

HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES

Présentée à
L'UNIVERSITE DE LILLE 1

Par

Annie-Claude BAYEUL-LAINÉ

Maitre de Conférences à l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers
Laboratoire de Mécanique de Lille (FRE 3723)

Le 20 Octobre 2017

ETUDES NUMERIQUES D'ECOULEMENTS COMPLEXES

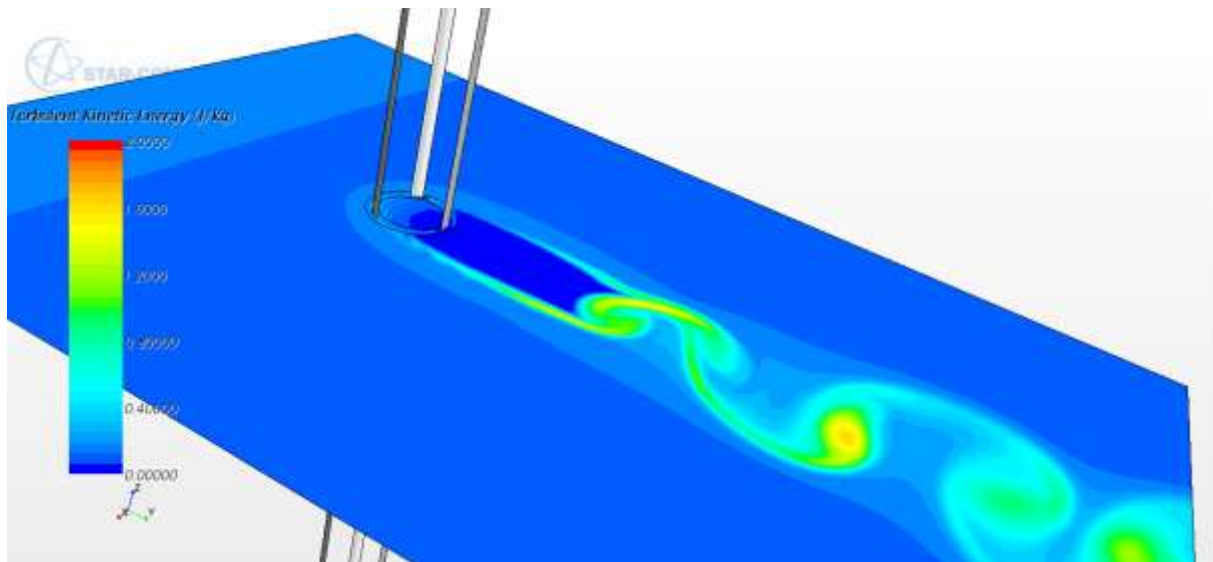
Composition du Jury

Mme Régiane FORTES-PATELLA
M. Jacques-André ASTOLFI
M. Fawaz MASSOUH
M. Mohamed-Najib OUARZAZI
M. Antoine DAZIN
M. Patrick DUPONT
M. Gérard BOIS

INP GRENOBLE
ECOLE NAVALE, BREST
ENSAM, PARIS
Université LILLE 1
ENSAM, LILLE
UNIVERSITE LILLE 1
ENSAM, LILLE

Rapporteur
Rapporteur
Rapporteur
Examinateur
Examinateur
Examinateur
Invité

n° d'ordre 42422



En souvenir de mes parents et de mes
neveux Julien et Vincent

A mes enfants Laetitia et Jérémy

A mon gendre Sébastien

A mes petites filles, Capucine et Alix

A Claude

A mes amies et amis

A ma famille

RESUME :

Cette Habilitation à Diriger des Recherches est une synthèse de mes travaux de recherche, réalisés pendant quarante-trois années, qui portent sur la modélisation numérique appliquée en Mécanique des Fluides, plus particulièrement sur les écoulements internes dans les turbomachines.

J'ai travaillé pendant quinze ans dans l'industrie. J'ai débuté ma carrière dans une entreprise dédiée aux turbomachines et aux technologies en liaison directe avec les turbomachines (transport pneumatique, conditionnement d'air, filtration...), principalement dans les cellules de recherche de cette entreprise. Après dix ans dans cette entreprise, j'ai intégré la Société d'Etudes et de Recherche des Arts et Métiers et j'ai continué de travailler dans le domaine des turbomachines durant cinq ans. Durant ces quinze années, je suis passée du statut de Technicienne à celui de Maître de Conférences grâce aux diplômes acquis en parallèle de cette activité professionnelle. Depuis vingt-huit ans, je suis Maître de Conférences au campus de Lille des Arts et Métiers.

Ce mémoire de HDR comprend cinq parties principales :

- Une rétrospective de mes activités de recherche suivie d'un focus sur trois thèmes particuliers,
- Les bassins d'alimentation de pompe,
- Les éoliennes urbaines dans le cadre du développement durable,
- La modélisation de l'interaction roue-diffuseur (roue centrifuge SHF).
- La présentation des projets futurs pour la majorité d'entre eux axés sur le développement durable :
 - o L'éolienne à mouvement cycloïdal,
 - o L'analyse du couplage entre la canopée urbaine et la couche limite atmosphérique,
 - o Les propulseurs cycloïdaux,
 - o Les éoliennes et propulseurs biomimétiques,
 - o La récupération d'énergie dans le tunnel sous la manche,
 - o La simulation directe d'une goutte de pluie impactant une marée noire.

- **ABSTRACT :**

This authorization to direct research is a synthesis of my research work carried out over forty-three years. It deals with the numerical modeling applied in Fluid Mechanics, and more particularly on the internal flows in turbomachines.

I worked for fifteen years in the Industry. I started my career in a company dedicated to turbomachines and technologies directly linked to turbomachines (pneumatic conveying, air conditioning, filtration), mainly in the research cells of this company. After ten years in this company, I joined the “Société d’Etudes et de Recherche d’Arts et Métiers” and I continued to work in the field of turbomachines for five years. During these fifteen years, I moved from the status of Technician to that of Assistant Professor thanks to the diplomas acquired in parallel of this professional activity.

This HDR thesis consists of five parts:

- A retrospective of my research activities followed by a focus on three particular themes,
- The Sump pump,
- The Urban wind turbines in the context of sustainable development,
- The numerical analysis of performances in a centrifugal pump (SHF wheel).
- The Presentation of future projects; most of which are focused on sustainable development:
 - o The Cycloidal wind turbine,
 - o The coupling analysis of the urban canopy and the atmospheric boundary layer,
 - o The cycloidal thrusters ,
 - o The biomimetic windmills and thrusters ,
 - o The recovery of energy in the tunnel under the sleeve.
 - o Direct simulation of a drop of rain impacting an oil slick.

AVANT-PROPOS

La vie est faite d'opportunités et de belles rencontres qui croisent nos chemins personnel et professionnel. Elles nous aident à faire des choix, qui conditionnent notre destin. Ma vie professionnelle est le résultat d'opportunités qui se sont présentées à des moments judicieux, j'ai choisi de les saisir.

Les belles personnes, qui sont à l'origine de ce parcours, dont je suis assez fière, sont les suivantes :

- Ma collègue et amie Christiane CHABROLLES grâce à qui j'ai pu intégrer ma première Entreprise, les Ets NEU, mon diplôme d'Assistante Ingénieur à peine en poche et grâce à la complicité de qui j'ai pu obtenir un congé formation qui a abouti à l'obtention de mon diplôme d'Ingénieur,

- M. Claude LADENT des Ets NEU qui a été le premier à m'accorder sa confiance et à me donner de réelles responsabilités et opportunités professionnelles qui m'ont aidé à gravir progressivement les échelons,

- M. Bernard DESMET qui, par ses conseils avisés m'a mené à l'obtention de mon diplôme d'Ingénieur,

- M. Marcel KERGUIGNAS qui a cru en moi et m'a offert mon premier poste d'Ingénieur,

- M. Jean-Paul BARRAND, sans qui, je n'aurais probablement pas passé de thèse et sans qui, je n'aurais pas eu ma carrière de Maître de Conférences.

- M. Christian ROMBAUT qui m'a proposé le poste de Directrice Adjointe et qui m'a donné l'opportunité de me surpasser dans des activités que je n'aurais probablement pas entreprises sans cela.

Je remercie ces personnes d'avoir croisé mon chemin et d'avoir participé à ma construction professionnelle.

Je remercie M. Antoine DAZIN de me faire confiance et de croire en moi au point de cautionner cette dernière aventure pour le moins insolite.

Je remercie particulièrement M. Patrick DUPONT pour sa précieuse relecture et ses conseils avisés tout au long de la rédaction de ce mémoire. Je le remercie pour tout le travail que nous avons accompli ensemble ces dernières années, pour son esprit d'équipe et son amitié.

Je remercie Mme Monica VEGLIO pour son amitié discrète et très présente, pour ses conseils techniques avisés.

Je remercie Charles, Sophie, Gérard et Olivier pour leur relecture partielle et leurs remarques pertinentes et pour l'amitié qu'ils m'ont témoignée toutes ces années.

Je remercie mes collègues et amis, Sabine, Sylvie, Janick (oui, je sais, tu es en retraite), Jacques, Guy, Patrick, Gérard, Henri, Olivier, Ilyass, Merouan, Fadi, les élèves et tous les jeunes chercheurs de faire de chaque jour de travail un plaisir renouvelé.

Je remercie chaleureusement tous les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer mon travail et de prendre le temps de venir à LILLE pour y assister. Je remercie particulièrement les examinateurs Mme Régiane FORTES-PATELLA, M. Fawaz MASSOUH et M. Jacques-André ASTOLFI d'avoir accepté de rapporter sur ce travail. Je remercie M. Mohamed-Najib OUARZAZI, M. Patrick DUPONT, M. Antoine DAZIN et M. Gérard BOIS d'avoir accepté de faire partie du jury.

La vie n'étant pas un long fleuve tranquille, je remercie les amis précieux qui m'ont aidé à surmonter les moments difficiles personnels, Jeanine, ma grande amie, trop vite disparue, et Bernard pour nos longues années d'amitié.

1	INTRODUCTION.....	1
2	BILAN PROFESSIONNEL	2
2.1	1983-1984 : modélisation numérique du cycle de fonctionnement d'un moteur à essence	4
2.2	1984-1989 : Modélisation analytique de phénomènes convectifs	4
2.3	1989 à fin 1993 : POLE FREIN (multi-laboratoires).....	5
2.4	1992 à ce jour : Laboratoire de Mécanique de Lille (axe mécanique des fluides de 1992 a 2010 et ER2, écoulements tournants et turbulents de 2010 a ce jour)	5
2.4.1	1993-1997 : DIFFUSEUR LISSE.....	5
2.4.2	1994-1996 : C3D, PROGRAMME D'ANALYSE QUASI-TRIDIMENSIONNELLE DES ECOULEMENTS INTERNES 6	6
2.4.3	1997-2002 : MODELISATION ET OPTIMISATION D'UN CONVERTISSEUR DE COUPLE.....	6
2.4.4	2000-2002 ARC (ACTION DE RECHERCHE COORDONNEE) SUR LE BRUIT DES VENTILATEURS (UTILISATION DES MODELES LES (LARGE EDDY SIMULATION)).....	7
2.4.5	2002-2005 DIRECTION ADJOINTE	8
2.4.6	2005 A CE JOUR : BASSINS D'ALIMENTATION.....	8
2.4.7	2008 A CE JOUR : ENERGIES RENOUVELABLES	9
2.4.7.1	2009 A CE JOUR : PETITES EOLIENNES URBAINES	9
2.4.7.2	2010 A CE JOUR : HYDROLIENNE.....	10
2.4.7.3	2008 A CE JOUR : THERMIQUE DU BATIMENT, EFFICACITE ENERGETIQUE ET CONFORT THERMIQUE	11
2.4.8	2012 A CE JOUR : ANALYSE NUMERIQUE DES PERFORMANCES DANS UN DIFFUSEUR AUBE DE POMPE CENTRIFUGE (ROUE SHF)	12
2.4.9	2016 à ce jour, Prévion des instabilités tournantes dans le diffuseur lisse d'une pompe centrifuge	13
2.5	Bibliographie	13
3	BASSINS D'ALIMENTATION DE POMPES.....	15
3.1	Introduction.....	15
3.2	Nomenclature.....	15
3.3	Thèse de Madame Abir ISSA	16
3.3.1	Résumé de la thèse de Mme Abir ISSA (ISSA, 2009)	17
3.3.2	Etat de l'art	17
3.3.3	Modèles géométriques expérimentaux.....	18
3.3.4	Calculs de Mme Abir ISSA	20
3.3.4.1	Géométries et maillages	20
3.3.4.2	Conditions aux limites	22
3.3.4.3	Modèles de turbulence	22
3.3.4.4	Etudes paramétriques	22
3.3.4.4.1	Influence de la distance entre le fond du bassin et le pavillon d'aspiration, z	22
3.3.4.4.2	Influence de la hauteur d'eau dans le bassin, H	23
3.3.4.4.3	Influence de l'épaisseur de couche limite	23
3.3.4.4.4	Influence de la largeur du bassin, b	23
3.3.4.4.5	Influence de la position de la conduite par rapport aux murs latéraux, b1, b2.....	23
3.3.4.4.6	Influence d'une dissymétrie de l'écoulement amont	23
3.3.4.4.7	Test complémentaire : prise en compte du pavillon	24
3.4	Mes simulations.....	24
3.4.1	Etude préliminaire	25
3.4.1.1	Géométries étudiées et cas tests (figures 3.12 et 3.13).....	25

3.4.1.2	Grilles et simulations.....	26
3.4.1.2.1	Cas tests.....	26
3.4.1.2.2	Maillages.....	26
3.4.1.2.3	Conditions aux limites.....	27
3.4.1.2.4	Résultats.....	28
3.4.1.2.5	Résultats de la prise en compte de l'influence du pavillon à l'entrée de la conduite (cas c_1, c_2, c_3 and d)	31
3.4.1.2.6	Conclusion de la partie préliminaire.....	33
3.4.2	Calculs bi phasiques.....	33
3.4.3	Modèles numériques.....	33
3.4.3.1	Physique, conditions initiales et aux limites.....	33
3.4.3.2	Maillages et simulations.....	36
3.4.3.3	Résultats.....	38
3.4.3.3.1	Calculs stationnaires, modèle à une phase.....	38
3.4.3.3.2	Modèles à deux phases.....	39
3.4.3.4	Conclusion de cette deuxième étude.....	43
3.5	Conclusion.....	44
3.1	Bibliographie.....	44
4	EOLIENNES URBAINES.....	48
4.1	Nomenclature.....	48
4.2	Introduction.....	49
4.3	Un peu d'histoire.....	50
4.4	Paramètres caractéristiques.....	55
4.5	Principe de fonctionnement de l'éolienne à voilure tournante.....	56
4.6	Modélisation bidimensionnelle.....	56
4.6.1	Première étude de l'éolienne à voilure tournante.....	57
4.6.2	Calcul des paramètres : couples et rendement.....	59
4.6.3	Résultats pour les aubes elliptiques.....	60
4.6.3.1	Calage 15 degrés.....	60
4.6.3.2	Autres calages.....	64
4.6.3.3	Conclusion pour les aubes elliptiques.....	65
4.6.4	Aubes droites et comparaison avec les aubes de profil elliptiques.....	66
4.6.4.1	Présentation des modèles géométriques et des cas tests.....	66
4.6.4.2	Resultats : performances globales (coefficients de puissance, moments).....	67
4.6.4.3	Conclusion du paragraphe 4.6.4.....	71
4.6.5	Etudes complémentaires.....	72
4.7	Conclusion.....	73
4.8	Bibliographie.....	73
5	MODELISATION DE L'INTERACTION ROUE-DIFFUSEUR: ROUE SHF, ETUDE COMPARATIVE CALCULS-MESURES.....	77
5.1	Nomenclature.....	77
5.2	Introduction.....	78

5.3	Bilan des travaux autour de RESEDA	82
5.4	Méthodes expérimentales	83
5.4.1	Installation expérimentale	83
5.4.2	Focus sur les sources de fuite	86
5.5	Modélisation numérique	94
5.5.1	Modèle sans jeux	94
5.5.2	Modèle avec jeux	95
5.6	Analyse comparative des résultats	97
5.6.1	Analyse des résultats globaux.....	97
5.6.1.1	Débits de fuite	97
5.6.1.2	Performances globales.....	99
5.6.2	Analyse des résultats dans le canal inter-aubes du diffuseur.....	101
5.6.2.1	Récupération de pression	101
5.6.2.2	Champs de vitesse.....	104
5.7	Conclusion	106
5.8	Bibliographie	111
6	PROJETS DE RECHERCHE	115
6.1	Nomenclature.....	115
6.2	Travaux liés à des cinématiques complexes, en mode récupération d'énergie éolienne ou en mode propulsion.....	116
6.2.1	Eolienne CURUTCHET.....	116
6.2.2	ANR URBANTURB (2014) : analyse du couplage dynamique entre la canopée urbaine et la couche limite atmosphérique.....	117
6.2.3	Propulseurs cycloïdaux	119
6.2.4	Collaboration avec l'Université des Sciences et Technologies Houari Boumediene en Algérie	122
6.3	Les travaux liés à la modélisation dans des turbomachines	123
6.3.1	Modélisation de l'interaction roue-diffuseur, roue SHF	123
6.3.2	Récupération d'énergie dans le tunnel sous la manche à l'aide de turbines à double flux.....	123
6.4	Simulation numérique directe d'une gouttelette de pluie impactant une marée noire (co-encadrement de la thèse de Moahamed Houssein GHANDOUR).....	125
6.5	Bibliographie	126
7	PUBLICATIONS.....	129
7.1	ARTICLES DANS DES REVUES INTERNATIONALES OU NATIONALES AVEC COMITE DE LECTURE REPERTORIEES PAR LES BASES DE DONNEES INTERNATIONALES	130
7.2	ARTICLES DANS DES REVUES AVEC COMITE DE LECTURE NON REPERTORIEES PAR LES BASES DE DONNEES INTERNATIONALES	130
7.3	PUBLICATIONS DANS DES REVUES SANS COMITE DE LECTURE.....	131
7.4	COMMUNICATIONS AVEC ACTES DANS CONGRES INTERNATIONAL	131
7.5	COMMUNICATIONS AVEC ACTES DANS CONGRES NATIONAL.....	133

7.6	PUBLICATIONS DE VULGARISATION (participation à la rédaction d'un document commun de cours) .	134
7.7	AUTRES PRODUCTIONS.....	134
7.7.1	Rapports d'études.....	134
7.7.1.1	Etablissements NEU	134
7.7.1.2	S.E.R.A.M.....	135
7.7.2	Rapports scientifiques et rapports de contrats	136
7.7.3	RAPPORTS D'EXPERTISES ANVAR.....	137
7.8	CO-ENCADREMENTS DE THESES.....	138
7.9	ENCADREMENTS DE MASTER.....	138
7.9.1	DEA ou master M2	138
7.9.2	Mastère SYSPEC	139
7.9.3	Master M1	139
7.9.4	Master M1 (master turbulence)	139
7.10	MEMOIRE ET THESE	140
7.11	ENCADREMENTS DE PROJETS D'ELEVES INGENIEURS ET ACCUEIL DE STAGIAIRES.....	140
7.11.1	Projets de troisième année	140
7.11.1.1	Projets de projets de fins d'études de :.....	140
7.11.1.2	Projets d'expertise	141
7.11.1.3	PJE	142
7.11.2	Projets de deuxième année.....	142
7.11.2.1	Projets lourds :	142
7.11.2.2	Projets d'approfondissement.....	143
7.11.2.3	Projets de dominante.....	144
7.11.2.4	Projets métiers	145
7.11.3	Projets de première année (initiation à la recherche)	146
7.11.4	Accueil de stagiaires	147
7.12	PARTICIPATION A DES COLLOQUES.....	147
8	CONCLUSION FINALE	149
ANNEXE 1	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
REVUE GÉNÉRALE DES CHEMINS DE FER, 1992, « LE PÔLE FREIN , UNE EXPERIENCE ORIGINALE DE RELATION UNIVERSITÉ-INDUSTRIE-EXPLOITANT »... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.		
ANNEXE 2	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
ARTICLE IAHR 24TH, 2008, « NUMERICAL SIMULATION OF FLOW FIELD FORMED IN WATER-PUMP SUMP»..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.		
ANNEXE 3	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
ARTICLE CMFF, 2009, « NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF FLOW IN WATER PUMP SUMP »..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.		

ANNEXE 4..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

ARTICLE ISROMAC 14, 2012, « SPECTRAL ANALYSIS OF UNSTEADY FLOW SIMULATION IN A SMALL VAWT »..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

ANNEXE 5..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

EPSMO, 2013 , « VAWT WITH CONTROLLED BLADES: INFLUENCE OF WAKE OF ONE TURBINE ON POWER COEFFICIENT ON THE NEXT TURBINE ».... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

ANNEXE 6..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

ISROMAC, 2017 , PROPOSITION DU PAPIER « NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF MOTION TRAJECTORY ON THE VORTEX SHEDDING PROCESS BEHIND A FLAPPING AIRFOIL»..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

1 INTRODUCTION

Pourquoi préparer une habilitation à diriger les recherches à l'aube de la retraite?

Il y a diverses raisons à cela. La première, c'est l'opportunité de demander l'éméritat afin de poursuivre ma recherche en retraite. La seconde, c'est l'occasion de mettre à plat mes activités de recherche et de faire un bilan.

Comme vous pourrez le constater dans le chapitre 2, sur mon bilan professionnel, j'ai été amenée au cours de ma carrière à endosser un certain nombre de responsabilités administratives, pédagogiques et de recherche. Je ne m'attarderai pas sur les responsabilités administratives et pédagogiques, même si elles ont été valorisantes, elles ont, également, été très chronophages. Je mettrai plus l'accent sur les activités de recherche pour lesquelles je suis montée en puissance en fin de carrière.

Dès le début de ma carrière, j'ai été attirée par les ordinateurs et par l'opportunité qu'ils offraient dans la résolution des problèmes. Dans tous les travaux que j'ai pu réaliser : mémoire CNAM, mémoire de thèse, différents projets, ils ont toujours été présents. En dehors des premiers travaux que j'ai réalisés (mémoire CNAM), j'ai plutôt été une utilisatrice avertie de codes de calculs métiers qu'une créatrice ou un développeur de code.

Dans le cadre de mes activités en Turbomachines au LML (laboratoire de Mécanique de Lille), j'ai été amenée à m'orienter naturellement vers la modélisation numérique des écoulements dans les turbomachines ou dans les dispositifs en liaison avec ces turbomachines à l'aide de codes CFD (Computational Fluid Dynamics).

Parmi, tous les travaux dans lesquels je suis intervenue, j'ai choisi de développer ici, en particulier, les 3 thèmes suivants :

- L'écoulement dans les bassins d'alimentation de pompe centrifuge (chapitre 3),
 - o Présentation des travaux de Mme Issa dans le cadre du co-encadrement de sa thèse,
 - o Présentation de mes propres travaux qui ont fait suite à cette thèse, basés sur des modèles multiphasiques,
- L'écoulement dans une éolienne à axe vertical (chapitre 4),
 - o Présentation de l'éolienne à voilure tournante,
 - o Modélisation bidimensionnelle de cette éolienne,
- L'écoulement dans un diffuseur aubé de pompe centrifuge (chapitre 5)
 - o Présentation des travaux antérieurs
 - o Présentation des résultats expérimentaux
 - o Modélisation numérique avec prise en compte des jeux
 - o Analyse comparative des résultats

Au chapitre 6, je conclurai par les projets sur lesquels je pense pouvoir apporter mes compétences et qui sont chers à mes idées.

2 BILAN PROFESSIONNEL

En quarante-trois ans de carrière, j'ai passé quinze ans en milieu industriel (10 ans Technicienne et 5 ans Ingénieure) et vingt-huit ans dans la fonction publique en tant que Maître de Conférences.

Ma carrière pourrait se résumer par la représentation donnée en figure 2.1 qui a l'avantage d'être synthétique mais l'inconvénient d'être très réductrice. Cette figure montre que ma formation et mon évolution de carrière ont toujours été étroitement liées.

