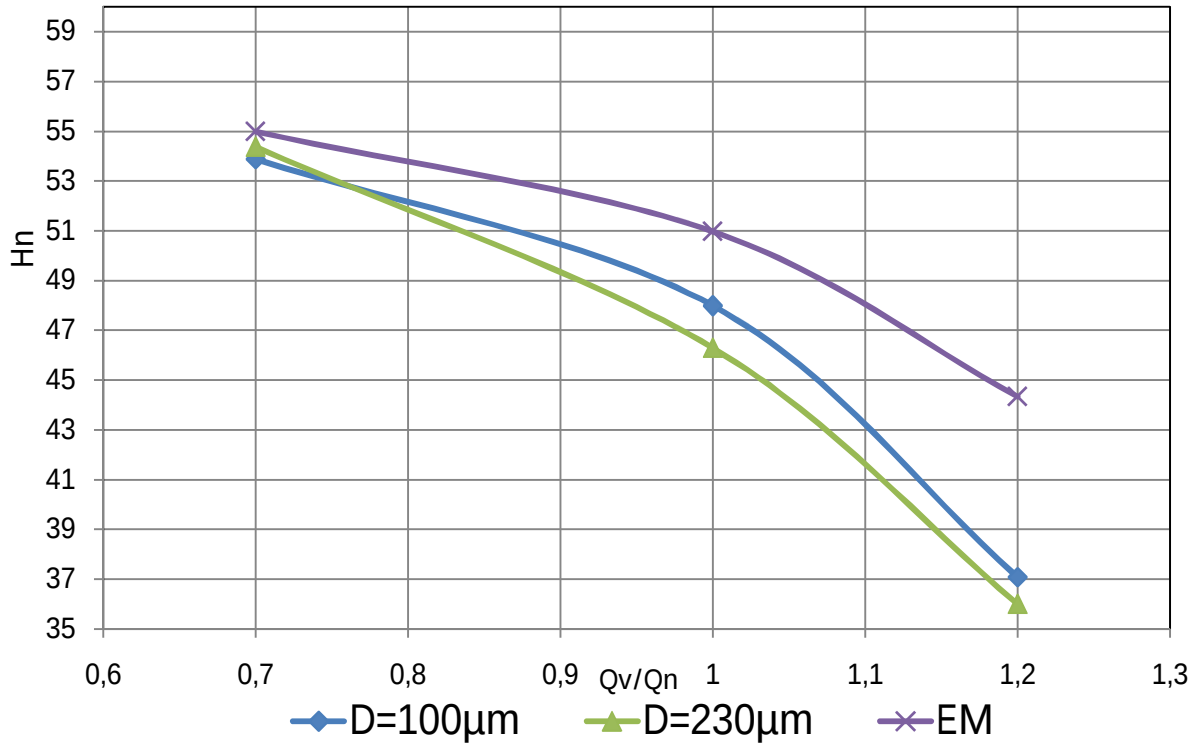


Fig.V.66 : Gain en hauteur en fonction de diamètre des bulles d'air (GVF=8%).

Comme on peut le voir sur la Figure V.66, la dégradation de la hauteur nominale est plus accentuée pour des bulles de plus grands diamètres. Un autre détail remarquable est que cet impact est moins important dans la zone à faible débit d'eau (0.7Qn) caractérisée par une instabilité d'écoulement comme déjà exposé antérieurement.

Ce constat est justifié par l'impact des forces agissant sur une seule bulle. Bien que, en appui des équations de bilan des forces déjà décrites dans le chapitre II (paragraphe II.5.7), la force de trainée F_d due à la vitesse de glissement (différence de vitesse) entre les deux phases est proportionnelle à la surface spécifique de la bulle ($\sim d^2$) et la force résultante du gradient de pression $F_{\nabla P}$ est proportionnelle au volume ($\sim d^3$) [38]. Selon cette écriture, pour un diamètre de bulle plus grande, la force due au gradient de pression augmente d'une manière significative que celle due à la traînée, induisant l'accroissement de la taille de la poche d'air et par la suite une importante zone d'accumulation principalement sur le côté en pression de l'aube, causant le blocage du passage d'eau par la bande d'air accumulée (pump air bound). Par conséquent, une aggravation des pertes hydrauliques s'est produite entrainant la dégradation des performances de la pompe. Pour un diamètre de 230µm la chute en hauteur nominale à Qn_8% est de 10%, réellement on assiste à une chute importante dans ces conditions.