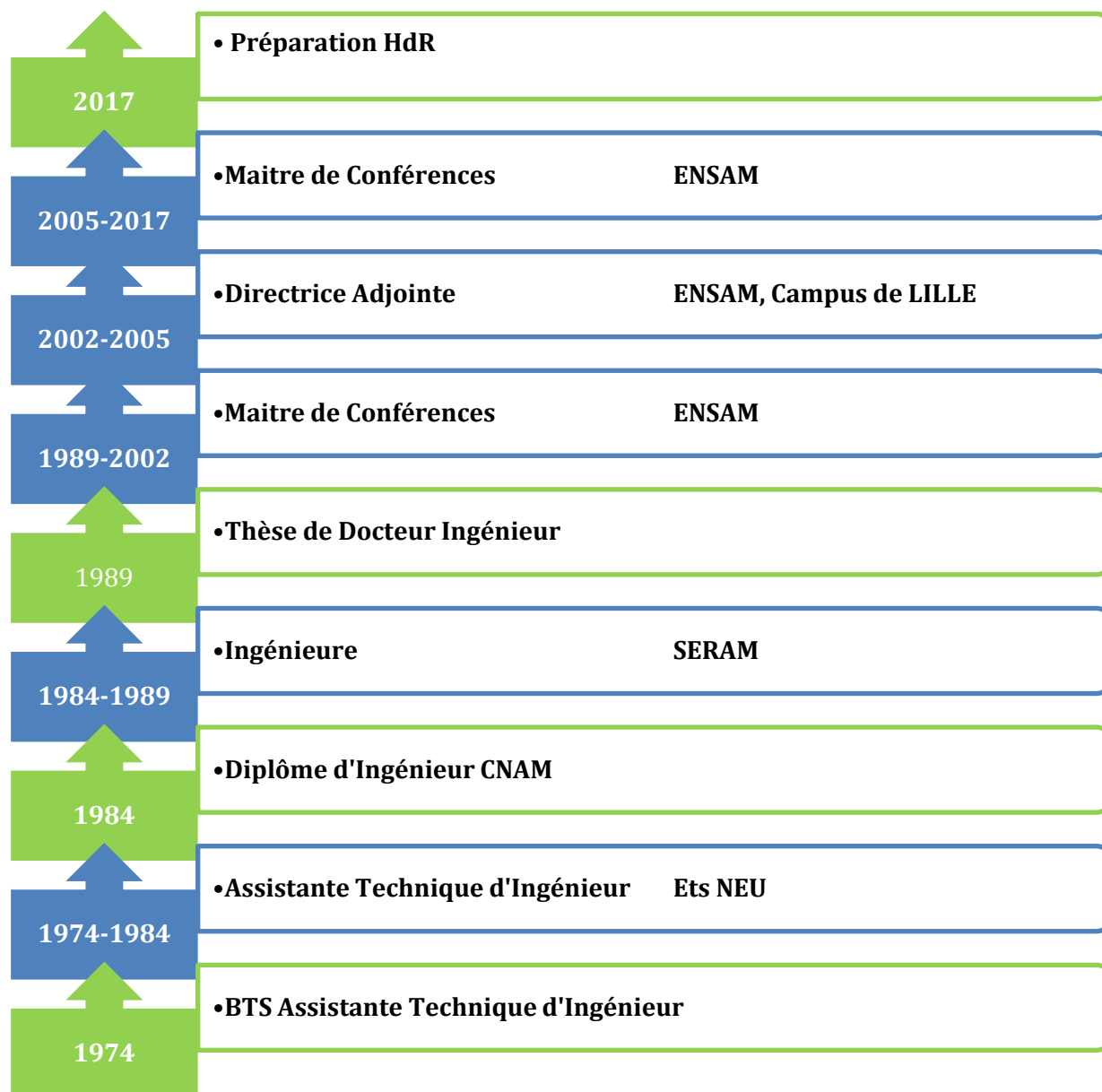


Figure 2.1 Résumé de carrière (en vert le parcours académique, en bleu le parcours professionnel)

Les activités de recherche, les activités pédagogiques, les activités administratives, et les activités de transfert de compétence industrielles contractuelles ont été le fil conducteur de ma carrière. Je tiens à présenter ici les points majeurs de ce parcours un peu atypique.

J'ai débuté en juin 1974 en tant qu'Assistante d'Ingénieur aux Ets NEU, leader européen dans le domaine de la ventilation, de la climatisation, du dépoussiérage, du transport pneumatique et du conditionnement d'air¹. Pendant neuf ans, j'ai été amenée à faire un certain nombre d'essais, d'études techniques, de travaux informatiques dans des cellules de recherche dans le domaine de la mécanique des fluides et de la thermique [7.7.1.1.1 à 7.7.1.1.14], tout en progressant dans la classification des techniciens grâce à mon travail et aux cours du soir que je suivais parallèlement au CNAM².

En 1983, j'ai pris un congé formation de un an pour préparer le mémoire CNAM [7.10.1]. J'ai obtenu mon diplôme d'Ingénieur en juin 1984 et j'ai été embauchée en tant qu'Ingénieure de Recherche à la SERAM³ (ancienne dénomination d'ARTS, association loi 1901, devenue depuis AMVALOR) où je suis restée pendant cinq ans au cours desquels j'ai réalisé une quinzaine de contrats industriels [réf 7.7.1.2.1 à 7.7.1.2.15], tout en me spécialisant dans le domaine de la modélisation numérique en éléments finis. J'ai assuré en même temps des cours au CNAM et en formation continue dans ce domaine. J'ai également préparé en parallèle une thèse de Docteur Ingénieur que j'ai soutenue en juin 1989 [7.10.2].

Depuis septembre 1989, je suis Maître de Conférences à Arts et Métiers PARISTECH, campus de LILLE. J'ai essayé de concilier les quatre tâches principales de cette fonction : enseignement, tâches administratives, recherche, transfert de compétences vers le domaine industriel.

Durant les quatre premières années, de 1989 à 1993, j'ai assumé le rôle de chef de projet du « Pôle Frein » dès sa création en 1989 et participé activement à la mise en place de ce pôle au sein de l'ENSAM, campus de LILLE. Le lecteur trouvera en annexe 1 un article écrit lors de la création de ce pôle, décrivant son statut et ses missions. Il a été fondé avec l'appui des Pouvoirs Publics Régionaux et Nationaux, le concours de la SNCF, de la RATP, de GEC ALSTHOM, des équipementiers et deux laboratoires, le LML (Laboratoire de Mécanique de Lille) et le LAMIH (Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines de l'Université de Valenciennes). Des activités de recherche dans le domaine du freinage ont été mises en place afin d'acquérir un savoir-faire sur l'ensemble des sciences mises en œuvre dans un système de freinage. En plus de cette tâche de chef de projet, j'ai participé à une partie des activités de recherche dans le domaine du freinage [7.3.1, 7.7.2.3 à 7.7.2.7, 7.12.2 et 7.12.3].

Ayant acquis une bonne expérience en éléments finis en mécanique du solide au cours de ma fonction d'Ingénieure de Recherche, j'ai continué à me spécialiser dans les méthodes numériques appliquées mais centrées sur la mécanique des fluides. Forte de cette expérience, j'ai pris en charge de 1993 à 1999 la gestion d'un cursus spécialisé en mécanique des fluides numérique à l'ENSAM, j'ai participé dans ce cadre à une partie de l'enseignement et encadré une vingtaine de projets étudiants [7.11.2.16 à 7.11.2.34].

De 2000 à 2005, j'ai eu la responsabilité du thème de troisième année régionalisé : « Ingénierie des véhicules de transport terrestre » au centre ENSAM de Lille. Dans ce cadre, je continue à intervenir sur l'enseignement des méthodes numériques en Mécanique des Fluides.

J'ai également assuré pendant deux ans, de 1999 à 2001, la responsabilité de chef de service enseignement des Laboratoires de Mécanique et Energétique de l'ENSAM, campus de LILLE (8 enseignants et 6 techniciens).

De septembre 2001 à septembre 2002, j'ai assisté le Directeur Adjoint du campus ENSAM de Lille dans sa fonction pédagogique afin de pouvoir le remplacer à la rentrée 2002.

¹ http://www.archivesnationales.culture.gouv.fr/camt/fr/egf/donnees_efg/2006_011/2001_009_INV.pdf

² Conservatoire National des Arts et Métiers

³ Société d'Etudes et de Recherche des Arts et Métiers

De septembre 2002 à décembre 2005, j'ai assuré la fonction de Directrice Adjointe de ce même campus. La fonction de Direction Adjointe a été une fonction très prenante et chronophage. Cela a entraîné un ralentissement inévitable de mon activité de recherche. Durant cette période, j'ai eu, en particulier, la responsabilité de l'organisation de deux congrès de rentrée nationaux au sein de l'ENSAM sur le campus de Lille avec un public de 1200 personnes à chaque congrès.

Depuis la fin de cette mandature de Directrice Adjointe, j'ai continué à assumer des tâches administratives et pédagogiques, mais je me suis un peu plus investie dans le transfert technologique et dans la recherche, plutôt appliquée.

De septembre 2008 à septembre 2014, j'ai géré un module d'enseignement capacitaire MSP interdisciplinaire (Machines et Systèmes de Production). De septembre 2006 à septembre 2014, j'ai été responsable de l'unité d'enseignement TDE (transfert d'énergie : mécanique des fluides et transfert thermique) et assuré la gestion de cette unité de valeur. Depuis 2014 à janvier 2017, j'ai été responsable de discipline (2 unités de valeur : TDE et MSE (Machines et Systèmes Energétiques)).

A compter de janvier 2017, j'ai souhaité me libérer de tâches administratives afin de mener à bien le projet que je vais vous présenter aujourd'hui.

Dans ce chapitre, je vais parcourir rapidement les activités de recherche des années passées pour me focaliser ensuite uniquement dans les chapitres 3 à 5 sur trois thèmes de recherche spécifiques et récents. Tout lecteur intéressé par les thèmes que je n'ai pas choisi de développer ici pourra consulter les publications relatives à ces thèmes qu'il pourra trouver sur le portail RESEARCHGATE : https://www.researchgate.net/profile/Annie_Claude_Bayeul-Laine.

2.1 1983-1984 : modélisation numérique du cycle de fonctionnement d'un moteur à essence

Mes activités de recherche ont commencé en 1983 dans le cadre d'un congé formation pour la préparation du mémoire CNAM : à cette occasion j'ai simulé numériquement le cycle de fonctionnement d'un moteur à essence, ce qui nous a fourni les éléments permettant la comparaison entre différents systèmes de suralimentation pour les moteurs à essence de petite cylindrée [7.10.1]. Dans ce cadre, j'ai développé complètement le programme de simulation en langage fortran.

2.2 1984-1989 : Modélisation analytique de phénomènes convectifs

Lors d'un contrat de recherche ENSAM-AFME-ARBEL [7.7.2.2], le professeur J.P. BARRAND a orienté mes travaux de recherche vers les problèmes de changement de phase. Le cas industriel posé était celui du chauffage de produits contenus dans des wagons citernes en vue de les liquéfier pour permettre leur déchargement.

L'analyse bibliographique et une pré-étude expérimentale ont mis en évidence l'influence des phénomènes convectifs dans la phase liquide. Je me suis donc intéressée plus particulièrement à l'étude de la convection dans le domaine liquide. Dans mon étude, j'ai analysé le problème au début de la fusion. J'ai utilisé la technique de l'analyse asymptotique pour obtenir un système d'équations linéarisées dont les solutions analytiques ont été déterminées à l'aide de la méthode de séparation des variables et de variations des paramètres sous la forme de développements en série.

Du fait de l'hypothèse de petites perturbations, le champ de température obtenu est axisymétrique et il en résulte une interface liquide-solide circulaire concentrique au tube de chauffage ce qui permet une représentation convenable des phénomènes au début de la fusion [7.10.2].

Ces travaux de recherche m'ont conduit à la présentation d'une thèse de Docteur-Ingénieur en 1989 obtenue avec la mention très honorable. L'industriel n'ayant pas donné de suite, ce thème de recherche n'a pas été poursuivi.

2.3 1989 à fin 1993 : POLE FREIN (multi-laboratoires)

J'ai participé à la mise en place, à l'organisation et à l'animation du Pôle frein en tant que chef de projet. Cette fonction a couvert une grande partie de mes activités.

Mes activités de recherche durant ces quatre années ont été centrées sur le Pôle Frein.

Deux voies de recherche ont été examinées :

- Etude des dispositifs de refroidissement : Ce sujet a été traité par M. PICALET dans le cadre d'un DEA sous ma responsabilité.

L'objectif de cette étude était d'établir l'inventaire des techniques d'évacuation de l'énergie en vue d'augmenter les flux échangés et d'optimiser les répartitions de température dans le système de freinage.

M. PICALET [7.9.1.1] a étudié la possibilité d'utiliser des produits à changement de phase et en a examiné la faisabilité. Il s'est avéré que les produits étudiés ne convenaient pas pour cette utilisation. La démarche avait été de chercher des produits utilisés pour stocker de l'énergie et d'introduire les caractéristiques de ces produits dans notre simulation du freinage. D'autre part, l'étude de M. PICALET a montré l'intérêt des disques ventilés. Plusieurs projets de bureau d'études de deuxième année de l'ENSAM ont été réalisés en 1990 et 1991 sur l'utilisation de ces disques [réf 7.11.2.4 à 7.11.2.7, 7.11.2.11].

- Etude du contact roue-rail : Ce domaine très complexe est un facteur important du freinage. Il a fait l'objet de deux sujets de PFE (projet de fin d'étude) que j'ai encadrés :

* M. KALO [7.9.1.2]: étude bibliographique du contact roue-rail (co-encadrement avec M. WEICHERT de EUDIL en 1991).

* MM. GRANGER et OTHMANI [7.11.1.2]: Contribution à l'étude du freinage ferroviaire en fonction des paramètres du contact roue-rail (co-encadrement avec MM SENICOURT et TEBEC de ENSAM Paris).

J'ai terminé le travail débuté par les élèves. Cela a fait l'objet d'un rapport final remis fin 1992 [7.2.2.5]. Cette étude donne l'inventaire des connaissances dans ce domaine et des dispositifs d'essais.

2.4 1992 à ce jour : Laboratoire de Mécanique de Lille (axe mécanique des fluides de 1992 à 2010 et ER2, écoulements tournants et turbulents de 2010 à ce jour)

Depuis 1992, je participe à l'axe Mécanique des Fluides du Laboratoire de Mécanique de Lille regroupant l'ENSAM, l'USTL et l'EC de LILLE. Dans ce cadre, je m'intéresse plus particulièrement à la modélisation des écoulements dans les machines. J'ai été responsable de la gestion et de l'utilisation du logiciel FLUENT en septembre 1992 et puis, suite à un changement de logiciel, de STAR CCM+ en 2009 en pédagogie et en recherche pour l'Ecole.

Dans leur intérêt, je fais participer le plus d'élèves possibles à ces activités de recherche, que ce soit dans le cadre de projets de première, deuxième ou troisième année d'ingénieur, de projets de DEA, de projets de masters nationaux et internationaux ou de stages nationaux et internationaux dans notre laboratoire.

2.4.1 1993-1997 : DIFFUSEUR LISSE

Modélisation numérique d'un écoulement dans un diffuseur lisse fixe ou tournant de turbomachine centrifuge. Co-encadrement avec M. CAIGNAERT de la thèse de M. ABOUJAIB Mohamad [7.8.1] dont le sujet s'intégrait en partie dans un projet de programme Brite Euram II (déposé le 26 février 93) : "Improvement and calibration of existing codes for optimum design of centrifugal pump

impellers". Le pilote de ce programme Brite était le CETIM. Il avait pour partenaires des industriels français (EDF, METRAFLU, BERGERON, NEYRPIC, SALMSON), des industriels allemands (HALBERG, KSB, SULZER), des universitaires français (membres du LML), des universitaires allemands (Université de Darmstadt et Université de Munich), des groupements de fabricants de pompes (A. F. C. P. pour la France et V. D. M. A. pour l'Allemagne).

M. ABOUJAIB a développé une approche numérique des écoulements entre disques, en étendant le modèle de Senoo (approche axisymétrique) aux disques tournants. L'intérêt de ce type de méthode est l'encombrement relativement faible du code associé et le gain de temps calcul par rapport à un gros code informatique classique. M. ABOUJAIB a effectué une comparaison entre ses résultats et les résultats obtenus à l'aide du code de calcul FLUENT (volumes finis : modélisation 2D axisymétrique), ainsi que des données expérimentales. Pour la partie expérimentale, on ne disposait au laboratoire que des résultats pour les pompes à disques. Les résultats obtenus avec ce code de calcul simplifié ont été très prometteurs en ce qui concerne un outil de prédétermination (temps calcul très faibles). Les travaux de M. ABOUJAIB ont fait l'objet de plusieurs publications [7.3.2, 7.8.1, 7.12.4, 7.12.5].

2.4.2 1994-1996 : C3D, PROGRAMME D'ANALYSE QUASI-TRIDIMENSIONNELLE DES ECOULEMENTS INTERNES

Le laboratoire de mécanique de Lille (URA 1441) était centre serveur (au même titre que l'INSA de LYON et le CETIM de Nantes) du programme d'analyse quasi tridimensionnelle des écoulements internes C3D. M. MOREL a contribué en 1991, d'une part à une première mise en place de schéma de pertes dans le calcul « méridien » et d'autre part à la mise en place d'un couplage entre le calcul « aube à aube » et un calcul de couches limites. Au cours des années 94-95, j'ai amélioré et complété les schémas de pertes de charge. Le schéma de pertes type corrélation NACA a été complété de façon à prendre en compte le terme dû à la non-adaptation à l'entrée de la roue [7.7.2.8]. Ces corrélations sont adaptées à l'origine aux machines axiales et peuvent être utilisées dans le cas de machines mixtes. Leur utilisation est à éviter dans le cas de machines centrifuges. Un autre modèle de perte a été introduit et prend en compte les pertes par incidence (non adaptation), par frottement fluide sur les aubages, le plafond et la ceinture et par sillage sur l'ensemble des zones aubées.

Ce logiciel a été testé dans le cadre de projets d'élève de deuxième ou troisième année [7.11.2.17, 7.11.2.18, 7.11.2.22].

2.4.3 1997-2002 : MODELISATION ET OPTIMISATION D'UN CONVERTISSEUR DE COUPLE

Co-encadrement avec M. BOIS de la thèse de M. J. CALLUIERE (1999-2002) [7.8.3].

Cette action relative à la modélisation des écoulements internes dans un convertisseur de couple de véhicule automobile a démarré en octobre 1997 par un projet de DEA avec M. JABLONKA [7.9.1.4]. Elle a été reconduite plusieurs années de suite, dans le cadre de projets de fin d'études [7.11.1.8, 7.11.1.10, 7.11.1.12, 7.11.1.13] et dans le cadre d'une thèse avec M. CALLUIERE (1999-2003 [7.8.3]). Ces différents projets ont été réalisés en partenariat avec la STA (Société de Transmission Automatique). Il s'agissait de gérer des interactions fortes avec les éléments pompe centrifuge, turbine centripète et réacteur de ce composant avec le plus souvent des fonctionnements désadaptés. L'étude s'appuyait sur le code de calcul industriel, FLUENT. Elle visait à mettre en place une stratégie de définition plus optimale des diverses parties de la machine, de façon à répondre mieux et dans les meilleurs délais à de nouveaux cahiers des charges. Cette action a reçu le soutien de la région Nord/Pas de Calais et du Feder dans le cadre du GRRT (Groupement Régional Nord/Pas-de-Calais pour la Recherche dans les Transports).

Les objectifs de l'étude étaient d'améliorer les performances du convertisseur et en particulier son rendement énergétique, d'optimiser son dimensionnement, non seulement pour accroître ses performances, mais aussi pour diminuer la masse et l'encombrement de l'appareil et proposer des

règles de dimensionnement accessibles pour le bureau d'étude permettant au constructeur de répondre de façon plus rapide et plus efficace aux appels d'offre.

Afin de répondre à ces objectifs, les résultats de calculs tridimensionnels (à l'aide du code de calcul FLUENT) ont été comparés aux résultats d'essais globaux, pour plusieurs points de fonctionnement entre le régime correspondant au démarrage du véhicule et le régime de vitesse stabilisée. Une bonne concordance entre les deux types de résultats a pu être observée. Des analyses cinématiques et énergétiques locales et globales ont été menées afin de mieux comprendre les particularités de fonctionnement des différents organes du système et pour proposer des modifications. Des procédures d'aide au dimensionnement ont été mises en œuvre afin d'améliorer les cahiers de préconisation propres au constructeur

Les travaux de M. CALLUIÈRE ont été repris et synthétisés par un stagiaire. Ils ont fait l'objet d'une présentation au 16^{ème} congrès français de mécanique en septembre 2003 à Nice [7.5.3].

2.4.4 2000-2002 ARC (ACTION DE RECHERCHE COORDONNEE) SUR LE BRUIT DES VENTILATEURS (UTILISATION DES MODELES LES (LARGE EDDY SIMULATION)).

L'objectif de l'action de recherche coordonnée sur le bruit des ventilateurs était de développer un modèle de prévision de bruit propre des ventilateurs (bruit de la roue seule sans tenir compte des interactions de celle-ci avec les parties fixes ou de l'écoulement turbulent incident). Dans une première phase, il s'est agi d'étudier le bruit propre d'un profil fixe dans un écoulement uniforme en recherchant le lien entre les paramètres statistiques de l'écoulement instationnaire sur le profil (champ de pression à la paroi ou de vitesse autour du profil) et le bruit rayonné en champ lointain.

Pour cela, il a été décidé d'effectuer :

- des mesures fines de la structure spatio-temporelle des champs de pression et de vitesse instationnaires sur le profil en soufflerie (pour différentes géométries et différentes incidences de profil (travaux de Michel ROGER)

- des calculs d'écoulement par des codes CFD pour essayer de corréler et d'étendre les résultats expérimentaux.

La contribution du laboratoire de Mécanique de Lille portait sur la partie calculs d'écoulement autour d'un profil en incidence à l'aide d'un code CFD industriel, FLUENT.

Le but était d'étudier l'habilité d'un code de calcul « industriel » en mécanique des fluides à fournir les données d'entrée nécessaires au calcul prévisionnel du bruit en champ lointain généré par un profil aérodynamique dans un écoulement.

La première partie de l'étude a porté sur le choix du modèle numérique le mieux adapté permettant de mettre en évidence un échappement tourbillonnaire et permettant de remonter aux fluctuations de pression en tout point du profil.

La seconde partie de l'étude concernait l'analyse de l'écoulement autour d'une plaque plane en incidence simulant au mieux les essais réalisés à l'Ecole Centrale de Lyon dans la soufflerie anéchoïque et d'analyser les champs de pression instationnaires obtenus par la méthode LES retenue à la suite de première phase de l'étude.

Concernant la recherche du modèle le mieux adapté, j'ai moi-même effectué ce travail, il a fait l'objet d'un rapport présenté dans le rapport d'activité 2000 Ecodev [7.7.2.9].

Il a été démontré que la méthode LES (instationnaire) permet la mise en évidence d'échappement tourbillonnaire derrière un profil (une plaque en l'occurrence). Nous avons également montré que l'utilisation d'une méthode k- ϵ que ce soit en stationnaire ou en instationnaire ne convenait pas pour ce type de problème.

Il restait à tester cette méthode pour la configuration réelle en adoptant comme condition initiale le résultat d'un calcul $k-\epsilon$ stationnaire afin de gagner en temps calcul et à étudier le meilleur moyen d'exploiter les résultats en vue du couplage avec les calculs acoustiques.

Modélisation de l'écoulement autour d'une plaque en incidence : même si il a été montré que la modélisation bidimensionnelle n'est pas forcément la plus judicieuse en méthode LES, l'ensemble des travaux avait été réalisé dans ce cadre, pour deux raisons :

- Temps de calculs importants en 3D
- Facilité de compréhension des phénomènes en 2D avant d'aborder le 3D.

Plusieurs configurations ont été étudiées. Ces travaux ont été réalisés dans le cadre du projet de DEA de M. Baptiste CREPIN [7.9.16]. J'ai repris la synthèse de ces travaux. Cela a fait l'objet d'une publication dans le cadre d'un colloque sur le bruit des ventilateurs [7.12.6].

Ces travaux se sont poursuivis en 2002 dans le cadre d'un DEA avec M. MEULAND [7.9.18] et en collaboration avec FLUENT. M. MEULAND a repris les travaux de M. CREPIN, modifié le maillage et procédé à des analyses. L'ensemble de ses calculs montre une bonne corrélation avec les observations expérimentales et les simulations numériques réalisées en 2001 par M. CREPIN dans le cadre de son stage de DEA. Ne disposant pas de résultats expérimentaux sur la plage de fréquence (2500Hz-10 000Hz), ni de répartition de charge sur le profil de type plaque plane, seule l'intervalle de fréquence (0Hz-2500Hz) a pu être analysé.

2.4.5 2002-2005 DIRECTION ADJOINTE

La fonction très prenante de Direction Adjointe a entraîné une mise en veille de mes activités de recherche. Ce paragraphe, dans le cadre de mes activités de recherche, existe simplement pour expliquer que je ne suis pas restée inactives durant ces quatre années, mais que j'ai simplement été appelée à d'autres obligations. J'ai, parallèlement, continué à assurer mon enseignement à 100%.

2.4.6 2005 A CE JOUR : BASSINS D'ALIMENTATION

Cette activité de recherche est consacrée aux conditions d'alimentation hétérogènes des pompes, qui apparaissent dans les bassins d'alimentation placés en amont de la tubulure d'aspiration, qu'elles soient imposées ou provoquées. La performance des pompes peut directement dépendre de la forme et de la qualité de l'écoulement arrivant du bassin d'aspiration. Pour un fonctionnement idéal, on suppose généralement que l'alimentation doit être axisymétrique, uniforme et sans giration pour une tuyauterie d'aspiration droite, elle-même supposée géométriquement axisymétrique. Ces conditions idéales supposées être à "l'infini amont " ne sont plus valables lorsqu'on s'intéresse aux bassins d'alimentation à surface libre, pour lesquels, pour des raisons de coûts, et /ou d'encombrement, on est amené à choisir des configurations géométriques particulières qui s'écartent des conditions considérées comme idéales.

Déplacer l'entrée du tuyau d'aspiration près de la surface libre peut diminuer les coûts d'installation et de constructions et rendre plus accessible les opérations de maintenance. Cependant, une telle position va créer des conditions propices à générer des tourbillons qui peuvent réduire l'efficacité de la pompe et éventuellement créer des vibrations et de l'entraînement d'air et/ou de la cavitation. Il est admis que 1% d'air par volume aspiré dans la pompe va réduire la capacité d'aspiration de celle-ci d'environ 15%, ce qui est inacceptable économiquement à long terme pour un tel projet.

Dans le cadre de sa thèse, Mme Abir ISSA a réalisé une exploitation qualitative et quantitative visant à mieux comprendre les structures des écoulements dans les bassins d'alimentation des pompes. Les résultats expérimentaux obtenus ont été exploités, complétés par des résultats numériques mis en œuvre à l'aide du logiciel FLUENT. Différentes configurations géométriques proches des conditions expérimentales ont été testées numériquement. Les résultats numériques sont capables de modéliser l'essentiel des phénomènes observés. L'influence relative des différentes variantes géométriques est en accord avec l'expérience.

J'ai repris les travaux de Mme ISSA et complété les simulations à l'aide du code calcul STAR CCM+. Mon travail a mis en évidence la capacité d'un code de calcul commercial à prédire l'écoulement bi-phasique au sein d'un bassin d'aspiration de pompe en bon agrément avec les investigations expérimentales.

Cette activité est détaillée au chapitre 3.

2.4.7 2008 A CE JOUR : ENERGIES RENOUVELABLES

« Selon la définition donnée dans le rapport Brundtland en 1987, le développement durable est un développement qui répond aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures à répondre à leurs propres besoins. ». Ce thème regroupe la production d'énergie renouvelable (éoliennes, hydroliennes...) et l'économie d'énergie au travers de la thermique du bâtiment.

2.4.7.1 2009 A CE JOUR : PETITES EOLIENNES URBAINES



Figure 2.2 Eolienne à voileure tournante

Cette recherche a pour origine une collaboration entre le Laboratoire de Mécanique de Lille et une entreprise porteuse de projet Windisplay [7.7.2.12]. Cette entreprise a développé une éolienne verticale à voileure tournante pour un support d'affichage publicitaire original comme on peut le voir sur la figure 2.2. L'intérêt de ce type de support est de fournir un éclairage d'origine éolienne au support publicitaire. L'originalité de cette turbine est la rotation de chaque pale autour de son

axe propre qui permet une surface d'affichage deux fois plus grande, et qui améliore les performances d'une telle éolienne. De par cette combinaison de mouvements, l'écoulement autour de cette éolienne est fortement instationnaire et nécessite une modélisation adaptée, en particulier pour tenir compte des positions initiales des pales. Le but des modélisations numériques était de caractériser les performances de ce type d'éolienne. Ces travaux ont fait l'objet de plusieurs publications et de travaux d'élèves [7.3.4, 7.4.5 à 7.4.9, 7.4.12, 7.11.1.21, 7.11.2.50, 7.11.3.2, 7.11.4.5, 7.11.4.6].

Suite à cette première expérience, nous nous sommes spécialisées dans les petites éoliennes urbaines [7.9.1.11]. Cette recherche a fait l'objet de plusieurs projets d'élèves et nous a conduites à nous investir dans un projet ANR (Agence Nationale de la Recherche) intitulé URBANTURB.

Dans le cadre de ce projet en collaboration avec l'Ecole Centrale de Nantes et le LML, nous nous intéressons à la modélisation de la canopée urbaine et plus particulièrement à l'utilisation d'éoliennes urbaines. L'objet de ce projet est de mieux comprendre les mécanismes d'interactions entre la canopée urbaine et la basse atmosphère en vue de développer de nouvelles stratégies de modélisation de ces mécanismes. Cela représente en effet un challenge scientifique important à relever pour anticiper la gestion de la ville, les problèmes environnementaux et de santé publique associés, dans la perspective de l'augmentation croissante de la population urbaine. L'association de deux laboratoires (Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique de Nantes et Laboratoire de Mécanique de Lille) dans ce projet permet d'étudier la faisabilité d'implémentation des modèles qui auront été développés par les autres partenaires dans des codes commerciaux de simulation numérique en mécanique des fluides dans l'objectif de prédire les performances de petites éoliennes en milieu urbain. Au sein du LML, 4 personnes étaient partie prenante dans ce projet :

- Frank Kerhervé, alors Maitre de conférences à l'Ecole Centrale de Lille
- Romain Mathis, chercheur CNRS au LML
- Annie-Claude Bayeul-Lainé, Maitre de conférences Campus Arts et Métiers de Lille
- Sophie Simonet, Maitre de conférences Campus Arts et Métiers de Lille

Dans le cadre de cette ANR, un projet d'étudiant en master international de turbulence a été mené en mai et juin 2015 au sein du laboratoire de mécanique sous la responsabilité d'Annie-Claude Bayeul-Lainé et de Romain Mathis [7.9.4.3].

Débuté en janvier 2015, ce projet durera 60 mois, donc jusque janvier 2020.

En 2016, nous avons été contactées par un nouveau porteur de projet, Arnaud CURUTCHET de l'Université de Bordeaux, qui a mis au point une nouvelle éolienne à voilure tournante qui nous paraît parfaitement adaptée pour être utilisée dans le cadre du projet ANR.

Les activités liées à ce thème sont détaillées dans le chapitre 4 et les projets futurs dans le chapitre 6.

2.4.7.2 2010 A CE JOUR : HYDROLIENNE

La présente étude concerne une hydrolienne originale inventée et mise au point par M. Gérard Wils (figures 2.3 et 2.4). Cette recherche est le fruit d'une collaboration entre le Laboratoire de Mécanique de Lille, M. Gérard Wils, la région Nord Pas de Calais, Ifremer, l'Ecole des Mines de Douai et ENSAIT/INNOTEX dans le cadre d'un soutien CATTTC (Contrat d'accès au transfert de technologie et de compétences. L'originalité de cette hydrolienne, HYDL (hydrolienne à déplacement linéaire) consiste dans le fait que la récupération de l'énergie ne se fait pas au travers de la rotation d'une roue, mais par le déplacement de voiles placées à égale distance les unes des autres, reliées entre elles par deux câbles. Cette recherche a fait l'objet d'un rapport d'étude [7.7.2.13], d'un projet de stage [7.11.4.7] et d'une publication écrite [7.3.3].

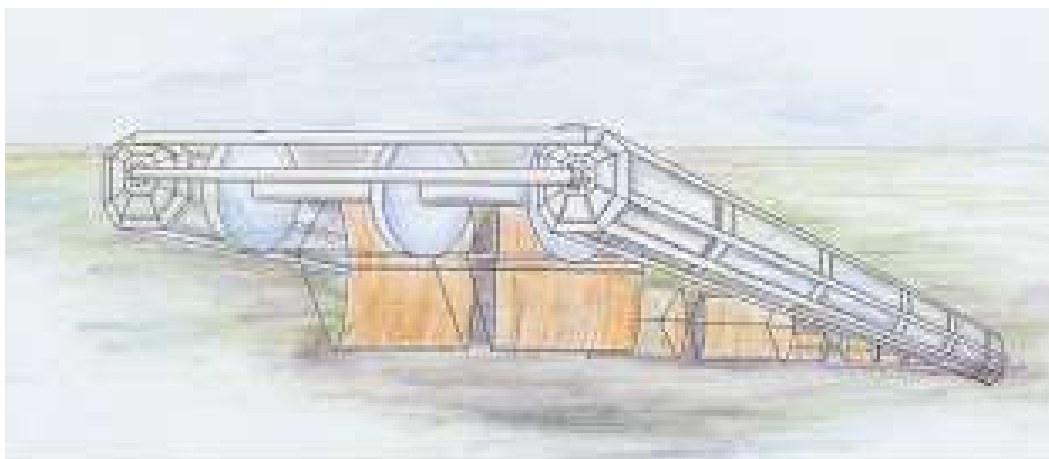


Figure 2.3 Hydrolienne HYDL



Figure 2.4 Photo du prototype, vue de dessous : une voile ouverte à droite, une voile en cours d'ouverture à gauche

2.4.7.3 2008 A CE JOUR : THERMIQUE DU BATIMENT, EFFICACITE ENERGETIQUE ET CONFORT THERMIQUE

Ce thème a été développé essentiellement au travers de projets d'élèves :

- En 2008 par un projet de mastère SYSPEC sur l'efficacité énergétique de bâtiments de la ville d'Arras [7.9.2.1].
- En 2008 par un projet de fin d'étude portant sur une étude technico-économique de l'efficacité énergétique, sur la gestion des consommations énergétiques et sur l'analyse de la thermique du bâtiment de l'aérogare passager de l'aéroport de Lesquin [7.11.1.19]. Ce projet a été complété par un projet de deuxième année [7.11.2.44]. Il a contribué à l'analyse de l'existant et à la proposition de solutions techniques dans le cadre du projet SOLAIRPORT, programme de recherche régional s'inscrivant dans une politique de développement durable. L'objectif était d'installer des panneaux solaires sur le toit de l'aérogare pour rendre les installations indépendantes électriquement.
- En 2008 par un projet de fin d'études sur une étude technico-économique de l'efficacité énergétique, sur la gestion des consommations énergétiques et sur l'analyse de la thermique du bâtiment de l'ENSAM [7.11.1.20]. Ce projet a été le premier d'une série de projets menés sur l'efficacité énergétique de l'ENSAM dont un thème sur la problématique

d'homogénéité du chauffage du centre de documentation du campus ENSAM de Lille. (Simulation numérique des écoulements et de la thermique avec le logiciel STAR CCM+ afin d'identifier les zones d'inconfort thermique et la cartographie des températures en comparaison aux résultats de mesures de vitesses et de température, [7.11.2.51, 7.11.2.52, 7.11.2.54].

Cette thématique m'a conduite à être co-encadrante de la thèse de Yacine ALLAB [7.8.5], étudiant à l'ESTP. Sa thèse porte sur l'évaluation des performances des systèmes de ventilation dans les bâtiments réels : confort thermique, qualité de l'air intérieur et efficacité de ventilation. Ses travaux sont menés sur trois différents types de locaux : salles de classe à l'ESTP (bâtiment datant des années 90), salle de classe de l'ENSAM (bâtiment datant de 1901) ainsi que des locaux recevant du public bénéficiant du label BBC (Bâtiment Basse Consommation). Ils mettent en œuvre des mesures objectives (taux de CO, de CO₂, vitesse de l'air, hygrométrie, température, température radiante, ...) mais également des mesures subjectives (perception par les occupants du confort ressenti). Différentes stratégies de ventilation sont étudiées. Des projets de deuxième année ont apporté leur contribution dans le cadre de cette thèse [7.11.2.59 et 7.11.2.62]. Cette thématique a fait l'objet de 3 publications [7.4.14, 7.4.16, 7.4.17]. Cette thèse devrait être soutenue fin 2017.

2.4.8 2012 A CE JOUR : ANALYSE NUMERIQUE DES PERFORMANCES DANS UN DIFFUSEUR AUBE DE POMPE CENTRIFUGE (ROUE SHF)

La connaissance des effets liés aux interactions entre parties fixes et mobiles des turbomachines est très importante pour l'augmentation des performances des machines. Ces interactions peuvent engendrer des tourbillons, des recirculations, des vibrations et du bruit. Les simulations numériques nécessitent des validations pour l'étude de ces phénomènes.

Notre Laboratoire dispose depuis plus de 20 ans d'une machine centrifuge en air montée sur un banc d'essai, nommé RESEDA, dont la conception et la fabrication initiales ont été réalisées lors de la thèse de Philippe MOREL (MOREL, 1993). Cette machine est équipée de la roue dite « SHF » qui a fait l'objet de plusieurs thèses au sein du laboratoire qui ont été menées sur le banc RESEDA [(PATRICIO, 1999), (WUIBAUT, 2001), (CAVAZZINI, 2006), (CHERDIEU, 2014)]. Ils ont étudié l'écoulement dans deux diffuseurs aubés et un diffuseur lisse de machine centrifuge à plusieurs débits. Ces travaux ont, en particulier, montré l'existence de zones de décollement fluctuante sur les aubes du diffuseur. Ces travaux ont eu comme cadre, l'étude des interactions entre la roue et le diffuseur dans la pompe centrifuge. Les écoulements dans la zone principale d'interactions, sortie de la roue et entrée de diffuseur, ont été analysés expérimentalement en utilisant la vélocimétrie par images de particules (PIV) (WUIBAUT et CAVAZZINI) et une sonde trois trous (CHERDIEU).

Les résultats de mesures expérimentales sont limités par le choix des plans de mesure pour la PIV, par les dimensions de la sonde 3 trous et par son caractère intrusif.

La simulation numérique peut présenter un bon compromis pour analyser l'évolution des écoulements à condition de démontrer qu'il existe une bonne adéquation entre les mesures expérimentales et les simulations numériques, ce que nous avons démontré avec des simulations prenant en compte les différents débits de fuite [7.2.7 et 7.4.18].

Depuis 2012, j'ai pris en charge la modélisation numérique de l'écoulement dans la pompe centrifuge à l'aide du code de calcul STAR CCM+ avec l'appui de M. Patrick DUPONT qui analyse les résultats expérimentaux, pour différents débits, différentes positions de roue et différentes hauteurs de plan de coupe dans le diffuseur, de Guillaume WUIBAUT, Giovanna CAVAZZINI et Patrick CHERDIEU afin de réaliser des études comparatives numériques et expérimentales [7.1.3 à 7.1.6, 7.2.3, 7.2.5 à 7.2.7, 7.4.10, 7.4.11 ; 7.4.13, 7.4.15, 7.4.18, 7.5.4, 7.5.5].

En 2013, nous avons accueilli un étudiant italien de l'Université de PADOUE qui a travaillé sous ma direction sur la modélisation des fuites au sein de cette pompe. J'ai repris et amélioré son modèle et montré l'importance de ces fuites pour obtenir une bonne cohérence entre calculs et mesures. Cette collaboration a fait l'objet trois publications [7.1.4, 7.4.11 et 7.4.13].

En 2015, nous avons accueilli un étudiant chinois, Qiaorui SI, de l'Université de WUHAN qui a repris les essais de mesure de pression réalisés par Patrick CHERDIEU. Cette collaboration a fait l'objet de quatre publications [7.1.3, 7.1.5, 7.1.6, 7.2.7].

La bonne adéquation entre mesures et calculs avec fuites a été démontrée.

Je propose au chapitre 5 de présenter une analyse comparative des résultats entre les mesures existantes et certains calculs que j'ai menés.

2.4.9 2016 à ce jour, Prédiction des instabilités tournantes dans le diffuseur lisse d'une pompe centrifuge

Les instabilités des pompes fonctionnant à des débits partiels peuvent être à l'origine de plusieurs effets négatifs tels que des vibrations, du bruit, des dommages mécaniques. Ce thème de recherche porte sur l'étude des instabilités se développant dans le diffuseur lisse d'une pompe centrifuge.

En 2016, nous avons accueilli un étudiant chinois, Banglum ZHOU, de l'Université de WUHAN qui a pris en charge la modélisation bidimensionnelle de la prédiction des instabilités tournantes dans le diffuseur lisse d'une pompe centrifuge.

La prédiction de ce type de phénomène complexe par simulation numérique implique généralement des calculs complexes (calculs 3D instationnaires) et coûteux. Le but principal du travail de cet étudiant était de proposer et d'évaluer une approche numérique simplifiée permettant la prédiction de l'apparition et la détermination des caractéristiques des instabilités des tourbillons tournants. Dans cet objectif, il a utilisé une modélisation numérique bidimensionnelle instationnaire. Les simulations ont été réalisées pour plusieurs conditions de débit. Ces travaux ont conduit à la proposition d'un papier dans le cadre du congrès SIM hydro qui a été présenté en juin 2017 à Nice [7.4.19].

2.5 Bibliographie

CAVAZZINI G. Experimental and numerical investigation of the rotor-stator interaction in radial turbomachines // Ph.D. thesis. - 2006.

CHERDIEU P. Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge = PhD thesis. - 2014.

MOREL P. Ecoulements décollés dans une pompe de roue centrifuge = PhD thesis. - 1993.

PATRICIO O. Analyse expérimentale des pressions moyennes et fluctuantes dans un canal inter-aubes d'une roue de turbomachine centrifuge // PhD Thesis. - Villeneuve d'Ascq : Université des Sciences et Technologies de Lille, 1999.

WUIBAUT G. Etude par vélocimétrie par images de particules des interactions roue-diffuseur dans une pompe centrifuge // Ph.D. thesis, thèse de doctorat ENSAM. - Lille : [s.n.], 2001.

Figure 2.1 Résumé de carrière (en vert le parcours académique, en bleu le parcours professionnel)	2
Figure 2.2 Eolienne à voile tournante	9
Figure 2.3 Hydrolienne HYDL	11
Figure 2.4 Photo du prototype, vue de dessous : une voile ouverte à droite, une voile en cours d'ouverture à gauche	11

3 BASSINS D'ALIMENTATION DE POMPES

3.1 Introduction

La performance des pompes peut dépendre directement de la forme et de la qualité de l'écoulement arrivant du bassin d'aspiration. Pour un fonctionnement idéal, on suppose généralement que l'alimentation doit être axisymétrique, uniforme et sans giration pour une conduite d'aspiration droite, elle-même supposée géométriquement axisymétrique. Ces conditions idéales supposées être à "l'infini amont " ne sont plus valables lorsqu'on s'intéresse aux bassins d'alimentation réels à surface libre, pour lesquels, pour des raisons de coûts, et /ou d'encombrement, on est amené à choisir des configurations géométriques particulières qui s'écartent des conditions considérées comme idéales.

Déplacer l'entrée de la conduite d'aspiration près de la surface libre peut diminuer les coûts d'installation et de constructions et rendre plus accessible les opérations de maintenance. Cependant, une telle position va créer des conditions propices à générer des tourbillons qui peuvent réduire l'efficacité de la pompe et éventuellement créer des vibrations et de l'entraînement d'air et/ou de la cavitation. Il est admis que 1% d'air par volume aspiré dans la pompe va réduire le NPSH disponible de celle-ci d'environ 15%, ce qui est inacceptable économiquement à long terme pour un tel projet.

Ce travail est le fruit d'une étude qui a débuté en 2006 par le co-encadrement de la thèse de Mme Abir ISSA [(ISSA, 2009), 7.4.2 et 7.4.3]. J'ai poursuivi cette activité pendant 4 ans, cela a conduit à deux publications [7.2.1 et 7.2.2].

3.2 Nomenclature

A	Section de la conduite d'aspiration	[m²]
b	Largeur du bassin	[m]
b₁	Distance du mur gauche au centre de la conduite	[m]
b₂	Distance du mur droit au centre de la conduite	[m]
d	Diamètre de la conduite d'aspiration	[m]
D	Diamètre du pavillon d'aspiration	[m]
e	Distance entre l'axe de la conduite d'aspiration et la paroi avant du bassin	[m]
Fr	Nombre de Froude = $V/(gd)^{1/2}$	[-]
g	Accélération de la gravité	[m/s ²]
h	Hauteur immergée de la conduite d'aspiration, pavillon inclus	[m]
H	Hauteur d'eau dans le bassin	[m]
h_a	Hauteur du volume d'air	[m]
h_b	Hauteur du pavillon d'aspiration	[m]
k	Energie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
l	Distance entre l'axe de la conduite d'aspiration et la paroi arrière du bassin	[m]

L	Longueur du bassin	[m]
n	Nombre de rotation du rota-mètre	[-]
N	Nombre des tubes sur la périphérie de la conduite	[-]
p	Pression statique	[Pa]
p	Pression moyenne dans les tubes sur la périphérie de la conduite	[Pa]
Q	Débit volumique	[m ³ /s]
Qm	Débit masse	[kg/s]
Re_d	Nombre de Reynolds dans la conduite = $V D / \nu$	[-]
Re_h	Nombre de Reynolds dans le bassin = $Qm / (\rho v h)$	[-]
U	Vitesse moyenne dans le bassin	[m/s]
T	Temps caractéristique	[s]
V	Vitesse moyenne dans la conduite	[m/s]
V_θ	Vitesse tangentielle dans la conduite	[m/s]
V_z	Vitesse axiale dans la conduite	[m/s]
We	Nombre de Weber = $V^2 \rho D / \sigma$	[-]
z	Distance entre le fond du bassin et le pavillon d'aspiration	[m]

Symboles grecs

ε	Dissipation turbulente	[m ² /s ³]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/(m.s)]
ν	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
P	Masse volumique	[kg/m ³]
θ	Angle entre V _z et V _θ ou angle d'entrée dans le réservoir	
σ	Tension superficielle	[N/m]
ω	Vitesse de dissipation spécifique	[s ⁻¹]

Indices

- | | |
|----------|--|
| 1 | Indice pour la surface libre dans le bassin |
| 2 | Indice pour la position de la surface libre dans la conduite |
-

3.3 Thèse de Madame Abir ISSA

Dans le cadre de sa thèse, Mme Abir ISSA a réalisé une exploitation qualitative et quantitative visant à mieux comprendre les structures des écoulements dans les bassins d'alimentation des pompes. Les résultats expérimentaux obtenus ont été exploités, complétés par des résultats numériques mis en œuvre à l'aide du logiciel FLUENT. Différentes configurations géométriques proches des conditions expérimentales et de publications de la littérature ont été testées numériquement. Les résultats numériques sont capables de mettre en évidence l'essentiel des phénomènes observés. L'influence relative des différentes géométries est en accord avec l'expérience.

3.3.1 Résumé de la thèse de Mme Abir ISSA (ISSA, 2009)

« Les travaux portent sur l'analyse des écoulements qui se développent dans les bassins d'alimentation de pompes. Les structures qui en découlent sont généralement des tourbillons qui peuvent entraîner de l'air ou des particules solides comme les sédiments. Ce problème est généralement rencontré pour des applications d'irrigations, de captage des eaux usées et pour quelques applications marines.

Les travaux présentent d'une part, des résultats expérimentaux obtenus sur une configuration de bassin d'alimentation de pompes de forme parallélépipédique. Plusieurs configurations géométriques sont testées et analysées en particulier celles qui traitent de l'influence de l'immersion de la conduite d'alimentation, des dimensions du réservoir et de la position de la pompe dans ce réservoir. D'autre part, une analyse basée sur une modélisation numérique de type RANS, permet de comprendre certains phénomènes, pour des configurations bien documentées qui ont également fait l'objet de résultats publiés. L'étude numérique est ensuite étendue à d'autres configurations en particulier pour détecter l'influence relative de certains paramètres géométriques jugés importants pour modifier les structures d'écoulements dans ces bassins. »¹

3.3.2 Etat de l'art

Plusieurs types d'installations utilisent des pompes hydrauliques pour aspirer l'eau d'un réservoir ou d'une rivière. Les prises d'eau des pompes sont constituées en général d'une conduite verticale puisant dans un bassin rectangulaire dont les caractéristiques sont imposées par l'environnement immédiat de la pompe, avec des contraintes géométriques telles que les dimensions du bassin, la position de la conduite d'aspiration dans le bassin par rapport aux différentes parois, la hauteur d'eau dans le bassin et la profondeur d'immersion de la conduite. Ces contraintes géométriques peuvent provoquer de fortes non uniformités à l'intérieur du réservoir et dans la section d'admission de la pompe.

Une faible profondeur d'immersion de la conduite l'aspiration peut entraîner la formation de tourbillons à la surface libre, susceptibles d'aspirer des bulles d'air, qui peuvent favoriser la formation de cavitation, liée à une forte chute de pression locale.

Un champ d'écoulement non uniforme à l'entrée de la conduite, même loin de la section d'admission de la pompe, peut également conduire à des problèmes dus au développement de couches limites 3D sur les parois latérales créant des tourbillons qui peuvent être renforcés par une forte courbure locale lorsqu'on s'approche de la pompe (voir figure 3.4).

Toutes ces non-uniformités provoquent des instabilités d'écoulement, des vibrations et d'autres phénomènes indésirables qui peuvent entraîner des difficultés d'exploitation et nécessiter un entretien plus fréquent de l'ensemble des dispositifs de pompage.

NAKATO et ETTEMA ont mené des études expérimentales sur le sujet, dans « l'Iowa Institute of Hydraulic Research » [(ETTEMA, et al., 1990), (NAKATO, 1988), (NAKATO, 1989), (NAKATO, 1990), (NAKATO, 1991)] dans l'objectif de réduire les non uniformités des écoulements. ANVAR, AMPHLETT, DAGGETT et KEULEGAN ont réalisé des études plus fondamentales dans le but d'établir des critères empiriques permettant de prédire l'évitement de la formation des tourbillons [(ANVAR, 1966), (ANVAR, et al., 1980), (DAGGETT, et al., 1972)].

L'utilisation de l'approche numérique a débuté avec TAGOMORI et GOTOH [(TAGOMORI, et al., 1989)] qui ont étudié les conséquences d'un écoulement d'entrée non uniforme sur la génération de tourbillons et les effets de dispositifs empêchant leur formation. Ils ont utilisé la méthode de

¹ Origine : Abir ISSA

volumes finis pour résoudre les équations moyennées de Navier Stokes avec le modèle de turbulence k- ϵ . TAKATA et al [(TAKATA, et al., 1992)] utilisent les méthodes LES (Large Eddy Simulation) pour un faible nombre de Reynolds (10^4) à l'entrée de la pompe. Plus récemment, MATSUI et al. [(MATSUI, et al., 2006)] ont analysé différents résultats de calculs CFD (Computational Fluid Dynamics), provenant de différents auteurs, qu'ils ont comparé à des résultats expérimentaux.