V-3.2.1 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à différents diamètres de bulles (0.5 Spain):

- A) Qn-8%-100µm

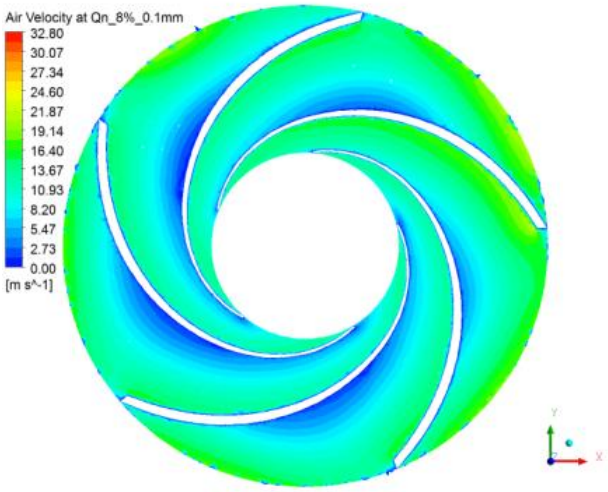


Fig.V.67 : Vitesse Relative Air à Qn-8%_100µm

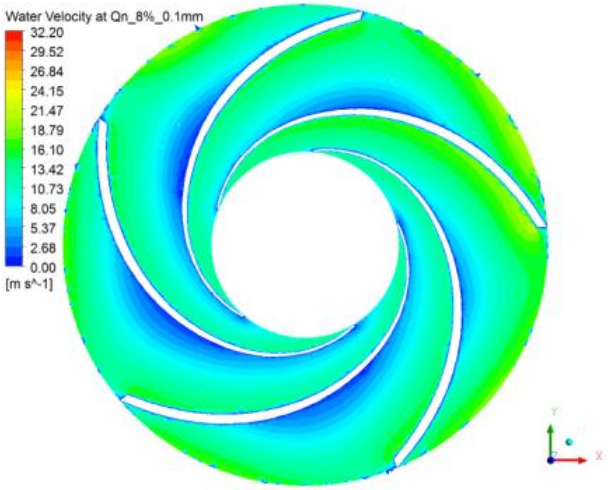


Fig.V.68 : Vitesse relative Eau à Qn-8%_100µm

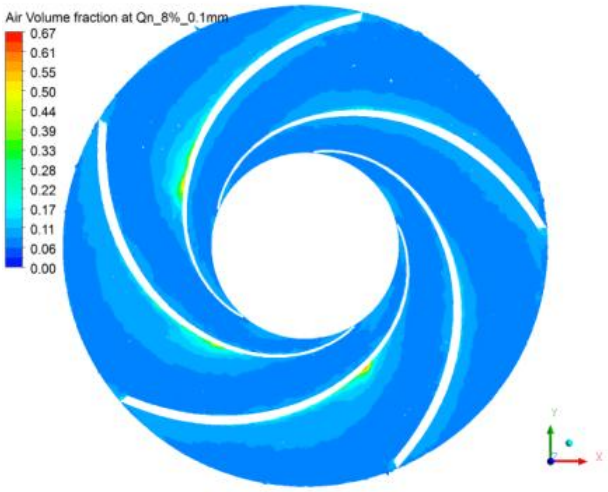


Fig.V.69 : Distribution à GVF Qn-8%_100µm

B) Qn-8%-230µm

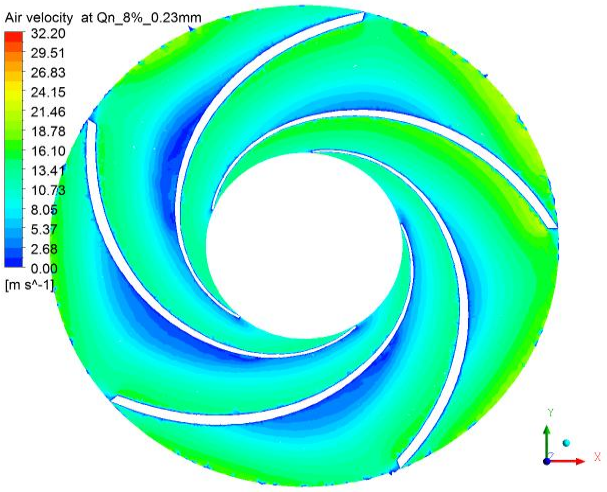


Fig.V.70 : Vitesse relative Air à Qn-8%_230µm

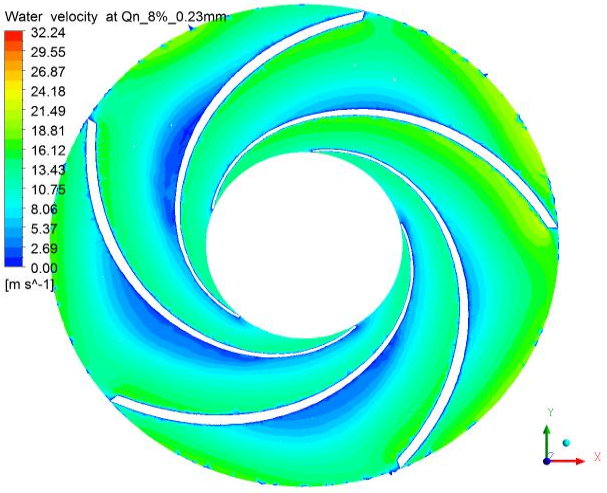


Fig.V.71 : Vitesse Relative Eau à Qn-8%_230µm

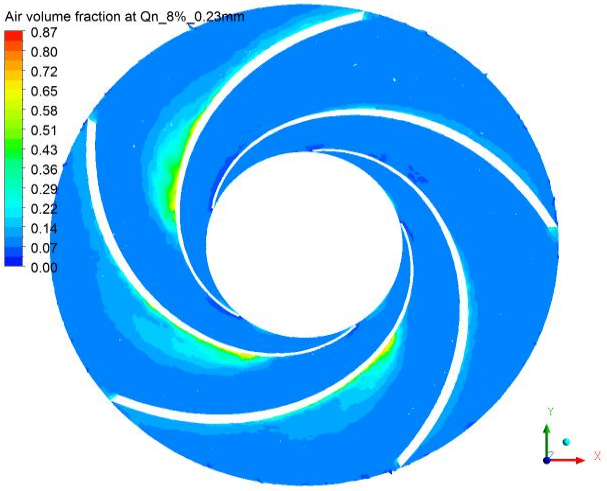


Fig.V.72 : Distribution GVF à Qn-8%_230µm

Les figures V.69 et V.72 représentent successivement la distribution des phases à 100 µm et 230 µm de diamètre de bulles pour Qn-8%. C'est visiblement remarquable qu'une augmentation de volume d'accumulation de la phase dispersée se produit pour des bulles d'air à 230 µm, par rapport aux observations faites pour des bulles d'air à 100 µm. Ce constat est expliqué au moyen des forces agissant sur les bulles d'air ($F_{\nabla P}$, F_d).On observe nettement sur ces figures que les bulles de gaz s'accumulent sur le côté en pression d'aubages. A contrario, sur le côté en dépression des aubages, un déficit de fraction volumique de gaz est remarqué.

L'observation des figures V.67, V.68, V.70, V.71 montre que l'augmentation de diamètre des bulles influe sur le champ de vitesse des deux phases. On constate une diminution de gradient de vitesse sur la zone d'interaction roue / volute pour le diamètre de 230µm.

Sur un autre volet, l'augmentation du diamètre des bulles a engendré une décélération de l'écoulement des deux phases (Air : de 32.80 à 32.20m/s) ; (eau : de 32.60 à 32.27 m/s). En revanche à D=230 µm, la vitesse de l'eau est devenue supérieure à celle de l'air inversement aux résultats obtenus pour le diamètre de 100 µm. Ce comportement est la conséquence de l'impact important des forces F_d ,$F_{\nabla P}$ qui agissent sur les bulles à grand diamètre tout en provoquant la diminution de leur vitesse par rapport à l'eau. Ainsi, la résultante F_R de ces deux forces tend à diriger les bulles vers le côté en pression des aubages où elles sont accumulées.

D'autre part, la taille des bulles est un paramètre important de la stratification de l'écoulement car plus les bulles sont grosses, plus la différence entre la vitesse de la bulle et celle du liquide est importante. Or, plus cette différence de vitesse est grande, plus la stratification sera aisée. Donc, la chute de performance de la pompe dépend de la taille des bulles et de la séparation de l'écoulement dans les canaux inter-aube.

Il convient de souligner que l'augmentation de diamètre à 230 µm soit une différence de 30 µm seulement par rapport à l'étude de base (200µm), la hauteur calculée a chuté de 10%.

A l'issue des résultats obtenus, On peut confirmer que le diamètre des bulles d'air influe tangiblement et potentiellement les performances de la pompe.

V-3.3 Effet de la variation de la pression d'aspiration :

La simulation a été menée en faisant varier la pression d'aspiration de la pompe à deux étapes de manière à diminuer la pression en premier temps à la moitié de la pression de référence (101325 Pascals) soit de 50665 Pascals, et en second temps de l'augmenter au double soit de 202650 Pascals. La fraction de GVF est fixée à 8%.
Les résultats obtenus sont représentés sur la figure.V.73.