CONSTANTINESCU et PATEL [(CONSTANTINEASCU, et al., 1998), (CONSTANTINEASCU, et al., 2000)] ont développé un modèle CFD pour résoudre les équations RANS associées à deux équations de modèle de turbulence. Leur étude de cas a été retenue dans la thèse, pour ses critères classiques de définition de bassin, et parce qu'elle correspondait également aux configurations expérimentales réalisées par Mme Abir ISSA au Laboratoire d'Hydraulique à l'université de Damas en Syrie. Il faut se rappeler que la géométrie des bassins est souvent assez compliquée, compte tenu des contraintes d'installations existantes dans les cas réels. Il y a eu des tentatives de calculs, mais jamais pour des configurations de base, pour lesquelles des résultats expérimentaux peuvent être utilisés comme cas tests et c'est la raison pour laquelle le cas "d'école" de PATEL est intéressant, même si il est très éloigné des configurations réelles.

LUCINO et al [(LUCINO, et al., 2010)] ont vérifié la capacité d'un code commercial CFD à prédire la formation de tourbillons dans un bassin d'alimentation de pompes avec FLOW 3D à l'aide de la méthode LES. La position de la surface libre a été modélisée par une méthode VOF (volume of fluid). Le fluide était supposé monophasique et incompressible. Les résultats numériques ont démontré la capacité du modèle à identifier les tourbillons observés dans le modèle physique. Les valeurs de vorticités ($\overline{rot\vec{v}}$) les plus élevées étaient compatibles avec des tourbillons entraînant de l'air. Le tourbillon issu du fond a atteint la plus grande valeur de vorticité et a conduit à supposer l'existence d'un noyau de cavitation pour les petites valeurs de hauteur d'immersion.

SHULKA et al [(SHULKA KSHIRSAGAR, 2008)] ont utilisé le code commercial CFX pour effectuer une simulation de l'écoulement à deux phases afin de capturer l'entraînement d'air. Ils ont utilisé un calcul stationnaire. La turbulence a été modélisée à l'aide d'un modèle k- ϵ . L'article fait une étude comparative entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux. Le modèle CFD a permis la prédiction de l'écoulement en détail suffisant, permettant d'identifier les emplacements, la taille et l'intensité des tourbillons. Les entraînements d'air et son emplacement ont été bien capturés. Les résultats sont conformes aux mesures expérimentales.

3.3.3 Modèles géométriques expérimentaux

Les expérimentations ont été réalisées par Mme Abir ISSA au Laboratoire d'Hydraulique de l'Université de Génie Civil à DAMAS dans le cadre de sa thèse qui a été un travail collaboratif entre le Laboratoire d'Hydraulique de l'Université de Génie Civil de DAMAS et le LML.

Le but principal de cette étude expérimentale était d'optimiser la meilleure position de la conduite d'admission qui n'entraînait pas de problèmes à l'entrée de la pompe, car comme il a été dit précédemment, il est essentiel de veiller à ce que la vitesse d'entrée de l'eau dans la pompe soit la plus uniforme possible et sans formation de tourbillons nocifs.

L'installation expérimentale se composait d'une boucle fermée contenant un bassin d'aspiration (figure 3.1), réalisé dans des parois acryliques transparentes, d'une pompe centrifuge, d'une conduite d'aspiration, en paroi transparente, équipée d'un pavillon métallique, d'une conduite en métal à la sortie de la pompe, d'un débitmètre et d'une vanne pour contrôler le débit massique. Les mesures suivantes ont été réalisées: la vitesse tangentielle dans la conduite à l'aide du rota-mètre (figure 3.2), la pression statique à la paroi de la conduite d'entrée pour différents angles, la pression en différents points de la boucle, le débit massique. Les formations de tourbillons de surface libre et de tourbillons souterrains ont été observées visuellement.

La présence d'une giration éventuelle à l'entrée de la conduite d'aspiration, qui se traduit par une composante tangentielle de la vitesse, peut être nocive au bon fonctionnement de la pompe car

cela entraîne une pré-rotation qui diminue les performances de la pompe. Cette giration a été mesurée expérimentalement à l'aide du rota-mètre qui permet de compter le nombre de tours de rotation et d'en déduire l'angle θ entre la vitesse tangentielle et la vitesse débitante.

192 cas ont été testés en combinant les paramètres donnés dans le tableau 3.1. Ces paramètres sont donnés en fonction du diamètre intérieur d'admission du pavillon D ($D = 180$ mm, sachant que $d = 120$ mm). Ces paramètres sont la largeur du bassin b , la distance l entre la conduite et la face arrière du bassin, la distance entre le fond du bassin et le pavillon d'aspiration z et la profondeur d'immersion de la conduite d'aspiration, h (figure 3.1). Toutes les mesures ont été réalisées pour un débit masse constant égal à 18 kg/s et pour les nombres sans dimension suivants: $Re_d = 1,8 \cdot 10^5$; $5,56 \cdot 10^4 < Re_h < 8,33 \cdot 10^4$; $Fr = 1,45$; $W = 6160$.

L'étude expérimentale a révélé qu'il y a formation de tourbillons susceptibles d'entraîner de l'air lorsque b et h sont petits. Tous les tourbillons entraînant l'aspiration d'air se situent le long de la hauteur entre la conduite et la paroi arrière. Selon les paramètres, un ou deux tourbillons d'entraînement d'air ont été observés. Par exemple, deux tourbillons symétriques peuvent être observés sur la figure 3.4 pour $l = 1,25D$. Si b est petit, parfois, seul un tourbillon d'entraînement d'air apparaît, comme il est montré sur la figure 3.3. Ce tourbillon se situe souvent au milieu du bassin.

b/D	l/D	z/D	h/D
1.5	0.5	0.3	1.2
2	0.75	0.5	1.5
2.5	1	0.75	1.8
3	1.25	1	

Tableau 3.1 Paramètres expérimentaux

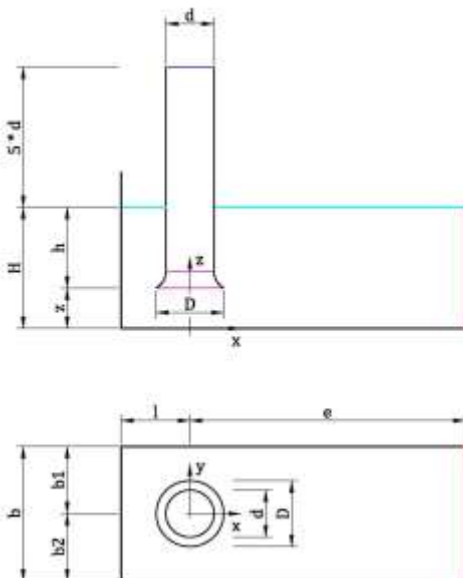


Figure 3.1 Géométrie du bassin2



Figure 3.2 Rota-mètre

² Toutes les figures liées au paragraphe 3.3 et à ses sous-paragraphe sont issus de la thèse d'Abir ISSA.

Il a été constaté que les paramètres les plus importants qui influent sur l'occurrence d'entraînement d'air sont la profondeur du bassin h , la distance entre la conduite et la paroi arrière l , la profondeur d'immersion de la conduite d'aspiration, h et la distance de l'ouïe d'aspiration au sol z .

L'augmentation de la valeur de la distance entre l'axe de la conduite d'aspiration et la paroi arrière du bassin, l , augmente la probabilité de tourbillons potentiels d'entraînement d'air. La taille et l'ampleur de ces tourbillons augmentent aussi.

Lorsque la distance par rapport à chacun des murs latéraux, b_1 ou b_2 , augmente, les tourbillons d'entraînement d'air diminuent en amplitude jusqu'à ce qu'ils deviennent des tourbillons sans entraînement d'air pour finalement disparaître.

La probabilité d'occurrence des tourbillons et leur intensité diminuent avec l'augmentation des valeurs de z . Lorsque z est égal au diamètre du pavillon D , l'amplitude de la vorticité du tourbillon d'entraînement d'air a une faible valeur si b est élevé ($b / D > 2,5$) et l petit.

Augmenter la valeur de h diminue l'éventualité de l'existence de tourbillons d'entraînement d'air.



Figure 3.3 Un tourbillon



Figure 3.4 Deux tourbillons symétriques

3.3.4 Calculs de Mme Abir ISSA

3.3.4.1 Géométries et maillages

Tous les calculs de Mme Abir ISSA ont été réalisés à l'aide du code de calcul FLUENT 6. Elle a travaillé sur des maillages structurés pour une géométrie identique à celle de CONSTANTINESCU et al. [(CONSTANTINAESCU, et al., 1998), (CONSTANTINEASCU, et al., 2000)], géométrie en similitude géométrique et hydraulique à celle de ses essais, à l'exception de la présence du pavillon. L'épaisseur du pavillon et de la conduite n'a pas été prise en compte (figure 3.5).

Son objectif était de créer un maillage structuré similaire à celui utilisé par CONSTANTINESCU et al. Elle a utilisé dans tous ses calculs un nombre de Reynolds de $2.86 \cdot 10^4$ qui est un des deux

nombre utilisés par CONSTANTINESCU et al, afin d'éviter de trop grandes vitesses et de rester dans l'hypothèse d'un calcul monophasique. Le maillage est représenté en figure 3.6 pour une taille de 592 042 cellules. L'influence de la taille du maillage a été testée par Mme Abir ISSA.

Les paramètres d'études tels que la largeur de bassin, b , la distance entre la conduite d'aspiration et le bassin, z , la hauteur d'immersion de la conduite d'aspiration, h et la hauteur totale d'eau dans le bassin, H , sont ceux de son étude expérimentale. Tous les paramètres de son étude numérique sont donnés dans le tableau 3.2, à l'exception du dernier test complémentaire qui est précisé au paragraphe 3.3.4.4.7.

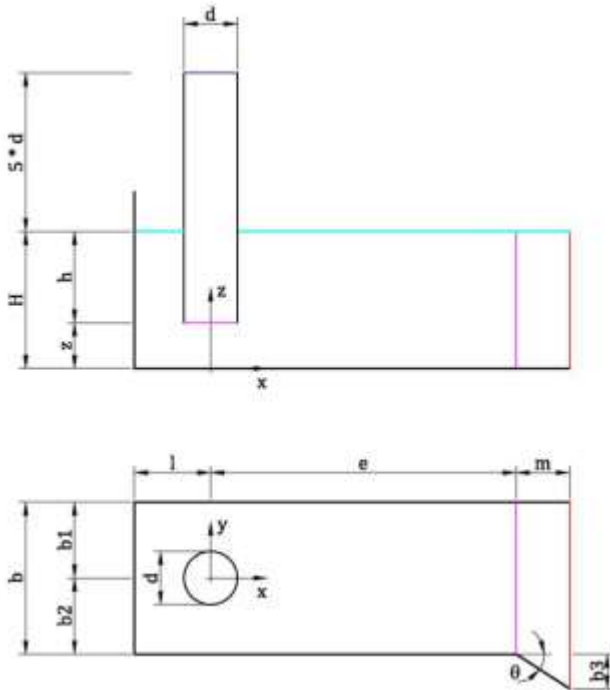


Figure 3.5 Géométrie du bassin

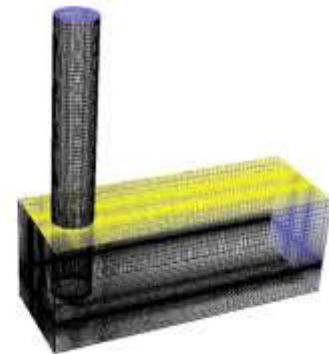
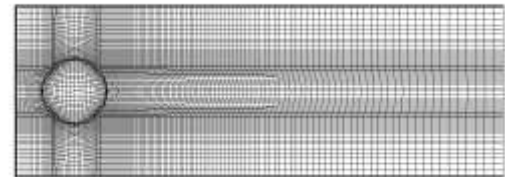


Figure 3.6 Maillage structuré avec 592 042 cellules

Cas	Paramètre d'influence	$k-\varepsilon$	$k-\omega$	$b1/d$	$b2/d$	l/d	e/d	z/d	h/d	H/d	m	$\theta (^{\circ})$	Fr
a1	z	oui	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	0.50	2.25	2.75	0.0	0	0.021
b1	z	oui	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	0.0	0	0.023
c1	z	oui	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	2.00	0.75	2.75	0.0	0	0.022
d1	H	oui	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	0.85	0.75	1.60	0.0	0	0.050
b2	Ep. CL	oui	oui	1.3	1.3	0.9	16.5	0.75	2.00	2.75	0.0	0	0.025
e1	b	non	oui	1.0	1.0	0.9	6.5	0.50	2.25	2.75	0.0	0	0.021
f1	b	non	oui	1.0	1.0	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	0.0	0	0.023
g1	b	non	oui	1.0	1.0	0.9	6.5	2.00	0.75	2.75	0.0	0	0.022
h1	$b1, b2$	oui	oui	1.25	1.35	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	0.0	0	0.021
i1	$b1, b2$	oui	oui	1.2	1.4	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	0.0	0	0.023
j1	$b1, b2$	oui	oui	1	1.6	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	0.0	0	0.022
k1	θ	non	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	1.5	6	0.023
l1	θ	non	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	1.5	30	0.023
m1	θ	non	oui	1.3	1.3	0.9	6.5	0.75	2.00	2.75	1.5	45	0.023

Tableau 3.2 Paramètres de calculs de Mme ISSA avec $Re=28\ 600$, $We=115$

3.3.4.2 Conditions aux limites

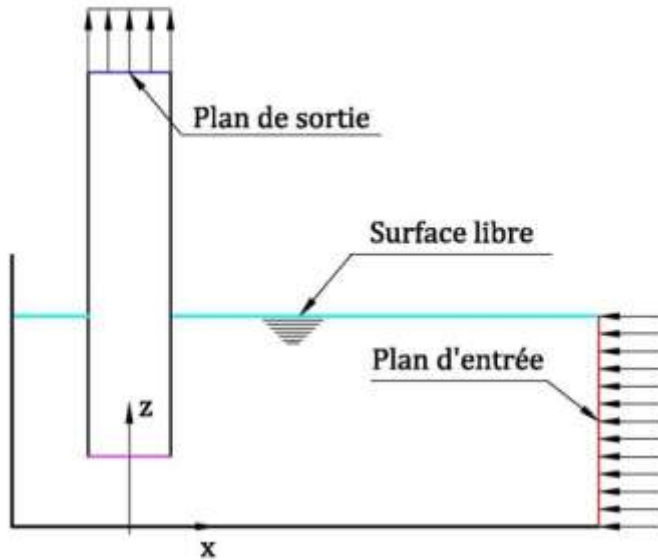


Figure 3.7 conditions aux limites

Les conditions aux limites suivantes ont été utilisées (figure 3.7):

- une condition de symétrie à la surface libre sachant que la déformation de la surface libre est négligée (hypothèse classique de la littérature sur le sujet)
- une pression supposée constante à l'entrée
- une vitesse dans le plan de sortie correspondant à $Re = 28\ 600$ ($v=0.286$ m/s)
- des murs supposés lisses pour les parois latérales et le fond.

3.3.4.3 Modèles de turbulence

Pour la majorité des cas de calculs, deux modèles de turbulence ont été testés, le modèle $k-\varepsilon$ et le modèle $k-\omega$.

Il est généralement reconnu que tous les modèles de turbulence existants sont des représentations approximatives des phénomènes physiques de la turbulence. Le degré d'approximation dans un modèle donné dépend de la nature de l'écoulement auquel il est appliqué.

3.3.4.4 Etudes paramétriques

L'exploitation graphique des résultats a été réalisée suivant quatre aspects :

- visualisation des lignes de courant issues de la surface libre
- tracé des isovaleurs de vorticité projetée sur le plan médian (x, z) pour $y=0$ et (y, z) pour $x=0$
- tracé des Isovaleurs de vitesse tangentielle et de vitesse axiale à l'intérieur de la conduite
- tracé des isovaleurs de pression statique à l'intérieur de la conduite.

3.3.4.4.1 Influence de la distance entre le fond du bassin et le pavillon d'aspiration, z

Cette étude d'influence paramétrique a été réalisée par comparaison entre les cas a1, b1 et c1 définis dans le tableau 2-2 avec les deux modèles de turbulence.

3.3.4.4.2 Influence de la hauteur d'eau dans le bassin, H

Les cas a1 et d1 du tableau 3.2 ont été comparés dans sa thèse.

3.3.4.4.3 Influence de l'épaisseur de couche limite

Les cas b1 et b2 du tableau 3.2 sont comparés. Pour permettre le développement de couche limite le domaine amont a été étendu de 6.5d à 16.5d. Le profil de vitesses dans le bassin à $x=3.5d$ est représenté dans les figures 3.8 (plan de la surface libre) et 3.9 (plan médian vertical).

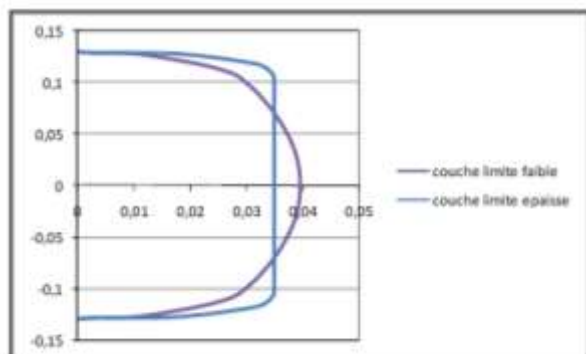


Figure 3.8 Profil de vitesses dans le plan de la surface libre à $x=3.5d$

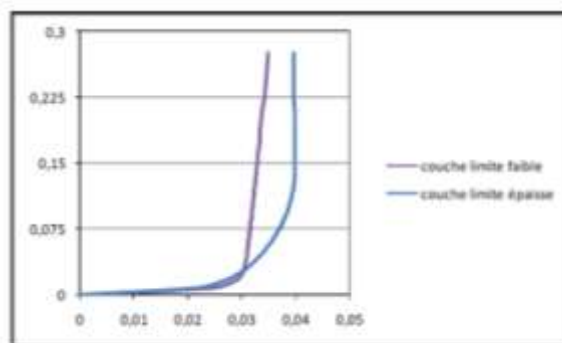


Figure 3.9 Profil de vitesses dans le plan médian vertical à $x=3.5d$

Les études d'influence paramétrique des paragraphes 3.3.4.4.1 à 3.3.4.4.3 ont fait l'objet du papier référencé [7.4.2] et repris en annexe 2 dont les conclusions sont données ci-après.

Une attention particulière a été accordée aux effets de la hauteur d'immersion de la conduite et aux épaisseurs de couche limite à l'entrée du réservoir pour des conditions de géométrie et des conditions à l'entrée symétriques. Le maillage structuré présentait également un plan de symétrie.

La complexité de l'écoulement observé dans les mesures a pu être mise en évidence dans les modélisations numériques. Il a été constaté que le modèle $k-\omega$ est plus représentatif des résultats expérimentaux que le modèle $k-\epsilon$.

3.3.4.4.4 Influence de la largeur du bassin, b

Les cas a1, b1, c1 sont comparés respectivement aux cas e1, f1 et g1.

3.3.4.4.5 Influence de la position de la conduite par rapport aux murs latéraux, b1, b2

Les cas b1, i1, j1 et h1 sont comparés.

3.3.4.4.6 Influence d'une dissymétrie de l'écoulement amont

La zone amont de longueur m a été ajoutée. Cette géométrie a été testée pour différentes valeurs de θ . Le profil de vitesses dans le bassin à $x=3.5d$ est représenté dans les figures 3.10 (plan de la surface libre) et 3.11 (plan médian vertical).

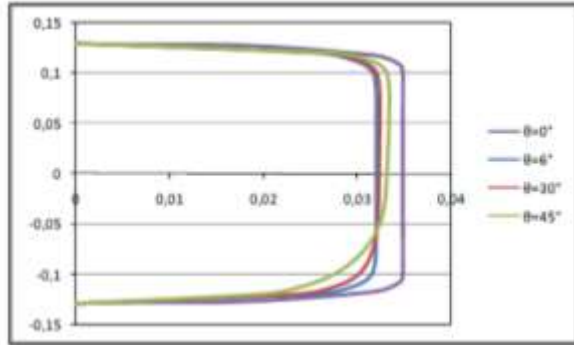


Figure 3.10 Profil de vitesses dans le plan de la surface libre à $x=3.5d$

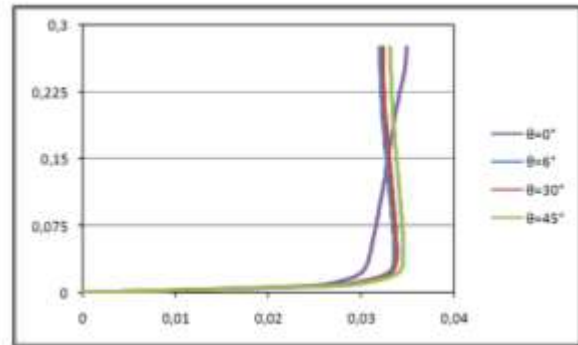


Figure 3.11 Profil de vitesses dans le plan médian vertical à $x=3.5d$

Les cas i1, k1, l1 et m1 sont comparés.

Les études d'influence des paragraphes 3.3.4.4.4 à 3.3.4.4.5 ont fait l'objet de la publication référencée [7.4.3] et reprise en annexe 3 dont les conclusions sont données ci-après.

Les calculs ont été effectués sur une configuration de bassin permettant d'évaluer la sensibilité à la fois de la géométrie asymétrique et du champ de vitesse dissymétrique de l'entrée.

Cette étude complète la précédente déjà publiée pour laquelle les premiers paramètres ont été étudiés pour des configurations symétriques. Les résultats numériques montrent qu'une légère modification des conditions d'écoulement d'entrée peut avoir un effet relativement important sur l'écoulement entrant à l'intérieur de la conduite d'admission de la pompe.

Ceci peut créer des conditions tangentielles de débit d'entrée qui ne peuvent pas être facilement amorties même avec une configuration de bassin modifiée. Cela signifie également qu'il sera très difficile d'analyser ces écoulements dans la configuration de la recherche si l'on veut comparer des expériences et des calculs par exemple pour des conditions d'écoulement d'entrée uniformes qui sont difficiles à obtenir expérimentalement.

3.3.4.4.7 Test complémentaire : prise en compte du pavillon

Ce dernier test représente les conditions d'essai utilisées par Mme Abir ISSA dans lesquelles les paramètres sont : $b=3D$; $z=D$; $h=1,8D$; $l=1,25D$; $e=4D$. Le débit choisi correspond à une vitesse dans la conduite de 1,6 m/s. Le pavillon a été pris en compte dans cette modélisation. Un maillage non structuré a été utilisé ici. Seul le calcul réalisé avec le modèle $k-\omega$ a donné des résultats satisfaisants.

3.4 Mes simulations

Après l'encadrement et la soutenance de la thèse de Mme Abir Issa, j'ai souhaité aller plus loin dans la modélisation des bassins en modélisant effectivement la géométrie réelle correspondant à ses essais avec prise en compte du pavillon et en essayant de coller au plus près à la réalité par la prise en compte du volume d'air au-dessus du bassin, donc en travaillant avec deux phases. Cette étude complémentaire a fait l'objet de deux publications que je vais détailler ci-après.

La fin de la thèse a coïncidé avec un changement de fournisseur de logiciel, d'où le passage de FLUENT à STAR CCM+.

3.4.1 Etude préliminaire

Comme il a été dit précédemment, il existe plusieurs paramètres importants dans la conception d'un bassin d'aspiration. Il est impératif que la génération de tourbillons et l'aspiration d'air entraîné soient réduites au minimum. L'aspiration d'air libre au sein d'un tourbillon se produisant dans une canalisation d'arrivée d'eau est un problème important rencontré dans l'ingénierie hydraulique.

Le but cette première étude complémentaire est de reproduire l'écoulement étudié précédemment et de confirmer les influences géométriques du comportement de l'écoulement dans une telle pompe. Le modèle numérique utilisé résout les équations moyennées de Navier-Stokes (RANS). Dans deux cas d'étude, il fait également appel à la méthode VOF (volume of fluid). Dans la validation de ce modèle numérique, l'accent a été mis sur la prédiction du nombre, de l'emplacement, de la taille et de la force des différents types de tourbillons. Les études antérieures, réalisées par Mme Abir Issa, sans simulation d'entraînement d'air, ont montré l'influence d'un certain nombre de paramètres, à l'aide d'un seul type de maillage, un maillage structuré, pour différentes tailles de maillage.