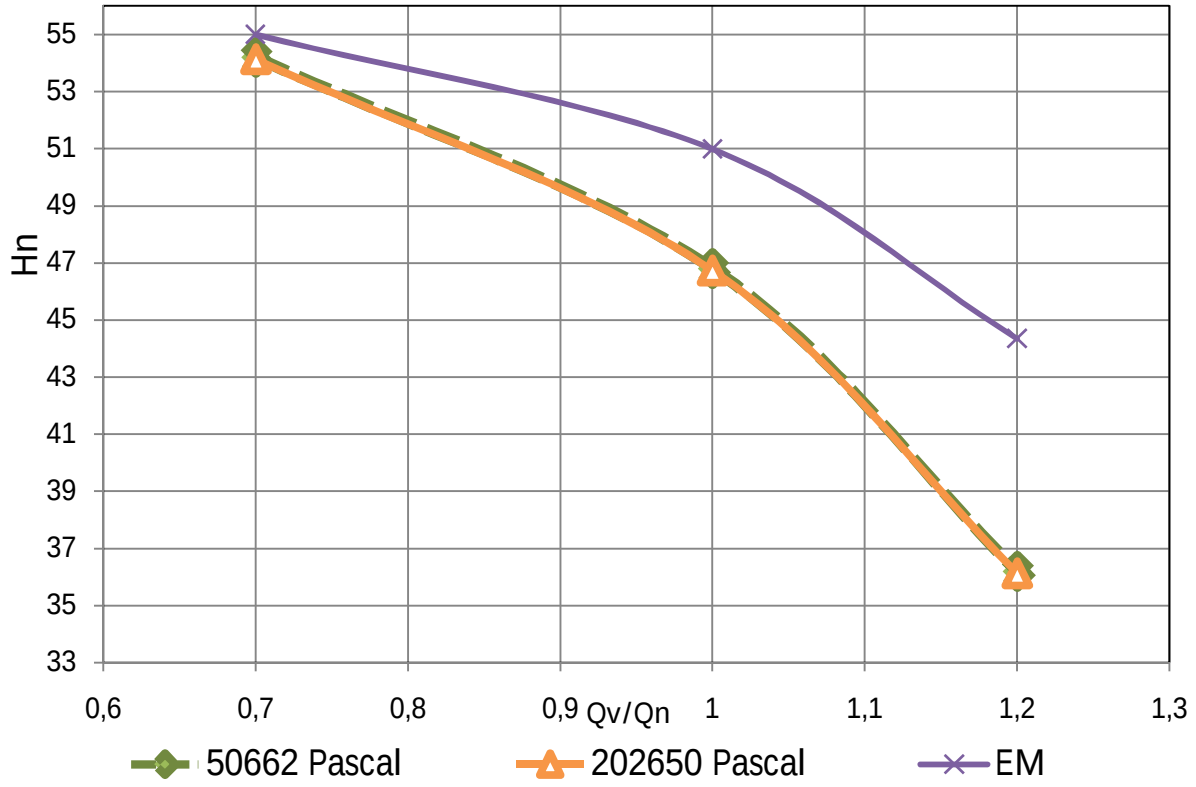


Fig.V.73 : Gain en hauteur en fonction de la pression d'aspiration (GVF=8%).

Dans ce cas (Figure V.73), on remarque clairement que les courbes d'évolution de la hauteur pour les pressions d'aspiration étudiées coïncident parfaitement, c'est-à-dire que les pressions d'aspiration n'ont engendré aucune modification ou influence sur la hauteur pour les débits étudiés (0.7Qn, Qn et 1.2Qn) à 8% de GVF.

La chute observée comparativement à l'écoulement monophasique est due initialement à l'impact de GVF à 8%.

Les auteurs estiment que la pression d'aspiration et le diamètre de bulle sont des variables fortement connectés, logiquement plus la pression d'aspiration est forte et plus les bulles auront de petits diamètres, par conséquent meilleure sera la hauteur de la pompe. J. EDWARD et I. ORENCHAN [31] ont montré que les effets de dégradation de la hauteur à deux phases vapeur/eau sont accentués à des pressions inférieures parce qu'il y a une grande différence entre la masse volumique du liquide et de la vapeur à des pressions de saturation inférieures. Cette différence amplifie les mécanismes de dégradation à deux phases (Force de trainée F_d, force de gradient de pression $F_{\nabla P}$), contrairement, les pressions plus élevées suppriment les effets de dégradation.

V-3.3.1 Etude de GVF, Vitesse relative Air et Eau à différentes pression d'aspiration à (Qn-8%) (0.5 Span):