3.4.1.1 Géométries étudiées et cas tests (figures 3.12 et 3.13)

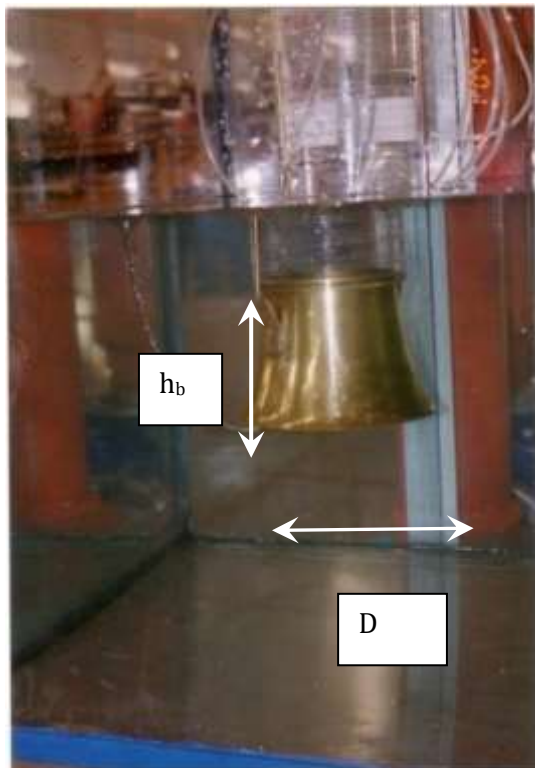


Figure 3.12 Caractéristiques du pavillon

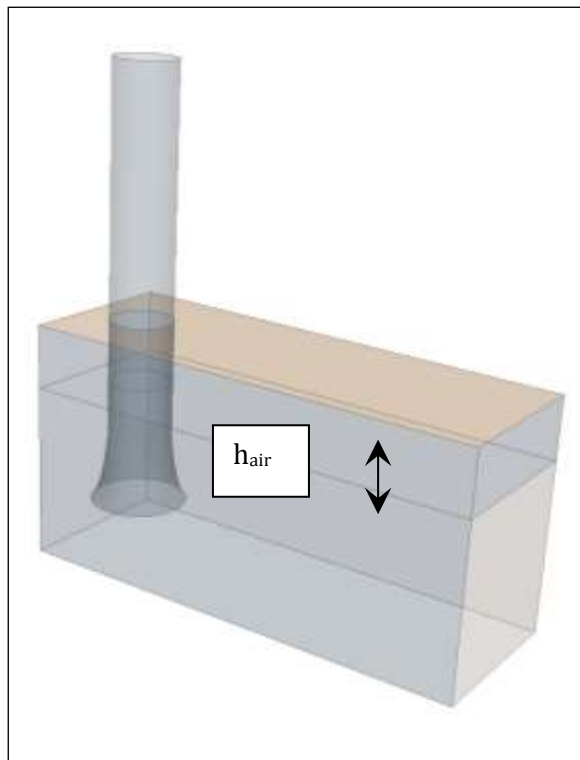


Figure 3.13 Cas d, modèle à deux phases

Quatre types de cas tests sont présentés ici :

- **Cas a (figure 3.14):** basé sur celui de CONSTANTINESCU et PATEL (CONSTANTINAESCU, et al., 1998) dans lequel l'épaisseur de la conduite est négligée. La conduite d'aspiration est située au milieu du bassin ($b_1=b_2=1.3d$) à une distance entre l'axe de la conduite d'aspiration et la paroi arrière du bassin l ($l=0.9 d$). La hauteur d'immersion de la conduite est égale à $2d$ et la distance entre le fond du bassin et le pavillon d'aspiration, z est égale à $0.75d$ (avec $d=0.1 m$).

- **Cas b (figure 3.15):** basé sur le même modèle, mais prenant en compte l'épaisseur de la conduite (0.5 mm).
- **Cas c (figure 3.16):** même modèle que le cas a, mais avec prise en compte du pavillon d'aspiration ($D=1.5d$, $h_b=1.083d$).
- **Cas d (figure 3.17):** même modèle que le cas c, mais avec deux fluides avec une hauteur d'air h_a égale à $1d$.

3.4.1.2 Grilles et simulations

3.4.1.2.1 Cas tests

Le domaine de calcul du cas a est divisé en trois blocs différents, comme cela a été fait dans la thèse de Mme ISSA . La grille de calcul résultante est une grille hexaédrique structurée avec environ 592 000 cellules représentées sur la figure 3.14. On peut y voir le détail du maillage à l'intérieur de la conduite sur la partie droite de la figure.

Dans le cas b, un maillage polyédrique avec mailles prismatiques à la paroi est utilisé (taille cible $0,1d$, épaisseur de couche prismatique totale égale à $0,01d$ pour 5 couches de prismes et une progression géométrique de 1,5). Le détail du maillage à l'intérieur de la conduite peut être observé à droite de la figure 3.15. Une zone de raffinement parallépipédique autour de la conduite, dans laquelle la taille cible est divisée par 2, a été utilisée. La grille de calcul résultante est une grille polyédrique contenant environ 491 000 cellules.

Dans le cas c (avec pavillon), tous les autres paramètres de maillage sont les mêmes que ceux utilisés dans le cas b (maillage polyédrique 549 200 cellules). Ce maillage est représenté dans la figure 3.16

Dans le cas d, qui est une première tentative de calcul à deux phases, un nouveau volume est ajouté pour simuler l'air au dessus de la surface libre de l'eau, cela afin d'éviter l'utilisation d'une condition de symétrie à la surface libre. La figure 3.17 donne une représentation du maillage qui comporte environ 750 000 cellules.

Toutes les simulations ont été réalisées avec un ou deux des codes CFD suivants: FLUENT et STAR CCM +.

3.4.1.2.2 Maillages

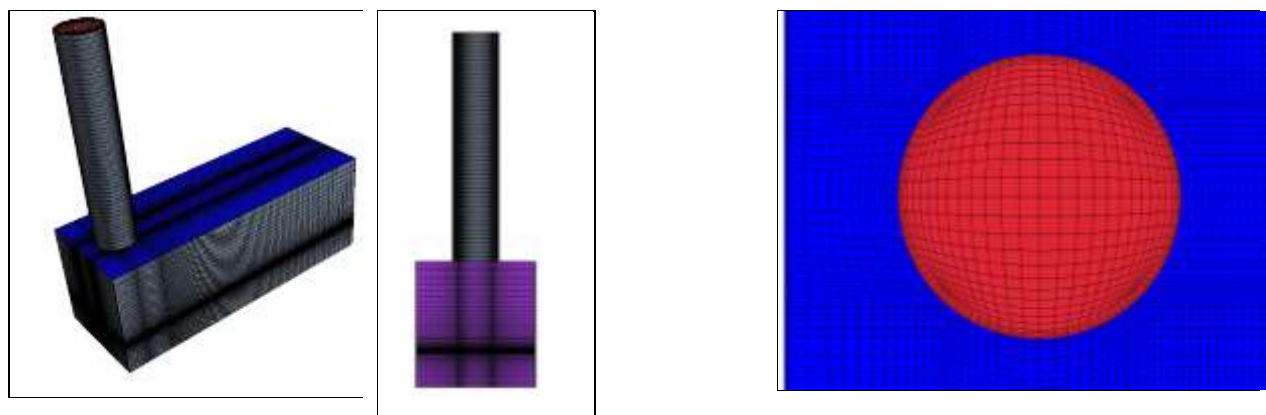


Figure 3.14 Maillage structuré, cas a

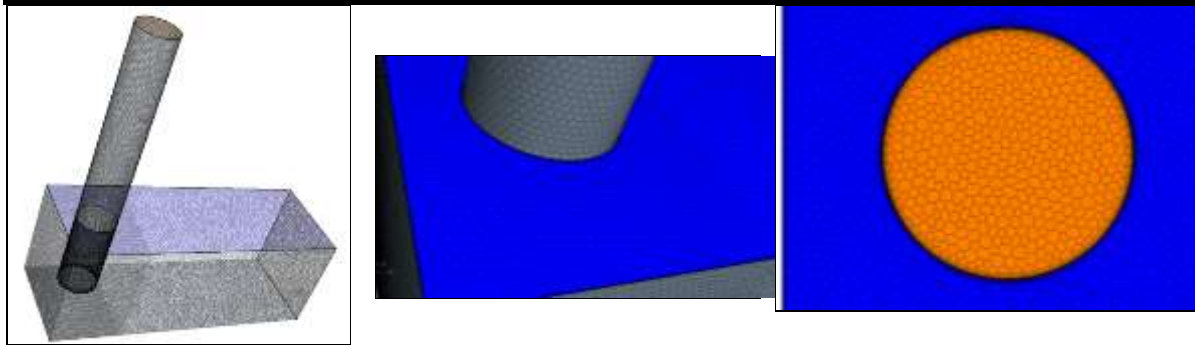


Figure 3.15 Maillage non structuré, cas b



Figure 3.16 Maillage non structuré, cas c



Figure 3.17 Maillage non structuré, cas d



3.4.1.2.3 Conditions aux limites

En dehors des parois, les frontières d'entrée, de sortie et de surface libre sont identiques à celles représentées en figure 3.7. Six séries de conditions aux limites ont été testées :

- **BC1** : A l'entrée, condition de pression (pression relative=0 Pa), à la sortie, condition de vitesse ($v=0.286$ m/s), à la surface libre, condition de symétrie.
- **BC2** : A l'entrée, condition de débit masse ($q_m=2.3$ kg/s), à la sortie, condition de pression (pression relative=0 Pa), à la surface libre, condition de symétrie.
- **BC3** : A l'entrée, condition de débit masse ($q_m=11.5$ kg/s), à la sortie, condition de pression (pression relative=0 Pa), à la surface libre, condition de symétrie.
- **BC4** : A l'entrée, condition de débit masse ($q_m=23$ kg/s), à la sortie, condition de pression (pression relative=0 Pa), à la surface libre, condition de symétrie.
- **BC5** : Pour le modèle à deux phases, A l'entrée, condition de débit masse ($q_m=2.3$ kg/s), à la sortie, condition de débit masse ($q_m=2.3$ kg/s), à la surface libre du volume d'air, condition de pression avec débit masse imposé, égal à 0 kg/s
- **BC6** : Pour le modèle à deux phases, A l'entrée, condition de débit masse ($q_m=11.5$ kg/s), à la sortie, condition de débit masse ($q_m=11.5$ kg/s), à la surface libre du volume d'air, condition de pression avec débit masse imposé, égal à 0 kg/s.

Tous les cas sont résumés dans le tableau 3.3.

Code de calcul	Modèle de turbulence	Cas	Conditions aux limites	Re	Fr	We	Nombre de cellules	Type de maillage				
FLUENT	k-ε	a ₁	BC1	29 285	0,067	119	592 000	Structuré				
	k-ω	a ₂	BC1									
STAR CCM+	k-ε	a ₃	BC1	146 423	0.192	2978	491 000	Non structuré				
	k-ω	a ₄	BC1									
	k-ε	a ₅	BC2									
		b ₁	BC2									
		b ₂	BC3									
		b ₃	BC4									
		c ₁	BC2						29 285	0.067	119	549 200
		c ₂	BC3						146 423	0.192	2 978	
	c ₃	BC4	292 845	0.384	11 911							
	d ₁	BC5	29 285	0.067	119	750 150						
	d ₂	BC6	146 423	0.192	2 978							

Tableau 3.3 Liste des cas testés

3.4.1.2.4 Résultats

Il est important de savoir comment présenter les résultats dans de telles configurations. J'ai décidé de présenter:

- Les contours des vitesses tangentielles, les amplitudes d'hélicité et de vorticité sur la surface libre du fluide et à l'intérieur de la conduite au même niveau. Pour chaque cas, seule la vitesse tangentielle, utilisant la même échelle, peut montrer la caractéristique de débit global à l'intérieur du bassin et l'intérieur de la conduite.
- Certaines valeurs de vorticité dans le plan médian moyen $x = 0$ et dans le plan $y = 0$ (l'échelle doit être adaptée pour chaque cas)
- Les lignes de courant issues de la surface libre

Par souci de clarté, seule une partie des résultats est présentée.

a. Comparaison entre les cas tests a_i avec les deux codes

Avec le modèle k-ε, les deux codes CFD (cas a1, a3) permettent de visualiser des lignes de courant similaires comme on peut le voir sur les figures 3.18 et 3.20. Avec le modèle k-ω (cas a2 et a4), le type d'écoulement est complètement différent comme le montrent les figures 3.19 et 3.21. Pour ce dernier cas (figure 3.21), on peut observer une forte asymétrie qui ne peut être expliquée pour le moment. Pour cette raison, tous les autres cas tests présentés dans ce document sont obtenus en utilisant le modèle k-ε avec STAR CCM +.

Les composantes de vorticité normales au plan considéré sont représentées respectivement par les figures 3.22 et 3.23 en utilisant la même échelle :

- Les deux codes permettent de mettre en évidence les zones locales de recirculation, situées juste après l'entrée de la conduite.
- Les résultats sont symétriques dans le plan $x = 0$ (figure 3.22) avec une zone de recirculation plus étendue en utilisant le code FLUENT.
- Dans le plan $y = 0$ (fig. 3.23) les résultats asymétriques sont similaires avec, comme pour le plan $x=0$, une zone plus étendue avec FLUENT.

FLUENT

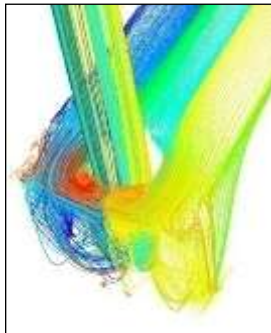


Figure 3.18
Streamlines
Cas a1 : k- ϵ

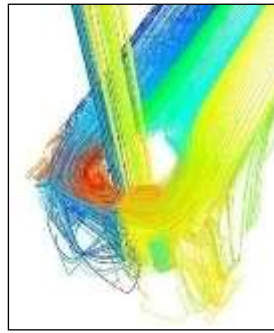


Figure 3.19
Streamlines
Cas a2 : k- ω

STAR CCM+

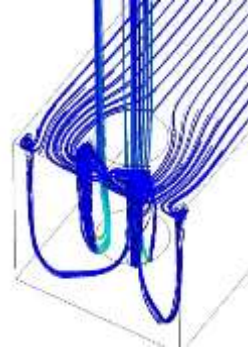


Figure 3.20
Streamlines
Cas a3 : k- ϵ

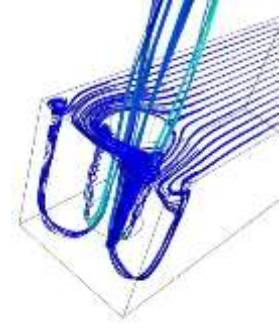
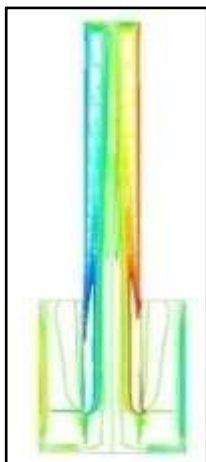


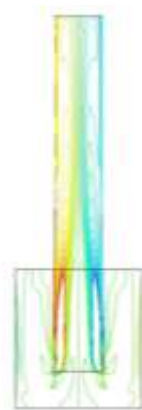
Figure 3.21
Streamlines
Cas a4 : k- ω

FLUENT



Cas a₁

STAR CCM+



Cas a₃

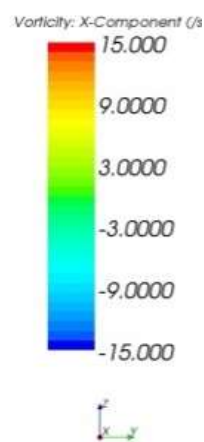
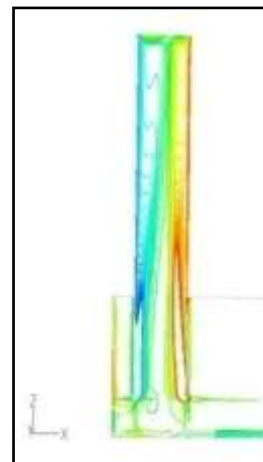


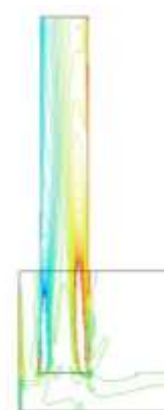
Figure 3.22 Composante suivant x
de la vorticité (k- ϵ)

FLUENT



Cas a₁

STAR CCM+



Cas a₃

Figure 3.23 Composante suivant y
de la vorticité (k- ϵ)

b. configuration (cas a_3, a_5, b_1, b_2, b_3)

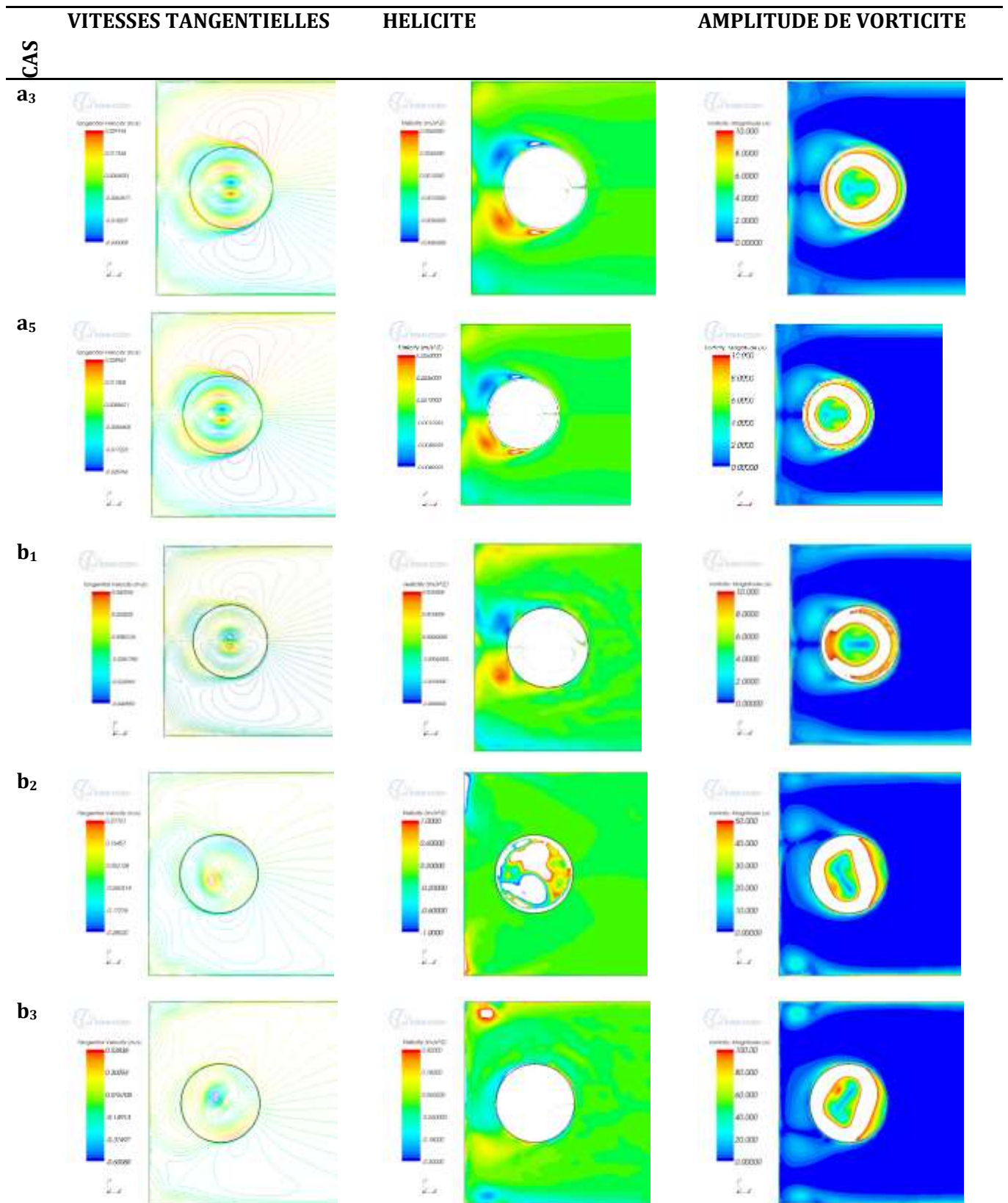


Figure 3.24 Résultats : vitesse tangentielle, hélicité, amplitude vorticité au droit de la surface libre dans le cas sans pavillon , modèle k-ε.

Les résultats obtenus avec STAR CCM + (figure 3.24, cas a3 et a5) avec des conditions aux limites différentes (BC1 et BC2: voir tableau 3.3) pour le même débit massique ($Re = 29285$, $Fr = 0,0384$, $We = 119$) montrent un bon accord.

La comparaison entre les cas a5 et b1 correspondant au débit identique ($Re = 29285$, $Fr = 0,0384$, $We = 119$), mais pour les différents types de mailles et la taille montrent également des résultats similaires, à l'exception des résultats à l'intérieur de la conduite.

La dernière comparaison entre b1, b2, b3 (figure 3.24) est liée à l'influence du débit massique augmentant de b1 à b3 jusqu'à quelque équivalent à $Re = 292845$; $Fr = 0,384$; $We = 11910$.

Un modèle non symétrique apparaît lorsque le débit massique augmente. Dans le plan $y = 0$, il devient asymétrique à partir d'un débit massique correspondant à $Re > 50930$, $Fr > 0,067$, $We > 360$. Ce résultat a déjà été mis en évidence expérimentalement.

3.4.1.2.5 Résultats de la prise en compte de l'influence du pavillon à l'entrée de la conduite (cas c_1, c_2, c_3 and d)

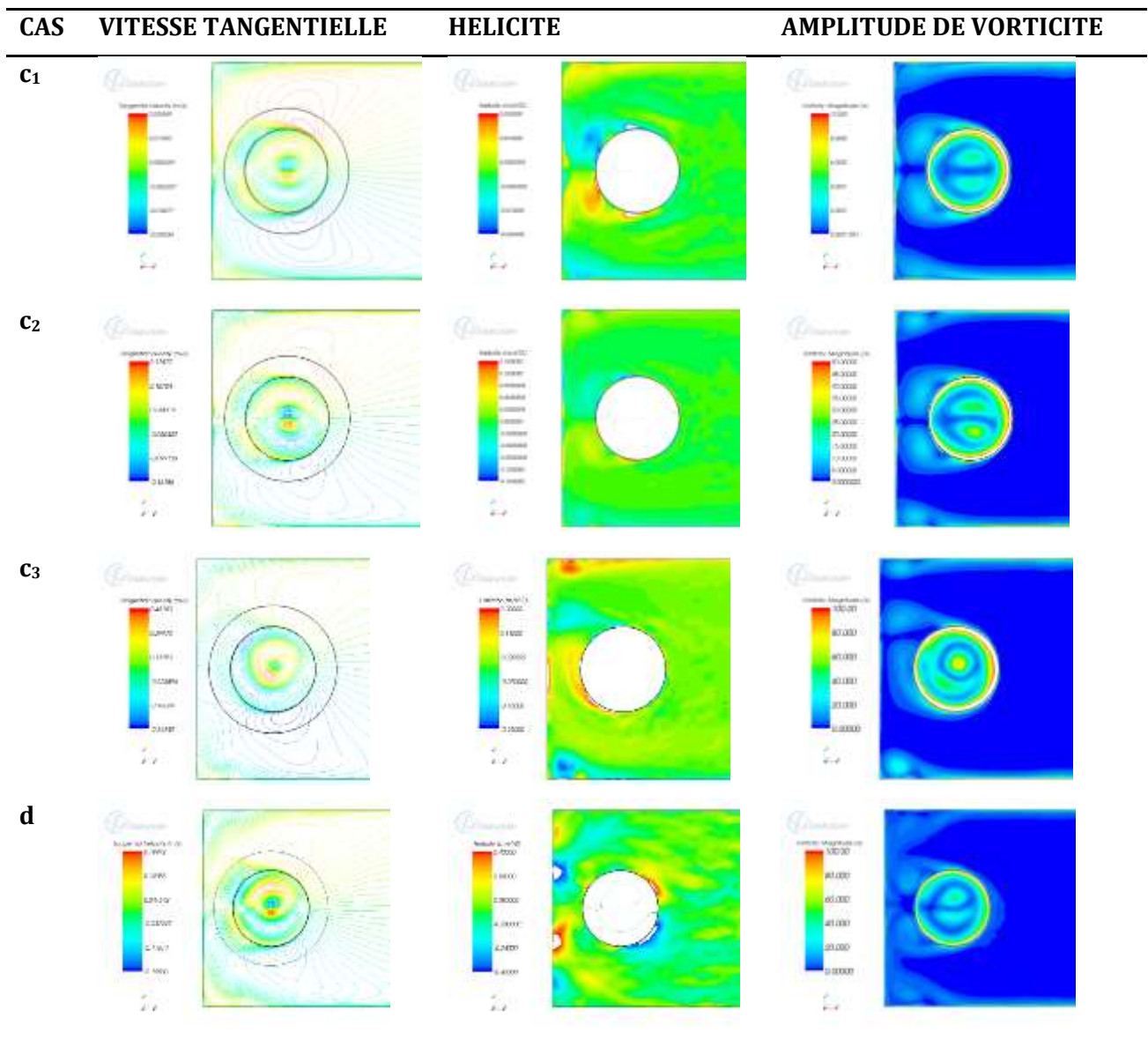


Figure 3.25 Résultats : vitesse tangentielle, hélicité, amplitude de vorticité au droit de la surface libre dans le cas sans pavillon

Les résultats principaux concernant l'addition du pavillon sont :

- La symétrie, dans le plan $y = 0$, est maintenue pour un débit massique plus élevé que celui déterminé sans pavillon. Ceci est clairement mis en évidence dans la figure 3.25, dans laquelle le débit massique augmente avec des valeurs croissantes des cas c (c_1 à c_3). Le débit massique critique est obtenu pour $Re = 146420$; $Fr = 0,192$; $We = 2978$.
- Un autre résultat qui peut être utilisé pour valider une partie des résultats CFD concerne le coefficient de perte de pression. La figure 3.26 représente le coefficient de perte entre la section 1 (à l'extérieur de la conduite) et la section 2 (à l'intérieur de la conduite) en utilisant tous les résultats issus de plusieurs cas parmi ceux présentés dans le tableau 1. Il y a moins de pertes de charge avec le pavillon, ce qui est logique, compte tenu de la diminution des composantes tangentielles et des pertes de Borda. Le coefficient de perte de charge est à peu près constant pour des valeurs de débit supérieures à 10 kg/s. on peut supposer qu'il y a probablement un effet du nombre de Reynolds relatif à la conduite.