A) $P_{aspiration}$ =50622 Pascal

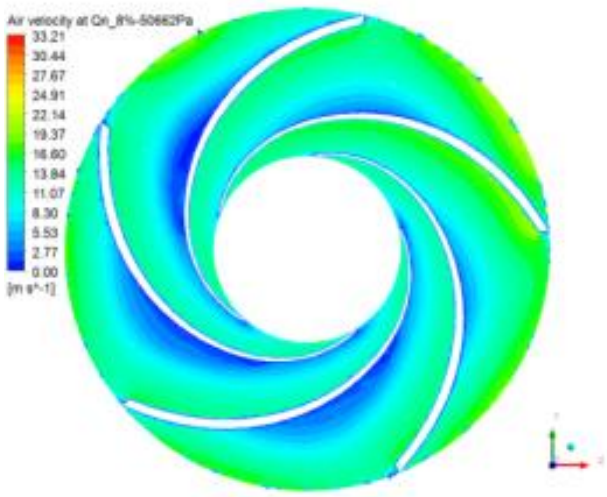


Fig.V.74 : Vitesse Relative Air à Qn-8%_50622 Pascal

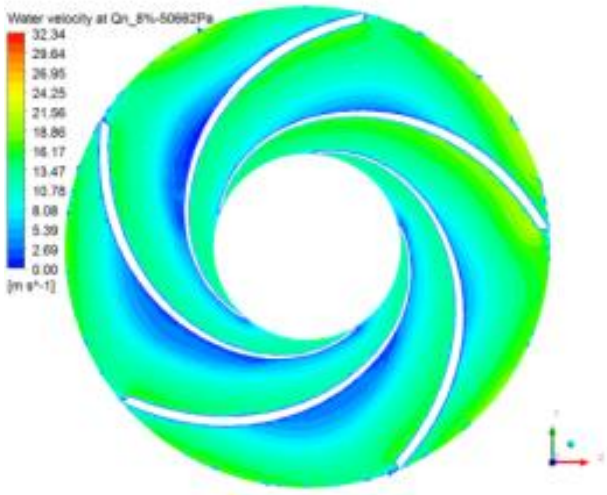


Fig.V.75 : Vitesse Relative Eau à Qn-8%_50622 Pascal

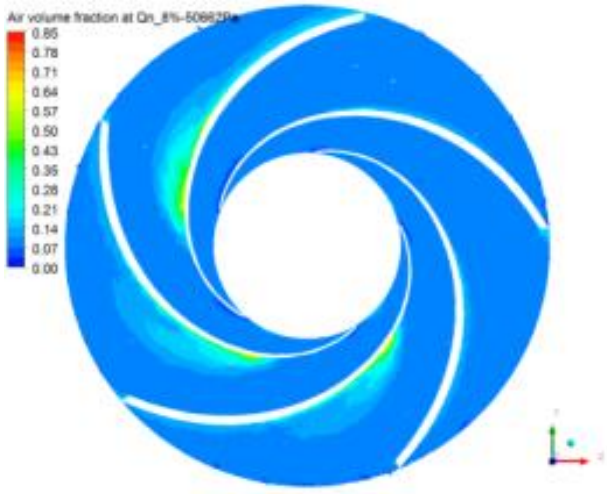


Fig.V.76 : Distribution GVF à Qn-8%_50622 Pascal

B) $P_{aspiration}$ = 202650 Pascal

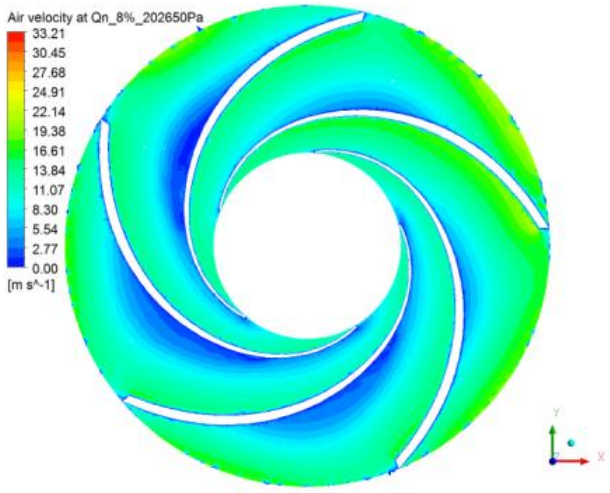


Fig.V.77 : Vitesse Relative Air à Qn-8%_202650 pascal

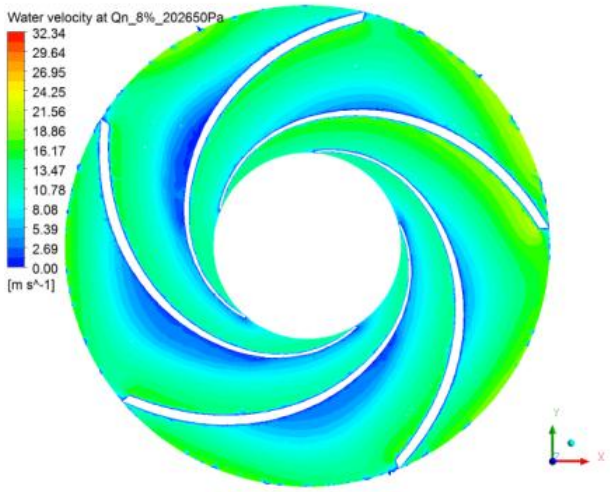


Fig.V.78 : Vitesse Relative Eau à Qn-8%_202650 pascal

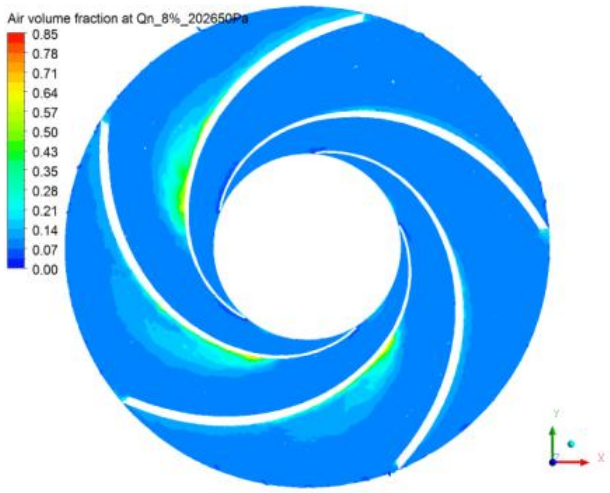


Fig.V.79 : Distribution GVF à Qn-8%_202650 pascal

En appui des figures (V.74 ; V.75 ; V.76 ; V.77 ; V.78 ; V.79), c'est clairement noté que les valeurs de GVF, vitesse d'air et vitesse d'eau restent presque inchangées malgré la variation de la pression (GVF=0.85, Vitesse air =33.21, Vitesse eau =32.34).

Seulement une légère diminution du gradient de la vitesse relative des deux phases est remarquée en augmentant la pression à 202650 Pascal localisée principalement dans la région d'interaction roue / volute.

D'un point de vue phénoménologique, le comportement observé pourrait être expliqué par le fait que pour cette configuration (écoulement diphasique, phase air dispersée), l'effet de la pression d'aspiration est insignifiant, voire nul, dans la plage d'étude sélectionnée pour l'écoulement diphasique (Air/Eau) non condensables bien entendu que la cavitation est évitée.

Ces constats permet de tirer au claire que la fraction d'air demeure constante en faisant varier la pression d'aspiration, automatiquement les résultats obtenus à GVF 8% pour les différents débits étudiés restent inchangés.

L'explication évidente de ce phénomène et particulièrement pour la configuration de cet écoulement, se rapporte à l'effet que la pression d'aspiration n'a pas d'incidence sur le rapport de masse volumique Air/Eau de la même manière que pour le flux Vapeur/Eau [31]. En outre, sans condensation de la vapeur, la masse volumique et la fraction de l'air ne variera pas de façon significative à travers la pompe. Bien évident, c'est les résultats obtenus par cette étude.

Conclusion et perspective

En conclusion, l'objectif des travaux consistait à contribuer à mieux connaître les principes physiques régissant la dégradation des performances d'une pompe centrifuge en régime diphasique, particulièrement que le développement de ce type de pompe est un champ de premier intérêt en vue de faire face aux exigences de production pétrolière suite à l'épuisement des ressources éruptives, et également dans le secteur de sécurisation des installations nucléaires.