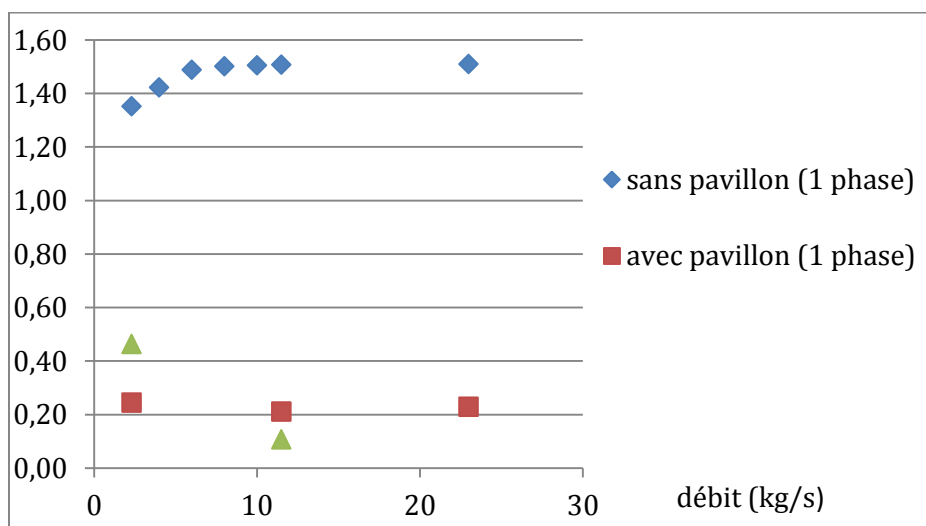


Figure 3.26 Coefficient de chute de pression entre l'extérieur et l'intérieur de la conduite au droit de la surface libre en fonction du débit (kg/s)

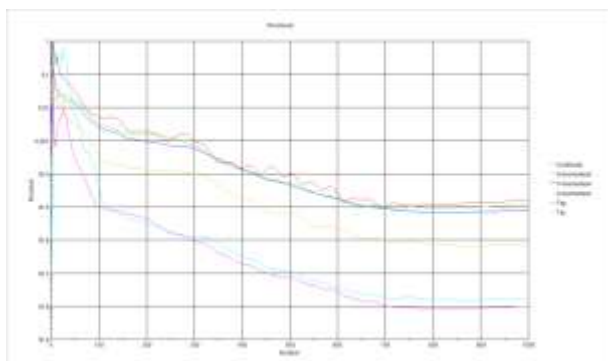


Figure 3.27 Evolution des résidus, case c2

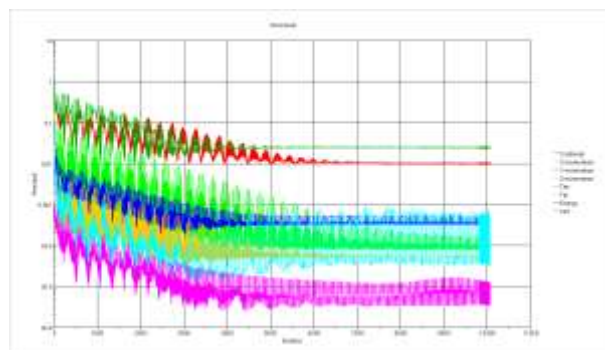


Figure 3.28 Evolution des résidus, case d

Le cas d_2 est un calcul de l'écoulement avec deux phases.

Les premiers résultats sont donnés figure 3.25, cas d_2 . Ils doivent être comparés au cas c_2 correspondant au même débit massique ($Re = 146420$, $Fr = 0,192$, $We = 2978$). Ce dernier cas ne montre aucun entraînement d'air avec de l'eau probablement en raison de la trop grande

immersion et de la valeur élevée du niveau d'eau dans le bassin. D'autres recherches seront effectuées dans la deuxième partie de cette étude afin de mettre en évidence la capture de l'entraînement d'air.

On peut voir sur les figures 3.27 et 3.28 l'historique de convergence de ces cas (cas c_2 et cas d_2). Le cas d_2 est un calcul instationnaire avec un pas de temps de 0,02 s. Ce pas de temps correspond à environ un pour cent du temps pris par une onde se déplaçant sur la surface libre entre l'entrée du réservoir et l'entrée du pavillon.

3.4.1.2.6 Conclusion de la partie préliminaire

Le calcul des écoulements 3D stationnaire a été réalisé sur une configuration de bassin en vue d'évaluer la sensibilité de deux codes CFD différents avec la même configuration de maillage et deux modèles de turbulence différents

Les résultats dans le bassin et dans la conduite sont similaires avec une zone de recirculation moins étendue dans la conduite pour le code STAR CCM + par rapport au code FLUENT.

En utilisant STAR CCM+ avec une configuration de maillage hexaédrique comportant plusieurs mailles prismatiques près des parois, nous pouvons détecter un débit massique limite pour lequel l'écoulement n'est plus symétrique.

L'addition d'un pavillon à l'entrée de la conduite engendre une augmentation du débit massique limite d'environ trois fois le débit massique limite initial. Ces résultats semblent tout à fait en accord avec la littérature.

Le coefficient de perte de pression calculé entre la conduite d'entrée droite et la conduite avec un pavillon montre une diminution significative des pertes accompagnée d'une diminution de 25% de la vitesse tangentielle à l'intérieur de la conduite.

Enfin, un calcul deux phases a été mis en œuvre avec des résultats qui sont à revoir de façon à faire apparaître les tourbillons de surface. Il faut prévoir un débit plus important et une hauteur d'immersion plus faible permettant la capture d'entraînement d'air.

3.4.2 *Calculs bi phasiques*

Les simulations précédentes n'ont quasiment pas tenu compte de l'entraînement d'air. Le but de l'approche numérique utilisée ici est de trouver l'influence du niveau en amont dans le canal d'admission vers le bassin d'aspiration dans le développement des tourbillons. Peu d'articles avaient été trouvés en 2010 discutant de l'entraînement d'air. La difficulté principale était de prendre en compte l'effet de la surface libre et de la modéliser.

3.4.3 *Modèles numériques*

Les simulations ont été effectuées avec le code commercial Star CCM + V6.06.

3.4.3.1 *Physique, conditions initiales et aux limites*

La principale difficulté de ces simulations est de bien représenter le comportement de la surface libre. Dans des études antérieures [§ 3.3 et 3.4.1], des modèles monophasiques ont été testés avec une frontière type « plan de symétrie » à la surface libre.

Pour avoir un modèle de référence, des calculs avec un modèle une phase ont également été réalisés ici. Les mêmes calculs ont été effectués avec le modèle à deux phases (phases « eau » et « air ») en régime stationnaire et en régime instationnaire (figures 3.29, 3.30 et 3.31).

Pour bien appréhender l'entraînement d'air, selon les résultats expérimentaux de Mme Abir ISSA, les paramètres suivants ont été choisis comme cas de référence numérique:

- $b/D = 1,5$;
- $l/D = 1,25$;
- $h/D = 1,2$;
- $z/D = 0,3$.

Les expérimentations ont mis en évidence l'entraînement d'air dans ce cas particulier. Des essais avec une profondeur d'immersion de la conduite h , inférieure, égale à un diamètre, ont également été réalisés.

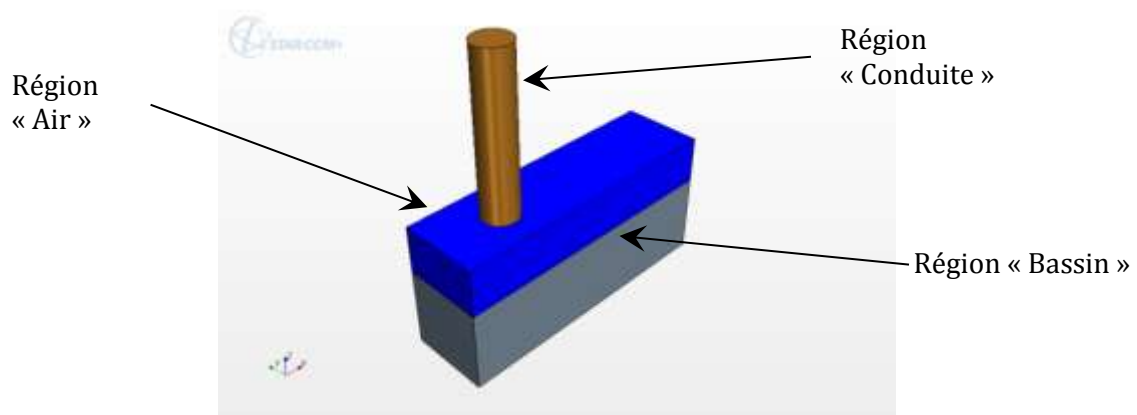


Figure 3.29 Définition du modèle et des régions

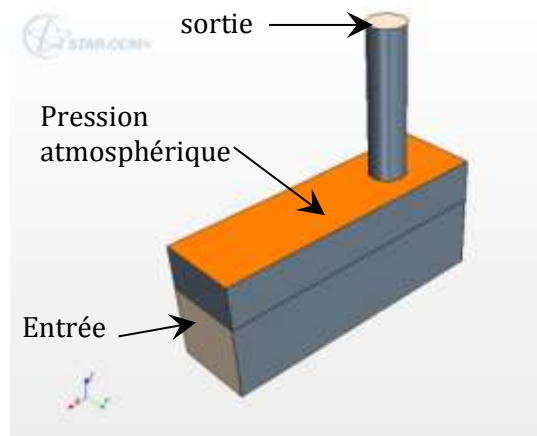


Figure 3.30 Conditions aux limites pour le modèle 2 phases

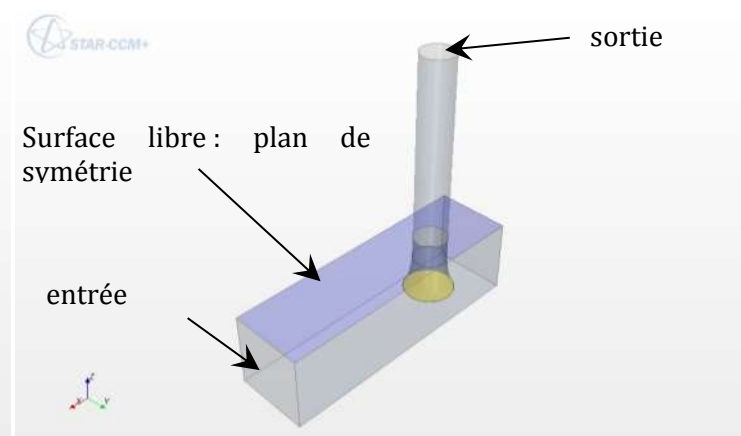


Figure 3.31 Conditions aux limites pour le modèle 1 phase

Le débit massique de référence est celui utilisé dans l'étude expérimentale. Afin de bien visualiser les tourbillons d'air, des essais numériques avec un débit massique plus élevé ont également été effectués.

Le domaine de calcul a été découpé en trois régions: la zone d'air, la zone de bassin et la zone de la conduite. Ainsi, pour la simulation du bassin, trois maillages, liés aux régions, ont été utilisés, comme on peut le voir sur les figures 3.29, 3.30 et 3.31.

La condition limite à l'entrée du réservoir est une condition de débit masse (18 et 24 kg/ s).

La condition limite à la sortie de la conduite est une condition de débit égal au débit d'entrée. Celui-ci était situé sur la face supérieure de la conduite.

La condition limite à la surface libre, utilisée pour le modèle monophasique, est une condition de symétrie. Pour le modèle à deux phases, la condition limite horizontale supérieure du volume d'air est une condition de pression absolue égale à la pression atmosphérique.

Pour le modèle monophasique, le fluide (eau) était considéré comme incompressible. Pour le modèle à deux phases, le fluide était considéré comme biphasique (air et eau), incompressible pour la phase « eau » et comme gaz idéal pour la phase « air », à une température constante de 20°C.

Les forces de pesanteur sont prises en compte dans tout le domaine étudié. L'accélération de la pesanteur a été fixée à $9,81 \text{ m/s}^2$.

Deux modèles de turbulence ont été testés: le modèle «*Realizable Two-Layer K-Epsilon*» qui combine le modèle «*Realizable K-Epsilon*» standard (RODI, 1991) avec un modèle «*Two-Layer Approach*» (SHIH, et al., 1995) et le modèle SST $k-\omega$ (SHULKA KSHIRSAGAR, 2008).

Le volume de fluide (VOF) est utilisé pour modéliser l'interaction entre les deux phases. Il s'agit d'un modèle multiphasique simple qui est bien adapté à la simulation des écoulements de plusieurs fluides sur des maillages numériques capables de résoudre l'interface entre les phases du mélange. On suppose que les deux phases partagent les mêmes champs de vitesse, de pression et de température. En conséquence, le même ensemble d'équations de base décrivant le mouvement, le transport de masse et d'énergie dans un écoulement monophasique est résolu pour un fluide équivalent dont les propriétés physiques sont calculées en fonction des propriétés physiques de ses phases constitutives et de leurs fractions volumiques. L'état initial de la fraction volumique de la phase est donné dans la figure 3.32: air pour la région de l'air (en rouge) et eau pour la région des conduites d'eau et la région du bassin d'eau (en bleu).

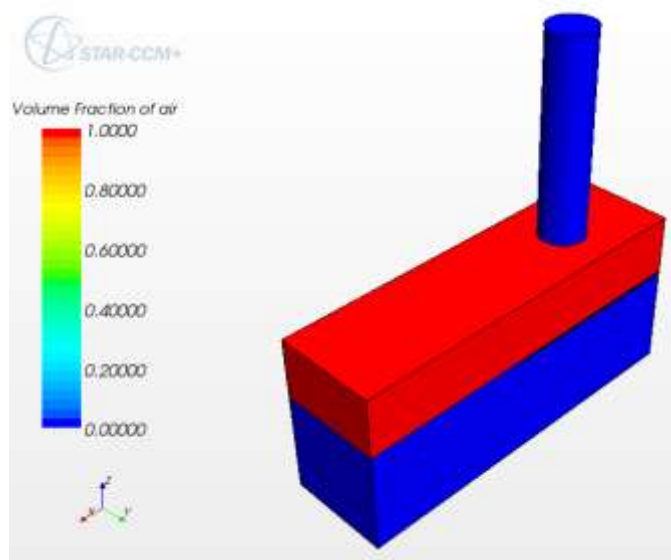


Figure 3.32 Condition initiale : fraction volumique d'air

Une solution stationnaire peut représenter la formation d'un noyau d'air mais il est bien connu que les phénomènes sont toujours transitoires. Des études numériques antérieures ont été réalisées avec un modèle à une phase, de sorte que les modèles à une phase constante ont été repris ici à titre comparatif. Ensuite, les modèles à deux phases stationnaires et instationnaires ont

été utilisés dans des différents cas. Les modèles stationnaires ont été utilisés comme conditions initiales pour les modèles instationnaires.

3.4.3.2 Maillages et simulations

Un modèle multi-domaines permet d'utiliser différentes tailles cible. Le maillage a été affiné dans la zone de la conduite et dans l'interface entre l'air et l'eau à la surface libre. Un maillage polyédrique avec des couches prismatiques aux parois est utilisé pour tous les calculs (7 couches de prisme dans le bassin et 10 dans la conduite). On utilise un taux de progression géométrique de 1,02 pour l'épaisseur des mailles prismatiques (figures 3.33 et 3.34). Tous les cas tests sont repris dans le tableau 3.4.



Figure 3.33 Maillage du modèle à une phase

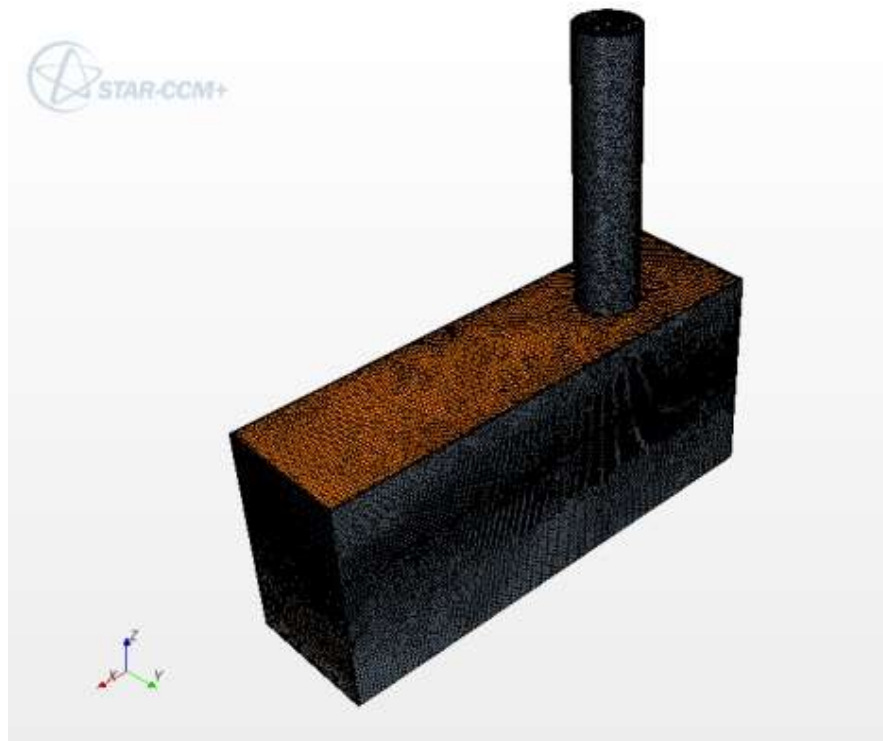


Figure 3.34 Maillage du modèle à deux phases

<i>cas</i>	<i>Modele de Turbulence</i>	<i>Nombre de Phases</i>	<i>Type de calcul</i>	<i>h/D</i>	<i>Q_m/18</i>	<i>Nombre de cellules (M_{cell})</i>	<i>Re_h</i>	<i>Re_d</i>	<i>Fr</i>	<i>We</i>
A1	k-ε	1	stationnaire	1,2	1	0.85	83 333	191 000	1,45	4108
A2	k-ε	2	stationnaire	1,2	1	1.3	83 333	191 000	1,45	4108
A3	k-ε	2	instationnaire	1,2	1	1.3	83 333	191 000	1,45	4108
B1	k-ε	1	stationnaire	1,2	1,5	0.85	125 000	286 500	2,18	6162
B2	k-ε	2	stationnaire	1,2	1,5	1.3	125 000	286 500	2,18	6162
B3	k-ε	2	instationnaire	1,2	1,5	1.3	125 000	286 500	2,18	6162
C1	k-ω	1	stationnaire	1,2	1	0.85	83 333	191 000	1,45	4108
C2	k-ω	2	stationnaire	1,2	1	1.3	83 333	191 000	1,45	4108
C3	k-ω	2	instationnaire	1,2	1	1.3	83 333	191 000	1,45	4108
D1	k-ω	1	stationnaire	1,2	1,5	0.85	125 000	286 500	2,18	6162
D2	k-ω	2	stationnaire	1,2	1,5	1.3	125 000	286 500	2,18	6162
D3	k-ω	2	instationnaire	1,2	1,5	1.3	125 000	286 500	2,18	6162
E2	k-ε	2	stationnaire	1	1	0.8	100 000	191 000	1,45	4108
E3	k-ε	2	instationnaire	1	1	0.8	100 000	191 000	1,45	4108
F2	k-ω	2	Stationnaire	1	1	0.8	100 000	191 000	1,45	4108
F3	k-ω	2	instationnaire	1	1	0.8	100 000	191 000	1,45	4108

Tableau 3.4 Cas calculés

Le cas de référence est défini pour la géométrie de référence et pour le débit massique de référence (cas Ai pour le modèle de turbulence k-ε et cas Ci pour le modèle de turbulence k-ω, tableau 3.4).

Deux paramètres d'influence ont été testés: l'influence du débit massique (cas Bi et Di) et l'influence de la hauteur d'immersion de la conduite (cas Ei et Fi).

3.4.3.3 Résultats

3.4.3.3.1 Calculs stationnaires, modèle à une phase

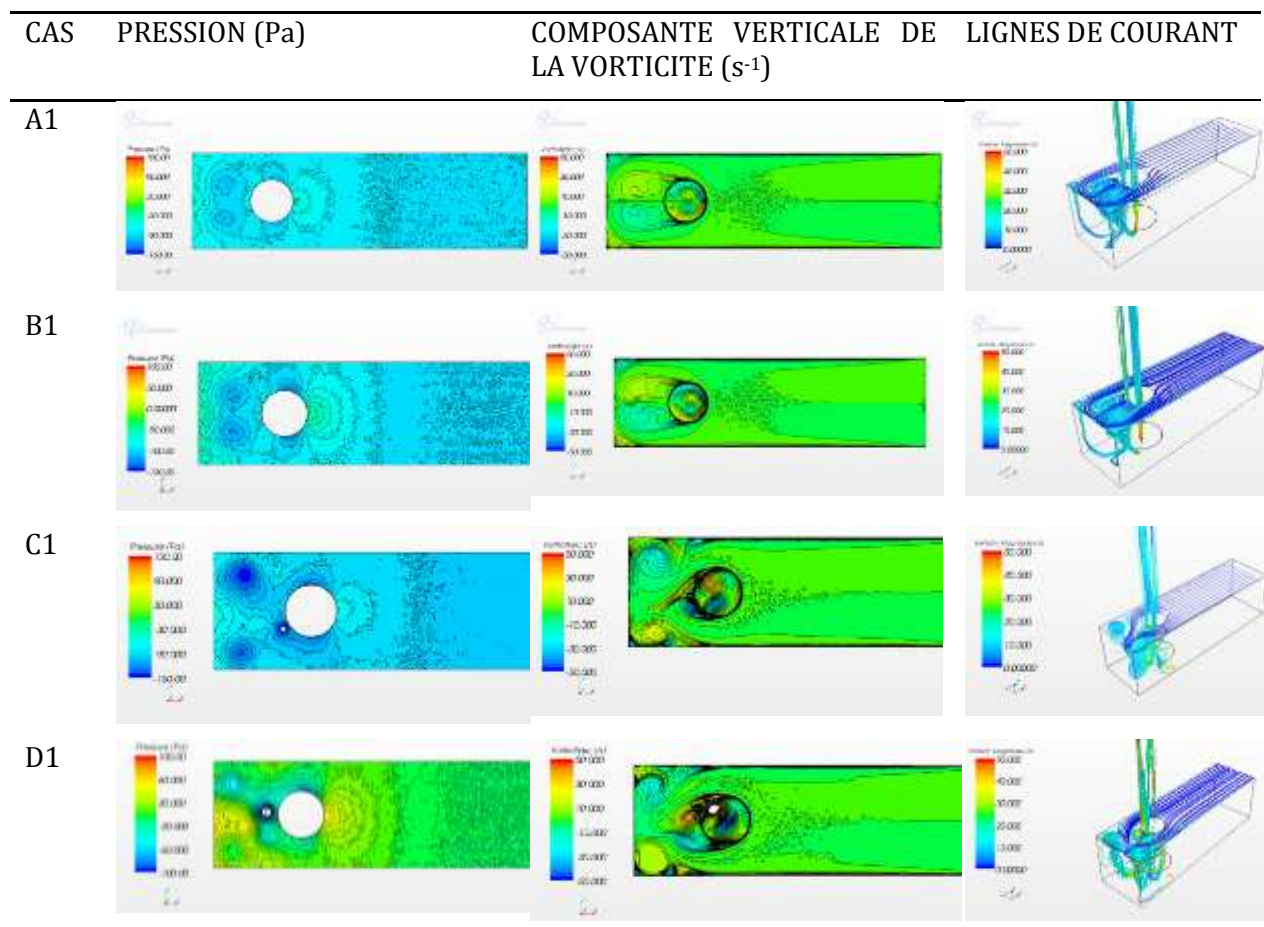


Figure 3.35 Résultats de calculs, modèles à une phase, pour un plan de coupe situé 5 mm sous la surface libre

Ces calculs ont été réalisés uniquement dans l'objectif de comparer avec les calculs du modèle à deux phases.

La présence de tourbillons de surface peut être observée par l'examen de la pression, de la composante verticale de vorticité près de la surface libre et des lignes de courant, comme on peut le voir sur la figure 3.35

Les calculs avec le modèle de turbulence k-ε (cas A1 et B1) conduisent à une très bonne convergence et à des résultats très stables. Pour les deux débits massiques, deux couples de tourbillons symétriques peuvent être observés: la première paire semble être en bonne

corrélation avec les résultats expérimentaux d'un point de vue positionnement. La seconde paire est située dans les coins arrière.