Afin de valider l'étude en régime monophasique, des simulations a été menées par une première série de débits d'écoulement monophasique d'eau et a consisté de simuler 11 cas différents (0.2Qn à 1.2Qn). Les résultats des simulations numériques ont été comparés avec ceux expérimentaux de la pompe NS 32. Cette comparaison montre une bonne concordance pour tous les débits opérationnels. Les écarts observés aux sous-débits exprimés par une sous-estimation des résultats numérique ont été dus globalement à la qualité du maillage adopté.

Dans le même contexte, une présentation illustrative des contours des champs de la vitesse d'eau a été effectuée à différents niveaux (Spans) et différents débits montrent clairement le comportement classique d'une pompe centrifuge en régime monophasique.
Dans l'ensemble, les résultats obtenus mettent en lumière l'intérêt de l'utilisation des approches numériques pour mieux concevoir, caractériser, analyser et optimiser les performances des pompes centrifuges à fluide monophasique incompressible.

La seconde phase a pour objectif d'étudier le comportement de la pompe en régime diphasique pour la plage opérationnelle des débits, en faisant varier la fraction volumique de l'air, variation de diamètre de bulles d'air, et l'effet de la pression d'aspiration.

Il ressort clairement des résultats des simulations numériques menées sur la pompe NS 32 les aspects suivants:

1- Dans un régime diphasique les performances d'une pompe centrifuge se dégradent avec l'augmentation du GVF notablement au débit nominal, à ce débit la pompe NS 32 a enregistré une chute maximale de 26%.

2- L'étude de la notion d'efficacité diphasique a montré également l'impact de l'augmentation du GVF favorisant sa chute, particulièrement au voisinage du débit nominal, une efficacité de 0.58 est obtenue à Qn_20% de GVF, en revanche l'efficacité diphasique est meilleur en sous-débit.

3- L'étude illustrative détaillée des contours des 3 champs associés GVF, vitesse eau et vitesse air a permis de cerner une accumulation évolutive des bulles d'air sur le côté en pression des aubes de la roue en fonction de l'augmentation de GVF et inversement au débit, accompagné d'un fort gradient de vitesse entre les phases.