Les calculs avec le modèle de turbulence $k-\omega$ (cas C1 et D1) ont convergé difficilement. En fait, il semblerait que le code montre que la position des tourbillons soit instable et fonction du paramètre itération. On verra un peu plus loin que les tourbillons obtenus avec le modèle $k-\omega$ sont instables et dépendent du temps. Comme ces résultats sont instables, les images présentées sont instantanées (pour une itération donnée). Ces modèles ont montré aussi une paire de tourbillons quasi symétriques mais ces tourbillons sont près de la paroi arrière. Un autre tourbillon asymétrique peut être observé près de la conduite.

Pour ces calculs, seuls les résultats avec le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ sont en bon accord avec les résultats expérimentaux.

3.4.3.3.2 Modèles à deux phases

Le principal aspect de cette recherche est d'examiner les possibilités du code commercial de visualiser l'entraînement d'air ou de détecter la capacité d'identifier les tourbillons de surface libre. La visualisation de l'entraînement d'air est facile: le contour de la fraction volumique (VF) de l'air ou de l'eau peut être représenté dans différents plans de coupe comme on le verra un peu plus loin. Les tourbillons de surface libre peuvent être détectés :

- Par l'examen du champ de pression, dans un plan situé juste en dessous de l'interface,
- Par le tracé d'isovaleurs de pression près de la surface libre,
- Par le tracé des lignes de courant
- Par l'observation des noyaux d'air issus de la surface libre.

Les calculs stationnaires (A2, B2, C2, D2, E2 et F2) sont utilisés comme conditions initiales pour les calculs instationnaires (A3, B3, C3, D3, E3 et F3). Les calculs stationnaires ne convergeaient guère pour les cas A2, B2, C2 et D2. Au contraire, la convergence pour les cas E2 et F2 est de bonne qualité.

Sauf pour une faible valeur de la hauteur d'immersion (cas E3), tous les cas conduisent à des résultats instationnaires, quel que soit le modèle de turbulence.

Pour des calculs instationnaires, en considérant le temps pris par une particule pour parcourir la distance entre l'entrée du réservoir et le centre de la conduite sur une trajectoire rectiligne, comme temps caractéristique T (2,5 s pour $Q_m = 18 \text{ kg / s}$ et 1,67 s pour $Q_m = 24 \text{ kg / s}$), un temps total de 10 s a été choisi pour tous les cas. Le pas de temps choisi est de 5. 10⁻³ s.

Les calculs instationnaires conduisent à de meilleures convergences que les calculs stationnaires (résidus inférieurs à 1e-5) pour les deux modèles de turbulence. Les deux modèles de turbulence donnent des résultats instationnaires et instables, à l'exception du cas E3, comme on peut le voir sur les figures 3.36, 3.37 et 3.38.

Pour la géométrie de référence et le débit massique de référence (cas A3 et C3), les calculs avec le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ (A3) ne conduisent pas réellement à l'entraînement d'air. Pour le modèle de turbulence $k-\omega$, l'examen de la fraction volumique de l'air à 5 mm sous le niveau de la surface libre (figure 3.36) indique la naissance de tourbillons mais l'entraînement d'air n'a pas été repéré. L'examen de la vorticité Z dans le même plan et l'examen des courbes de courant confirment cette tendance. Mais les lignes de courant d'air ne mettent pas en évidence les occurrences des noyaux d'air.

Pour la géométrie de référence, mais avec un débit massique plus élevé (1,5 * débit massique initial, cas B3 et D3), le modèle $k-\varepsilon$ ne montre pas vraiment d'entraînement d'air par l'examen de la fraction volumique de l'air (figure 3.36). Cependant, les lignes de courant provenant du centre des

tourbillons de surface libre pointent l'aspiration d'air (Figures 3.39 et 3.40). Cette aspiration d'air peut être caractérisée par la forte intensité des tourbillons comme on peut le voir sur la figure 3.39. Malheureusement, l'examen des contours d'iso-pression à la surface ne va pas en ce sens.

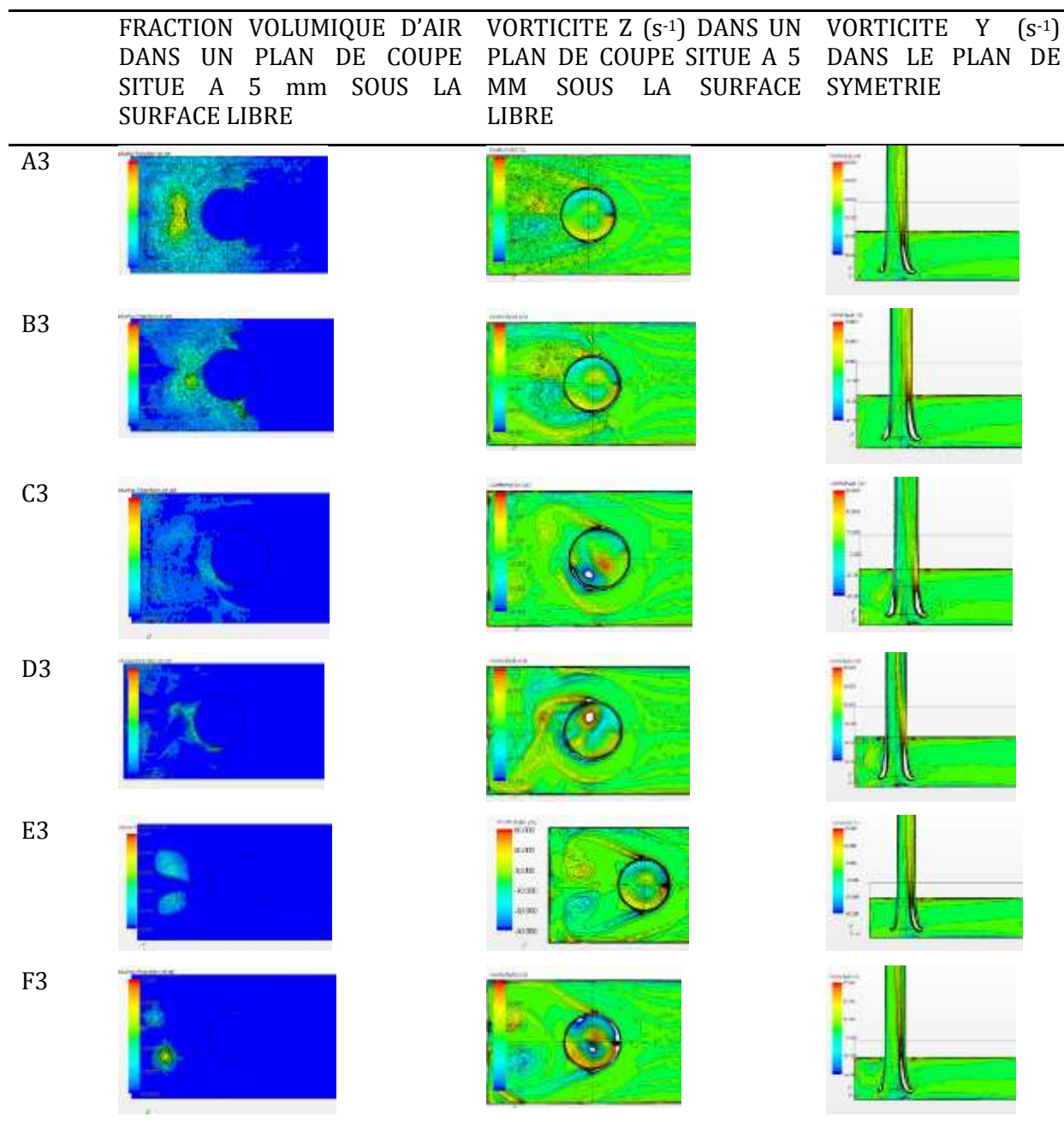


Figure 3.36 Résultats pour le modèle à deux phases au temps $t=6$ s

Le modèle de turbulence $k-\omega$ met en évidence l'entraînement d'air comme on peut l'observer sur les figures 3.37, 3.40 et 3.41. La figure 3.41 représente le noyau d'air. Sur la figure 3.46, la naissance du noyau d'air peut être détectée par le tracé des contours de pression. Enfin, la figure 3.37 montre l'état d'instantanéité du tourbillon. Le plan de coupe, dans lequel l'entraînement d'air peut être observé, permet de détecter l'emplacement d'une partie du tourbillon. Tous les indicateurs d'entraînement d'air sont en bon accord. L'amplitude du noyau d'air est plus grande dans le cas du modèle de turbulence $k-\omega$ ($75s^{-1}$ pour environ $30 s^{-1}$ dans le cas du modèle de turbulence $k-\varepsilon$).

Ainsi, l'augmentation du débit massique augmente la probabilité d'entraînement de l'air comme cela a été démontré par les deux modèles de turbulence. En outre, le comportement des tourbillons dans le bassin est très instable, instationnaire et intermittent. Cette conclusion n'a pas été observée lors des résultats expérimentaux de Mme Abir ISSA mais a déjà été publiée par d'autres auteurs (NAKATO, 1990).

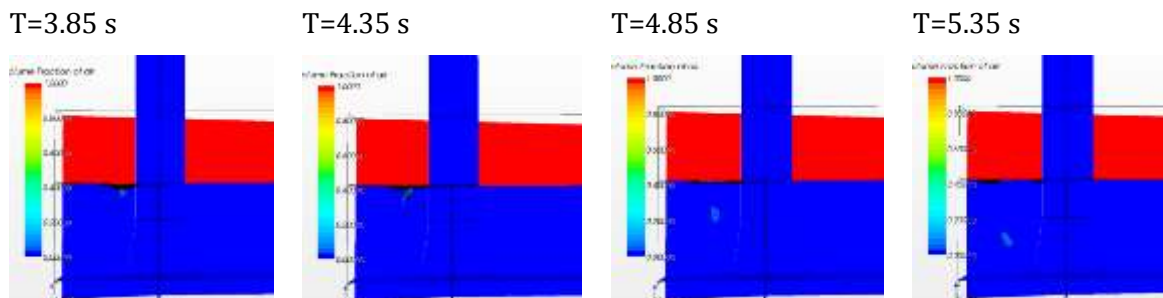


Figure 3.37 Modèle à deux phases : observation de l'entraînement d'air pour le cas D3 (modèle de turbulence $k-\omega$, $Q_m=24$ kg/s)

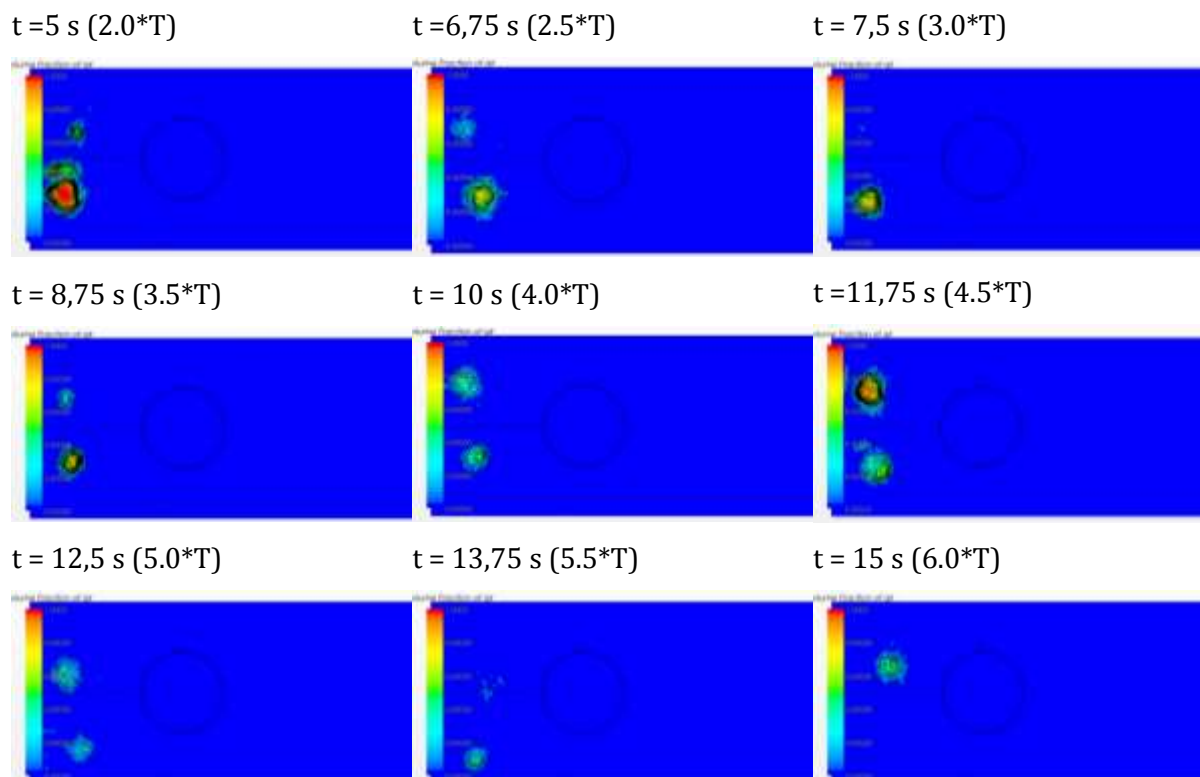


Figure 3.38 Modèle à deux phases, fraction de volume d'air dans un plan situé à 5 mm sous la surface libre, cas F3 (modèle de turbulence $k-\omega$)

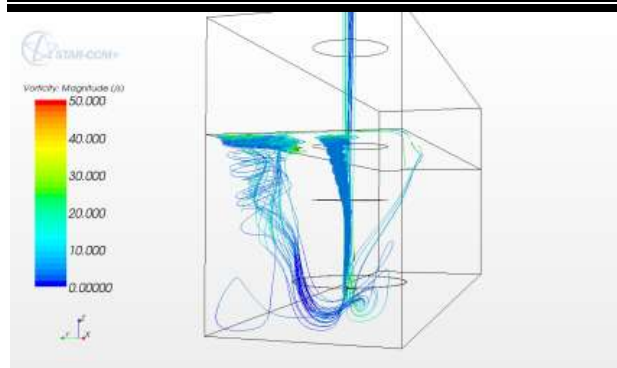


Figure 3.39 Aspiration d'air, cas B3, géométrie de référence, modèle de turbulence $k-\epsilon$, $Q_m=24$ kg/s, $t=10$ s

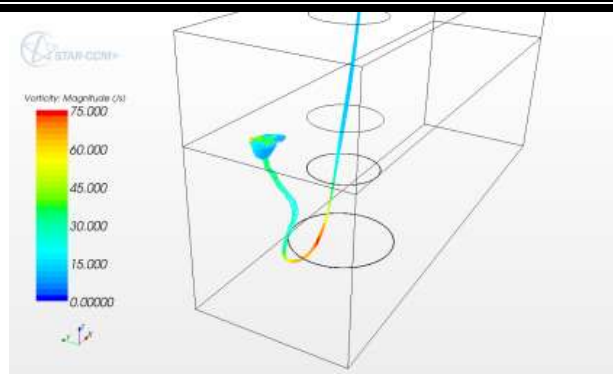


Figure 3.40 Aspiration d'air, case D3, géométrie de référence, modèle de turbulence $k-\omega$, $Q_m=24$ kg/s, $t = 5.35$ s

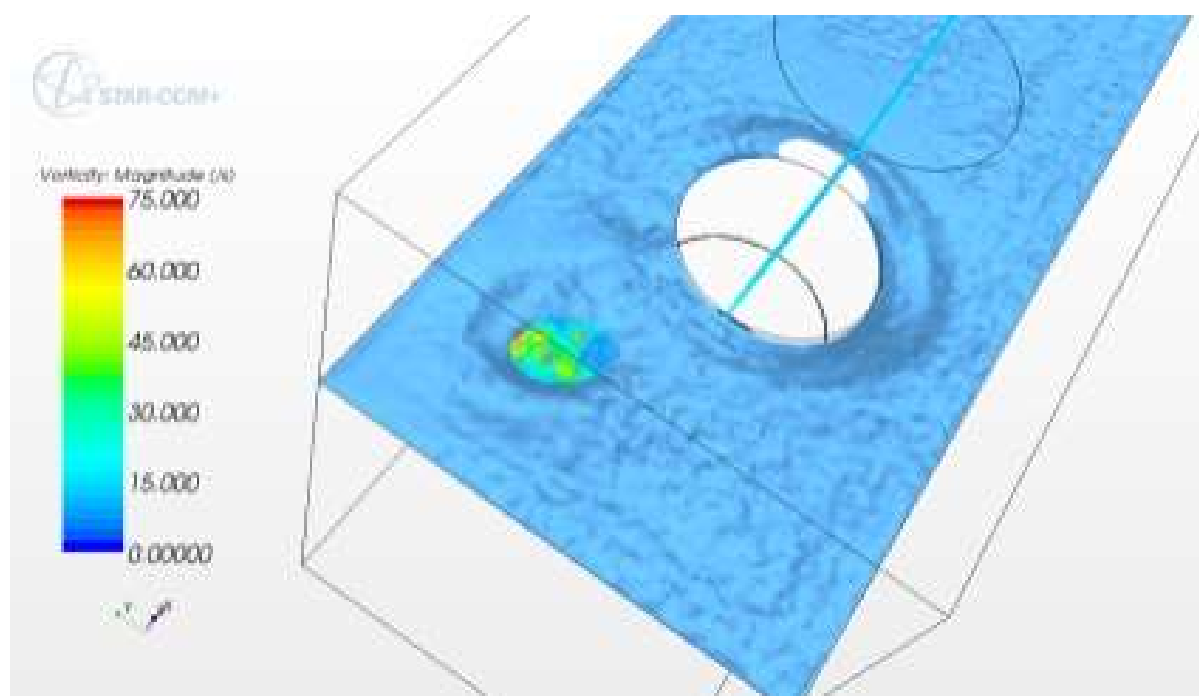


Figure 3.41 iso contours de vorticité, cas D3, géométrie de référence, modèle de turbulence $k-\omega$, $Q_m=24$ kg/s, $t=5.35$ s

Le temps choisi pour observer le phénomène semble être trop petit: ces premiers résultats ont montré que l'écoulement est fortement instationnaire et qu'aucune périodicité réelle n'apparaît. Pour les derniers cas, le temps d'observation a été porté à 15 s. Pour une hauteur d'immersion plus faible et le débit massique de référence, les deux modèles permettent de détecter l'entraînement d'air. Contrairement aux résultats des cas précédents, le modèle de turbulence $k-\epsilon$ conduit à des résultats symétriques qui sont en bon accord avec les résultats expérimentaux de Mme Abir ISSA (figures 3.42 à 3.44). Le modèle de turbulence $k-\omega$ (figures 3.45 à 3.47) donne des résultats asymétriques et instationnaires comme on a pu le voir sur la figure 3.38. Pendant les cinq premières secondes, les deux modèles de turbulence semblent donner des résultats équivalents. Ensuite, le modèle de turbulence $k-\omega$ conduit à des résultats intermittents. L'amplitude de l'un des deux noyaux d'air augmente à mesure que l'amplitude de l'autre diminue, mais ce phénomène ne semble pas être périodique. L'entraînement d'air potentiel est détecté par la visualisation des noyaux d'air, du tracé de contour de pression et des lignes de courant issues de la surface libre. La

fraction volumique de l'air ne permet pas cette observation, probablement due à la position mouvante et instationnaire des noyaux d'air.

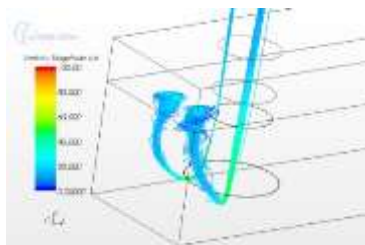


Figure 3.42 Noyaux d'air (modèle de turbulence $k-\epsilon$, $t=15$ s)

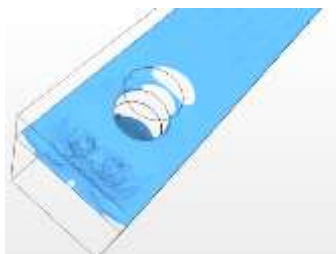


Figure 3.43 Contours de pression (modèle de turbulence $k-\epsilon$, $t=15$ s)

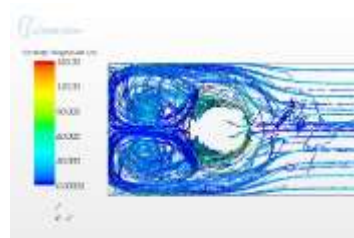


Figure 3.44 Lignes de courant issues de la surface libre (modèle de turbulence $k-\epsilon$, $t=15$ s)

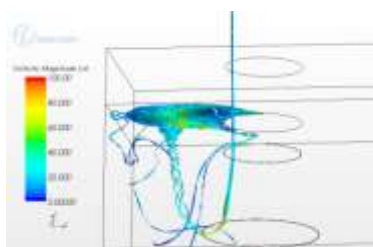


Figure 3.45 Noyaux d'air $k-\omega$ (modèle de turbulence $k-\omega$, $t=15$ s)

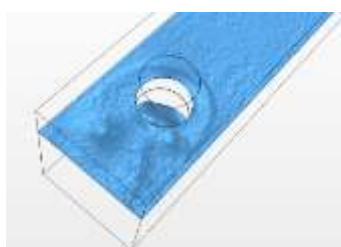


Figure 3.46 Contours de pression (modèle de turbulence $k-\omega$, $t=15$ s)

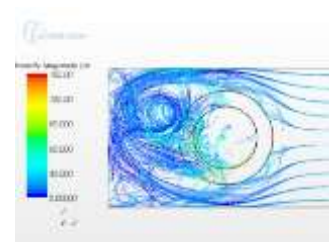


Figure 3.47 Lignes de courant issues de la surface libre (modèle de turbulence $k-\omega$, $t=15$ s)

3.4.3.4 Conclusion de cette deuxième étude

La présente étude a montré la capacité d'un code commercial à prédire le comportement d'un écoulement à deux phases à l'intérieur d'un bassin d'alimentation de pompe en bon accord avec les études expérimentales.

Cette étude permet d'établir quelques règles qui doivent être appliquées concernant la capacité du code Star CCM + à prédire l'entraînement d'air dans un bassin d'alimentation de pompe et qui sont explicitées ci-après.

Tous les résultats, à l'exception d'un seul, montrent que l'écoulement est hautement instationnaire, instable et intermittent, quel que soit le modèle de turbulence utilisé.

Le modèle à deux phases permet d'observer l'écoulement dans le bassin en tenant compte de l'influence réelle de la surface libre. La visualisation de l'entraînement d'air est facilitée par l'utilisation de la fraction volumique de l'air ou de l'eau. Mais ce paramètre ne peut être capté que dans des plans de coupe prédéfinis. La grande difficulté est la position instable du noyau d'air rendant le choix des plans de coupe difficile.

Les résultats de calculs numériques instationnaires montrent également que la force des deux tourbillons n'est pas égale et varie au cours du temps. L'intensité d'un tourbillon augmente pendant que celle du second diminue. Ce phénomène pourrait avoir une fréquence spécifique basée sur la vitesse moyenne du courant et sur le diamètre de la conduite. Cette affirmation reste, bien entendu à vérifier dans les travaux futurs.

L'entraînement potentiel d'air commence pour une hauteur d'immersion égale à $1,2D$, pour le cas de référence, pour le débit massique de référence, pour le modèle de turbulence $k-\omega$.

En conclusion de cette partie, il faut insister sur les recommandations pour de telles géométries: un calcul, pour ces conditions, doit être diphasique, instationnaire et un modèle $K-\omega$ nécessaire pour capter les bons phénomènes. La fréquence des instabilités est très variable. M. Bois a pu observer, lors d'une de ses visites en chine, une expérience similaire à celle de Patel. Il faut parfois attendre 15 minutes pour observer l'apparition d'un tourbillon qui disparaît en quelques secondes. Mme Abir ISSA n'avait pas observé ce type de phénomènes instables, mais peut-être n'avait-elle pas attendu suffisamment longtemps lors de ses expériences.

3.5 Conclusion

Mes derniers calculs datent de 2012.

J'ai eu l'occasion de « reviewer » un papier sur le sujet : « Numerical simulation of air entrainment and suppression in pump sump », Qian, Zhongdong; Wu, Pengfei; Guo, Zhiwei; Huai, Wenxin proposé au journal « Engineering computations », en mars 2016. Finalement, ce papier a été publié dans le journal « **SCIENCE CHINA** Technological Sciences » (ZHONG, et al., 2016). « Le but de cet article est d'étudier la dynamique des systèmes d'entraînement et de suppression d'air dans un bassin de pompe. Quatre modèles de turbulence différents (modèle $k-\varepsilon$ standard, modèle $k-\varepsilon$ réalisable, modèle $k-\varepsilon$ RNG et modèle $k-\omega$ SST) sont utilisés pour simuler l'écoulement turbulent instable tridimensionnel dans un bassin de pompe. Les processus dynamiques d'entraînement d'air sont simulés dans des conditions de décharge relativement élevée et de faible submersion. Le mécanisme d'entraînement d'air est discuté en détail. Ensuite, des moyens de suppression pour l'entraînement d'air sont adoptés en plaçant une plaque circulaire sur le tuyau d'admission à trois hauteurs différentes. La position et la structure des tourbillons de surface libre, des tourbillons fixés aux parois latérales, des tourbillons fixés au mur arrière et des tourbillons fixés au plancher calculés par le modèle de turbulence SST concordent bien avec les données expérimentales. Les deux principaux contributeurs pour l'entraînement d'air sont la différence de pression et la résistance au vortex. En plaçant une plaque circulaire au milieu du tuyau d'admission sous l'eau, l'entraînement d'air est supprimé parce que la résistance au vortex est réduite. Le mécanisme d'entraînement d'air et ses schémas de suppression dans un puisard de pompe sont révélés et analysés ». Ce papier confirme les résultats que j'ai pu observer en 2012.