Il a été remarqué que la zone d'interaction roue / volute procure au mélange une distribution assez homogène due probablement à la forte turbulence d'écoulement notamment au débit nominal.

4- Les effets de la ceinture et du plafond ont été étudiés en mettant en évidence la contribution de chaque zone, ils agissent d'une manière opposée. En effet, l'impact de la ceinture traduit par la présence des particules à faible énergie qui joue le rôle d'un accélérateur d'accumulation de la phase dispersée et provoque un fort décollement de la couche limite, inversement au plafond siège des particules à énergie élevée qui conduit au retardement de décollement des couches limites. L'accélération de l'écoulement engendre une accumulation limitée des bulles d'air.

5- La variation du débit est qualifiée autant un facteur de premier ordre en écoulement diphasique, le passage de sous-débit au sur-débit change quasiment la structure de l'écoulement et la zone d'accumulation de la phase dispersée, à faible débit les bulles d'air s'accumulent dans la zone d'interaction roue / volute, inversement, en sur-débit l'accumulation est déplacée vers la zone opposée, à débit nominale relativement la distribution est homogène.

6- L'augmentation du diamètre des bulles d'air aggrave considérablement la dégradation des performances de la pompe.

7- La variation de la pression d'aspiration n'a engendré aucun effet remarquable sur le comportement de la pompe en régime diphasique. Ce constat est justifié que la pression d'aspiration n'a pas d'incidence sur le rapport de la masse volumique air/eau et par conséquent la structure d'écoulement diphasique demeure inchangée.

En récapitulation, les constations et les résultats obtenus sont expliqués par le recensement et l'écriture du bilan des forces agissantes sur une bulle de gaz dans un écoulement de liquide à la traversée d'une roue et qui s'exprime comme suit :

- Force de trainée résultante de la différence de vitesse entre l'eau et l'air ;
- Force liée à la courbure des lignes de courant de la phase continue (gradient de pression transversal) ;
- Force due au gradient de pression longitudinal;
- Force centrifuge ;
- Force de Coriolis ;
- Force due à la différence de la masse volumique entre les deux phases;
- Force de Basset ou force d'histoire traduisant l'effet des mouvements passés de la particule.

Ces travaux ont contribué à mieux comprendre les phénomènes physiques responsables de la dégradation du gain en hauteur réalisée par la pompe NS 32 fonctionnant avec un mélange Air/Eau, en détaillant l'effet des paramètres clés gouvernant le comportement de la pompe à différentes conditions d'exploitation pour prédire la dégradation des performances.

En perspective, dans le cadre de la poursuite des présents travaux, les points suivants pourraient être investigués :

- Etude d'impact de l'interaction roue / volute en écoulement diphasique en appui des constats préliminaires avantageux issus de la présente étude.
- Faire une étude sur l'impact des paramètres géométriques de la pompe et observer leurs effets sur les performances de la pompe en écoulement diphasique.
- Prendre en compte de l'effet de variation des propriétés du fluide avec la température.
- Développer un banc d'essai permettant d'acquérir des données expérimentales confortant la présente étude.

Références Bibliographiques

1 - White, F. M., 1994, Fluids Mechanics, Third Edition, McGraw-Hill, INC. New York, (1979).

2- Aloui, F. Les différents types d'écoulements diphasiques : classification et intérêt. Université de NANTE (2002).

3- Olson, D.Experiment data report for single- and two-phase steady-statetests of the 1-1/2-loop mod-1 semi-scale system pump. Tech. rep., Aerojet Nuclear Company, Idaho for the U.S. Atomic Energy Comission, May 1974.

4-Wings, R. W., and Parks, C. E.One third scale air-water pump program, test program and pump performance. EPRI NP-135(1977).

5- Wilson, D., and al. Analytical models and experimental studies of centrifugal-pump performance in two-phase flow. EPRI NP-677(May 1977).

6- Zakem, S.Analysis of gas accumulation and slip velocity in a rotating im-peller. InASME Cavitation and Polyphase Forum(1980)

7-Mikielewicz, J., Wilson, D., Chan, T., and Goldfinch, A.A method for correlating the caracteristics of centrifugal pumps in two-phase flow. ME Journal of Fluids Engineering (1978).

8-Murakami, M., and Minemura, K.Effects of entrained air on the performance of a centrifugal pump. Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers 17, 110 (August 1974).

9- Furuya, O. An analytical model for prediction of two-phase (non-condensable) flow pump performance. ASME Journal of Fluids Engineering107, No. 1(1985), 139–147.

10- Chan, A., Barreca, S., and Hartlen, R. An experimental study of centrifugal pump performance under steam-water two-phase flow conditions at elevated pressures. Cavitation and Multiphase Flow Forum 109(1991), 111–117.

11- Chan, A., Kawaji, M., Nakamura, H., and Kukita, Y.Experimentalstudy of two-phase pump performance using a full size nuclear reactor pump. Nuclear Engineering and Design 193(1999), 159–172.

12- Noghrehkar, G., Kawaji, M., Chan, A., Nakamura, H., and Ku-kita, Y. Investigation of centrifugal pump performance under two-phase flow conditions.ASME Journal of Fluids Engineering 117(March 1995), 129– 137.

13- Poullikkas, A. A model for pumping two-phase mixtures. The Cyprus Journal of Science and Technology 1(1996), 103–120.

14- Poulikkas, A.Compressibility and condensation effects when pumping gas-liquid mixtures. Fluid Dynamics Research 25(1999), 57–62.

15-Lapray, J.-F.Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation. Techniques de l'ingénieur BL3, B4313 (Novembre 1994).

16- Gruselle François ''Développement d'un prototype SIPDA (Scavenge Integrated Pump and Desaerator, 2006-2007) en eau et de son banc d'essai

17- Caridad, J et al, "Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions" journal of petroleum science and engineering. 2008, Vol. 63, p.18-22.

18- Trebinjac, I,"Contribution Théorique et Expérimentale à l'analyse de l'écoulement dans une Pompe Mixte (Hélico-Centrifuge)" Thèse de doctorat soutenue le 6 Novembre 1985.

19- Pessoa, R., Prado, M., "Experimental investigation of two phase flow performance of electrical submersible pump stages", 2001, SPE, pp.71552.
20 - Trebinjac, I., "Contribution Théorique et Expérimentale à l'analyse de l'écoulement dans une Pompe Mixte (Hélico-Centrifuge)" Thèse de doctorat soutenue le 6 Novembre 1985.
21- Zhou, W et I., "Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impeller Using Computational Fluid Dynamics" 2003, International Journal of Rotating Machinery, 9(1): 49-61.
22- Chen, T H et al., "Centrifugal pump performance under simulated two-phase flow conditions" Proceeding of the ASME 1980, San Francisco, USA.
23- Furuya, O., "An analytical model for prediction of two-phase (no condensable) flow pump performance" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1985, Vol. 107, p. 139-147.
24- Minemura, K et al., "Prediction of Air-Water Two-Phase Flow Performance of a Centrifugal Pump Based on One Dimensional Two-Fluid Model" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1998, Vol. 120, p. 327-334.
25- Minemura, K., Murakami, M., "A Theoretical study on air bubble motion in a centrifugal impeller" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1980, Vol. 102, p.446-455.
26- Minemura, K, Murakami, M, "Behavior of Air Bubbles in an Axial-Flow Pump Impeller" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1983, Vol. 105, p.277-283.
27- Añez, D et al, «ESP'' Performance with two-phase and viscous flow " Proceeding of ETCE 2001, Petroleum Production Technology Symposium, Houston, USA.
28- Lea, J.F., Bearden, J.L., "Effect of gaseous fluids on submersible pump performance " Journal of Petroleum Technology, 1982 p. 2922-2930 December.
29- El Mifdol Mohamed ''Étude de l'efficacité diphasique d'une pompe pour la compression du CO2 (Mars 2012)''
30- Literature Number LB-022, Copyright Peerless Pump Company (la Bour TFA pumps) ©2005
31- JAMES EDWARD I/ORENCHAN Application of analytical Centrifugal-pump performance models in two-phase flow S.B.M.E., Illinois Institute of Technology (1982).
32- ANSYS CFX in ANSYS multiphasique flow V 14.5, (2012).
33- AKHRAS Abdul Rahman Etude de l'interaction roue-diffuseur dans une pompe centrifuge (2002).
34- Sauer J., Winkler G.et Schnerr G. H., 2000, "Cavitation and Condensation - Common Aspects of Physical Modeling and Numerical Approach". Chem. Eng. Technol. 23 (2000) No. 8, 663-666.
35- Senocak I. et Shyy W., 2001, "Numerical Simulation of Turbulent flows with Sheet Cavitation". Proceedings of the 4th International Symposium on Cavitation, CAV 2001. June 20-23, Pasadena, CA, USA.
36- Abgrall R. et Saurel R., 2003, "Discrete Equations for Physical and Numerical Compressible Multiphase Mixtures", Journal of Computational Physics, Vol. 186, pp. 361-396.
37- Le Métayer O., Massoni J. et Saurel, 2004, "Elaborating Equations of State of a Liquid and its Vapor for Two-Phase Flow Models". International Journal of Thermal Sciences. Vol. 43, pp.265-276 (in French).

38- Jose Caridad[1], Miguel Asuaje*, Frank Kenyery[1] , Andrés Tremante [1] , Orlando Aguillón [1] Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions (Journal of Petroleum Science and Engineering 63 (2008) 18–22).
39- Kim, J. H. "Perspectives on Two-Phase Flow Pump Modeling for Nuclear Reactor Safety Analysis" juin 1983