3.1 Bibliographie

ANVAR HO et AMPHLETT MB Vortices at vertically in vertex intake [Revue] // Journal of Hydraulic Research. - 1980. - 2 : Vol. 18. - pp. 123-134.

ANVAR HO Formation of a weak vortex [Revue] = J. Hydr. Res. // Journal of Hydraulic research. - 1966. - 1 : Vol. 4. - pp. 1-16.

CONSTANTINEASCU G. et PATEL VC Numerical model for simulation of pump intake flow and vortices [Revue] // Journal of hydraulic Engineering, div ASCE. - Iowa : [s.n.], 1998. - Vol. 124. - pp. 123-134.

CONSTANTINEASCU GS et PATEL VC Role of turbulence model in prediction of pump-bay vortices [Revue] // Journal of Hydraulic Research, div ASCE. - 2000. - 5 : Vol. 126. - pp. 123-134.

DAGGETT LL et KEULEGAN GH Similitude Conditions in free surface tourbillon formation [Revue] // Journal of Hydraulic Research, div ASCE. - 1972. - 11 : Vol. 100. - pp. 1565-1580.

ETTEMA R et NAKATO T Hydraulic-model study of the circulation-water and essential-service-water pump-intake structures [Rapport] : korea electric power corporation yonggwag station, units 3 and 4 ihr limited distribution rep. no.33. - Iowa : [s.n.], 1990.

ISSA A Etudes hydrauliques de l'influence des geometries des bassins sur l'alimentation des pompes // ph. d thesis arts et metiers paristech ecole doctorale.. - 2009.

LUCINO C et GONZALO DUR SL Tourbillon detection in pump sumps by means of cfd [Conférence] // xxiv latin american congress on hydraulics. - Punta del este : [s.n.], 2010.

MATSUI J, KAMEMOTO K et OKAMURA T CFD benchmrak and a model experiment on the flow in pump sump [Conférence] // 23th IAHR symposium. - Yokohama : [s.n.], 2006. - Vol. 110.

NAKATO T A hydraulic-model study of the circulation-water pump-intake structure [Rapport] : laguna verde nuclear power station, unit. 1, commission federal de electricidad. iahr rep. no.330., - Iowa : [s.n.], 1989.

NAKATO T A hydraulic-model study of the proposed pump-intake and discharge flume crystal river cooling-tower [Rapport] : project iahr rep. no.339. - 1990.

NAKATO T Hydraulic-laboratory model studies of the circulation-water pump-intake structure [Rapport] : florida power corporation, crystal river. units 4 and 5 iahr rep. no.320., - Iowa : [s.n.], 1988.

NAKATO T Improvement of pump-approach flows a hydraulic model study of union electric's meramec plane circulating-water pump intakes [Rapport] : iahr rep. no 348. - Iowa : [s.n.], 1991.

QIAN ZhongDong [et al.] Numerical simulation of air entrainment and suppression in pump sump [Revue] // Science China Technological Sciences. - [s.l.] : Springer verlag, november 2016. - Vol. 59. - pp. 1847-1855.

RODI W Experience with two-layer models combining the k-e model with a one-equation model near the wall [Conférence] // 29th aerospace sciences meeting / éd. AIAA. - Reno : [s.n.], 1991.

SHIH [et al.] A new k-ε eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows [Revue] // Computers and fluid. - 1995. - 3 : Vol. 24. - pp. 227-238.

SHULKA KSHIRSAGAR JT numerical prediction of air entrainment in pump intakes [Conférence] // proc. of the24th int. pump users symp.. - 2008. - pp. 29-33.

TAGOMORI M et GOTOCH M Flow patterns and vortices in pump-sumps [Conférence] // Int Symp on Large Hydr Machinery. - Beijing : [s.n.], 1989. - pp. 13-22.

TAKATA I [et al.] Large eddy simulation of unsteady turbulent swirl flow in a pump intake [Conférence] // Proc Inst Computational Fluid Dyn.. - New-York : Elsevier Applied Science,, 1992. - pp. 225-261.

ZHONG Dong Qian, PENG Fei Wu, ZHI,Wei Guo et WEN Xin Huai Numerical simulation of air entrainment and suppression in pump sump [Revue] // Science China Technological Sciences . - november 2016. - 12 : Vol. 59. - pp. 1847-1855.

Figure 3.1 Géométrie du bassin.....	19
Figure 3.2 Rota-mètre.....	19
Figure 3.3 Un tourbillon.....	20
Figure 3.4 Deux tourbillons symétriques	20
Figure 3.5 Géométrie du bassin.....	21
Figure 3.6 Maillage structuré avec 592 042 cellules.....	21
Figure 3.7 conditions aux limites.....	22
Figure 3.8 Profil de vitesses dans le plan de la surface libre à $x=3.5d$	23
Figure 3.9 Profil de vitesses dans le plan médian vertical à $x=3.5d$	23
Figure 3.10 Profil de vitesses dans le plan de la surface libre à $x=3.5d$	24
Figure 3.11 Profil de vitesses dans le plan médian vertical à $x=3.5d$	24
Figure 3.12 Caractéristiques du pavillon.....	25
Figure 3.13 Cas d, modèle à deux phases.....	25
Figure 3.14 Maillage structuré, cas a.....	26
Figure 3.15 Maillage non structuré, cas b.....	27
Figure 3.16 Maillage non structuré, cas c.....	27
Figure 3.17 Maillage non structuré, cas d.....	27
Figure 3.18 Streamlines Cas a1 : $k-\epsilon$	29
Figure 3.19 Streamlines Cas a2 : $k-\omega$	29
Figure 3.20 Streamlines Cas a3 : $k-\epsilon$	29
Figure 3.21 Streamlines Cas a4 : $k-\omega$	29
Figure 3.22 Composante suivant x de la vorticité ($k-\epsilon$).....	29
Figure 3.23 Composante suivant y de la vorticité ($k-\epsilon$).....	29
Figure 3.24 Résultats : vitesse tangentielle, hélicité, amplitude vorticité au droit de la surface libre dans le cas sans pavillon.....	30
Figure 3.25 Résultats : vitesse tangentielle, hélicité, amplitude de vorticité au droit de la surface libre dans le cas sans pavillon	31
Figure 3.26 Coefficient de chute de pression entre l'extérieur et l'intérieur de la conduite au droit de la surface libre en fonction du débit (kg/s).....	32
Figure 3.27 Evolution des résidus, case c2	32
Figure 3.28 Evolution des résidus, case d.....	32
Figure 3.29 Définition du modèle et des régions	34
Figure 3.30 Conditions aux limites pour le modèle 2 phases.....	34
Figure 3.31 Conditions aux limites pour le modèle 1 phase.....	34
Figure 3.32 Condition initiale : fraction volumique d'air.....	35
Figure 3.33 Maillage du modèle à une phase.....	36
Figure 3.34 Maillage du modèle à deux phases.....	37
Figure 3.35 Résultats de calculs, modèles à une phase, pour un plan de coupe situé 5 mm sous la surface libre	38
Figure 3.36 Résultats pour le modèle à deux phases au temps $t=6$ s.....	40
Figure 3.37 Modèle à deux phases : observation de l'entraînement d'air pour le cas D3 (modèle de turbulence $k-\omega$, $Q_m=24$ kg/s).....	41
Figure 3.38 Modèle à deux phases, fraction de volume d'air dans un plan situé à 5 mm sous la surface libre, cas F3 (modèle de turbulence $k-\omega$)	41
Figure 3.39 Aspiration d'air, cas B3, géométrie de référence, modèle de turbulence $k-\epsilon$, $Q_m=24$ kg/s, $t=10$ s.....	42
Figure 3.40 Aspiration d'air, case D3, géométrie de référence, modèle de turbulence $k-\omega$, $Q_m=24$ kg/s, $t = 5.35$ s	42
Figure 3.41 iso contours de vorticité, cas D3, géométrie de référence, modèle de turbulence $k-\omega$, $Q_m=24$ kg/s, $t=5.35$ s	42
Figure 3.42 Noyaux d'air (modèle de turbulence $k-\epsilon$, $t=15$ s).....	43
Figure 3.43 Contours de pression (modèle de turbulence $k-\epsilon$, $t=15$ s).....	43
Figure 3.44 Lignes de courant issues de la surface libre (modèle de turbulence $k-\epsilon$, $t=15$ s)	43

Figure 3.45 Noyaux d'air $k-\omega$ (modèle de turbulence $k-\omega$, $t=15$ s).....	43
Figure 3.46 Contours de pression (modèle de turbulence $k-\omega$, $t=15$ s)	43
Figure 3.47 Lignes de courant issues de la surface libre (modèle de turbulence $k-\omega$, $t=15$ s).....	43
Tableau 3.1 Paramètres expérimentaux.....	19
Tableau 3.2 Paramètres de calculs de Mme ISSA avec $Re=28\ 600$, $We=115$	21
Tableau 3.3 Liste des cas testés.....	28
Tableau 3.4 Cas calculés	37

4 EOLIENNES URBAINES

4.1 Nomenclature

C_D	Coefficient de traînée	$C_D = D / (\rho S v^2 / 2)$	(-)
C_L	Coefficient de portance	$C_p = L / (\rho S v^2 / 2)$	(-)
C_p	Coefficient de performance	$C_p = P_{eff} / (\rho S v^3 / 2)$	(-)
D	Diamètre de la zone turbine		(m)
D	Force de tainée		(N)
f	Fréquence		(Hz)
f^*	Fréquence adimensionnelle		(-)
f_z	Fréquence de passage des aubes		(Hz)
L	Longueur de la corde d'une aube		(m)
L	Force de portance (lift)		(N)
M	Point sur la pale		(m)
P_{eff}	Puissance effective		(W)
O	Centre de rotation de l'éolienne		(-)
G_i	Centre de rotation de la pale i		(-)
r_2	Position d'un point M de l'aube par rapport à l'axe de rotation G_i		(m)
R	Rayon de l'axe des aubes		(m)
R_e	Nombre de Reynolds	$R_e = V_0 L / \nu$	(-)
S	Surface balayée		(m ²)
V_0	Vitesse du vent		(m/s)
Z	Nombre d'aube		(-)
α	Angle de calage		(degrés)
λ	Rapport adimensionnel de vitesses	$\lambda = (\omega_1 R) / V_0$	(-)
ρ	Masse volumique de l'air		(kg/m ³)
θ_{1i}	Angle azimutal de l'aube i		(degrés ou rad)
θ_{2i}	Angle de rotation de l'aube i par rapport à son axe de rotation		(rad)
ω_1	Vitesse angulaire de la turbine		(rad/s)
ω_2	Vitesse angulaire des aubes	$\omega_2 = -\omega_1 / 2$	(rad/s)

4.2 Introduction

Comme l'indique leur nom, les éoliennes transforment l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique. Ces cinquante dernières années ont vu un développement important de leur évolution et de leur conception dans le cadre des énergies renouvelables. Les travaux présentés ici ont été initiés, en 2009, dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire de Mécanique de Lille et une start-up régionale WINDISPLAY. Cette jeune entreprise est à l'origine de la conception d'une éolienne à voilure tournante de petites dimensions (2,3 m de diamètre et 2m de hauteur), support d'affichage publicitaire original (figure 4.1). L'intérêt de ce type de support était de fournir un éclairage « gratuit », d'origine éolienne, au support publicitaire.

Le but de la présente étude est d'analyser les performances locales et globales et de montrer l'intérêt d'une telle éolienne dans des domaines d'application plus larges que la publicité. Elle a été réalisée principalement entre 2008 et 2013. Un certain nombre d'études complémentaires ont été menées en vue de caractériser plus précisément les écoulements et les conséquences aéro-acoustiques de ces écoulements. Ce chapitre présente une synthèse de ces résultats.

L'originalité de cette turbine est la rotation de chaque pale autour de son axe, qui permet une surface d'affichage deux fois plus grande, mais qui améliore également ses performances. La présente étude concerne cette petite éolienne urbaine à axe vertical dans laquelle chaque pale combine deux rotations: une rotation autour de son axe propre et une rotation autour de l'axe de la turbine. De par la combinaison des mouvements, l'écoulement autour de cette éolienne est fortement instationnaire et nécessite une modélisation adaptée, en particulier pour tenir compte des calages initiaux des pales.



Figure 4.1 Eolienne Windisplay

L'objectif du présent chapitre est la présentation des travaux réalisés sur cette petite éolienne (de l'ordre de 1,5 kW pour un diamètre de 2.3 m et une hauteur de 2 m, ainsi qu'une synthèse des travaux qui ont contribué à sa caractérisation :

- Sa modélisation,
- L'analyse
 - o d'un certain nombre de résultats locaux tels que des cartes instantanées de vitesses ou des contours de pression,
 - o et des résultats plus globaux tels que des forces sur les pales, des couples ou des coefficients de performance.

4.3 Un peu d'histoire

Les éoliennes peuvent être classées en deux grandes familles [(LE GOURIERES, 2008), (HAU, 2000), (LECONTE P., 2001), (MALCOM, 2003), (MARTIN, 1987)] :

- Les turbines à axe horizontal (HAWVTs),
- Les turbines à axe vertical (VAWTs) .

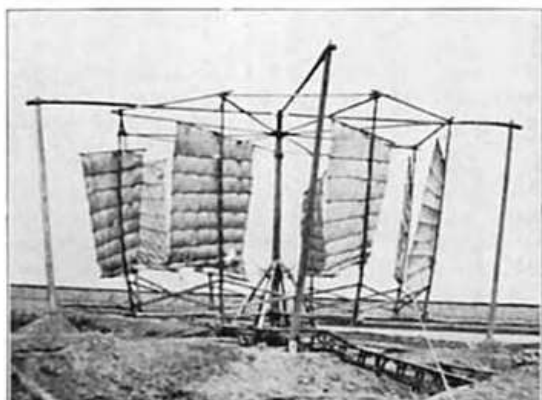


Figure 4.2 Turbine à axe vertical [(KING, 2004)]



Figure 4.3 Turbine à axe vertical DARRIEUS H [economie.com]

Je ne détaillerai pas ici l'historique des éoliennes à axe horizontal qui font l'objet de nombreuses recherches mais sur lesquelles je n'ai pas travaillé. Je m'intéresserai plus particulièrement aux éoliennes à axe transverse, vertical et à mouvement complexe.

Les éoliennes à axe vertical présentent plusieurs avantages par rapport aux machines à axe horizontal qui les rendent plus adaptées aux vents turbulents. Cependant, en raison de la complexité de l'aérodynamisme de l'écoulement autour de l'éolienne, la littérature sur le sujet est très limitée aux recherches concernant les performances dans un champ de vitesse uniforme.

Un chiffre clé à retenir est la puissance développée par les parcs éoliens actuels composés de grandes éoliennes : elle est de 2-3 W par mètre carré d'encombrement au sol. Donc, même si je ne parle ici que de petites éoliennes, l'objectif est d'atteindre un chiffre identique aux grandes éoliennes avec l'avantage de machines plus silencieuses et moins « polluantes », acoustiquement parlant.

L'origine connue des turbines à axe vertical est Georges DARRIEUS qui a déposé un brevet en 1929, brevet qui couvre l'ensemble de toutes les éoliennes à axe vertical (DARRIEUS, 1931). Toutefois les premiers moulins à vent sont apparus il y a plus d'un millénaire en Chine et en Perse, bien avant la découverte de l'électricité. Ces moulins servaient à pomper l'eau, à moudre le grain, à scier du bois... Les premiers modèles étaient constitués d'une voile fixée à un axe vertical comme on peut le voir sur la photo en figure 4.2, prise au début du XXème siècle (F.H. KING [2004]). De nos jours

(figure 4.3), le terme «éolienne DARRIEUS » est parfois restreint aux éoliennes à pales courbées alors que le brevet couvre l'ensemble de toutes les éoliennes à axe vertical [(MALCOM, 2003)].

La conversion d'énergie cinétique du vent, réalisée par les éoliennes, se fait par l'intermédiaire des forces aérodynamiques qui s'exercent sur la pale, principe analogue à l'aérodynamique autour des ailes d'un avion. Les grandeurs primaires qui affectent la performance aérodynamique de l'éolienne H-Darrieus sont le rayon du rotor, le nombre de pales, la longueur de la corde, la hauteur de la pale, le rapport de vitesses adimensionnel λ et l'angle d'incidence, entre la vitesse du vent et la vitesse relative de l'aube. Au fur et à mesure que l'air circule sur le profil aérodynamique, il exerce une force qui peut être décomposée en force de traînée (D), parallèle au vent, et en force de portance (L), perpendiculaire au vent. Pour la plupart des profils d'aile, la portance augmente avec l'angle d'incidence jusqu'à ce qu'un angle d'attaque critique soit atteint, comme on peut le voir sur la figure 4.4 pour le coefficient de portance. Cette condition critique est qualifiée de décrochage. Une fois que ce point critique est atteint, la portance diminue avec l'augmentation de l'angle d'incidence, ce qui peut entraver de manière significative la performance aérodynamique de l'éolienne. Pour des performances aérodynamiques optimales, les décrochages doivent être évités ou minimisés.

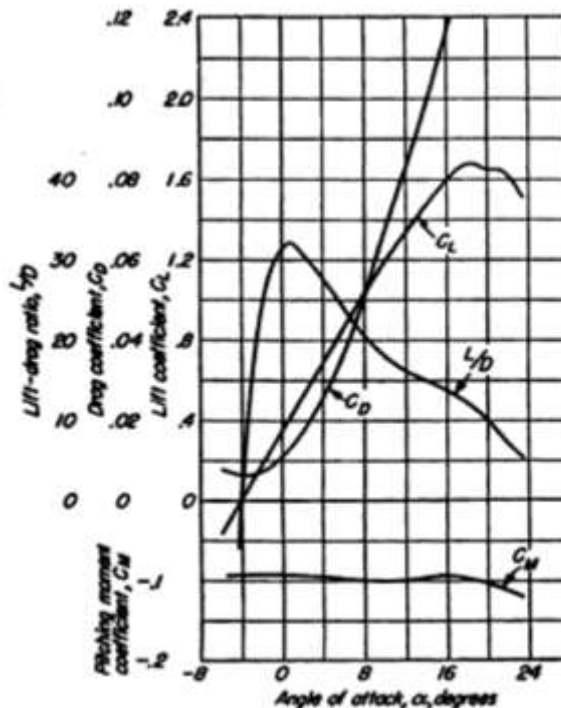


Figure 4.4 exemple de courbes caractéristiques d'un profil de pale (ABBOTT, et al., 1949)

Une distinction est faite entre les éoliennes à axe vertical qui fonctionnent en utilisant la force de traînée du vent sur son rotor et celles qui utilisent des forces de portance pour générer un couple. Les dispositifs de type « trainée » utilisent une forme de pale qui a un coefficient de traînée plus élevé sur l'aube menante (face au vent) que sur l'aube retour (derrière l'aube menante par rapport à la direction du vent), car c'est la traînée différentielle qui provoque la rotation de l'éolienne (figure 4.5). Un couple net est ainsi généré. Des exemples de turbines de type trainée sont l'anémomètre à godets et la turbine SAVONIUS. Les turbines SAVONIUS bien conçues génèrent un couple élevé à faible vitesse de rotation. La vitesse du rotor est principalement limitée car les aubes contre le vent ne peuvent jamais se déplacer plus vite que le vent.

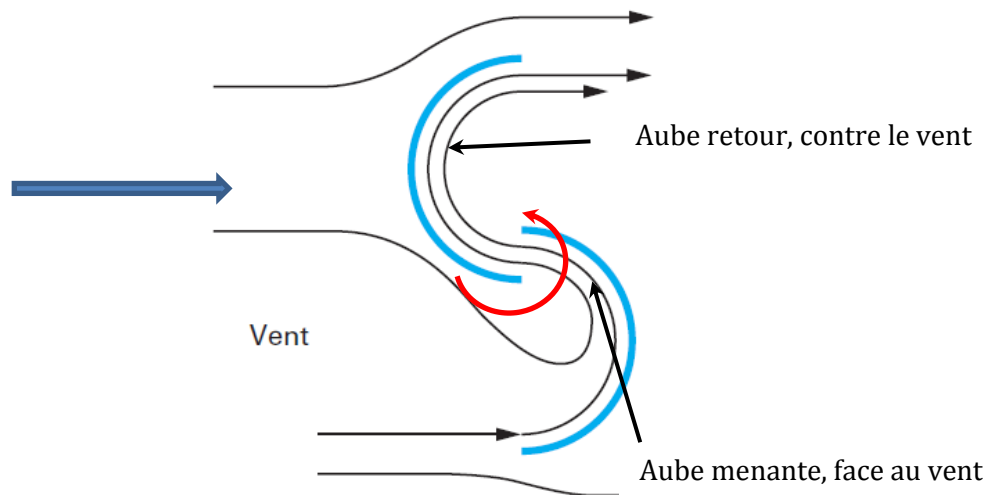


Figure 4.5 Principe de fonctionnement d'une éolienne Savonius (RAPIN, et al., 2017)

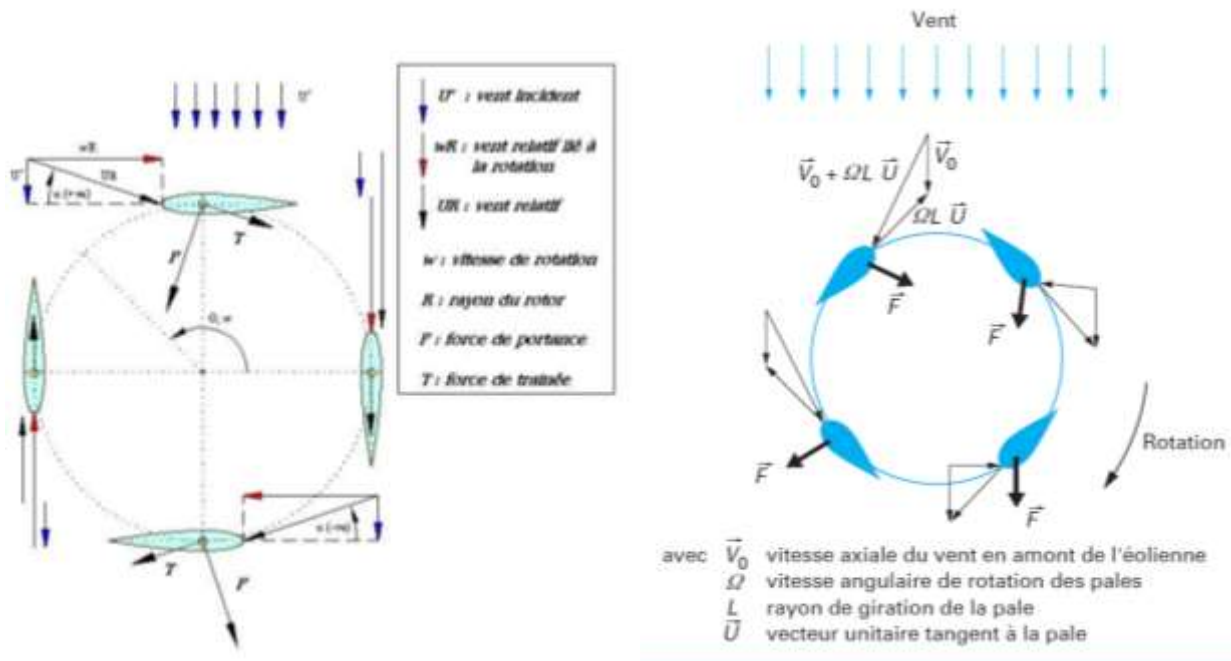


Figure 4.6 Principe de fonctionnement de l'éolienne Darrieus (RAPIN, et al., 2017)

Les éoliennes DARRIEUS fonctionnent grâce aux deux types de forces : les forces de trainée et les forces de portance. Au cours de la rotation, l'angle d'incidence varie et le profil est donc soumis à des forces d'intensité et de directions variables comme on peut le voir sur la figure 4.6. Cela est lié à la vitesse relative du vent sur le profil qui dépend de la vitesse de rotation de l'éolienne et de la vitesse du vent et qui est donc conditionné par la vitesse adimensionnelle λ .

Beaucoup de travaux ont été publiés sur les éoliennes à axe vertical comme l'éolienne type « SAVONIUS » ou l'éolienne type « DARRIEUS » [(HAU, 2000), (PARASCHIVIOU, 2002), (PAWSEY, 2002), (HAYASHI, et al., 2009), (KIWATA, et al., 2007), (LECONTE P., 2001), (MALCOM, 2003),...].

Au moment où j'ai débuté ces travaux, peu de productions scientifiques sur les éoliennes à voilure tournante [(ZAMBELLI, 2003), (COOPER, et al., 2004), (DIEUDONNE, 2006), (COOPER, 2010)]

étaient disponibles. Le principe de cette éolienne est repris en figure 4.7. Il est basé sur la force de traînée des aubes face au vent.

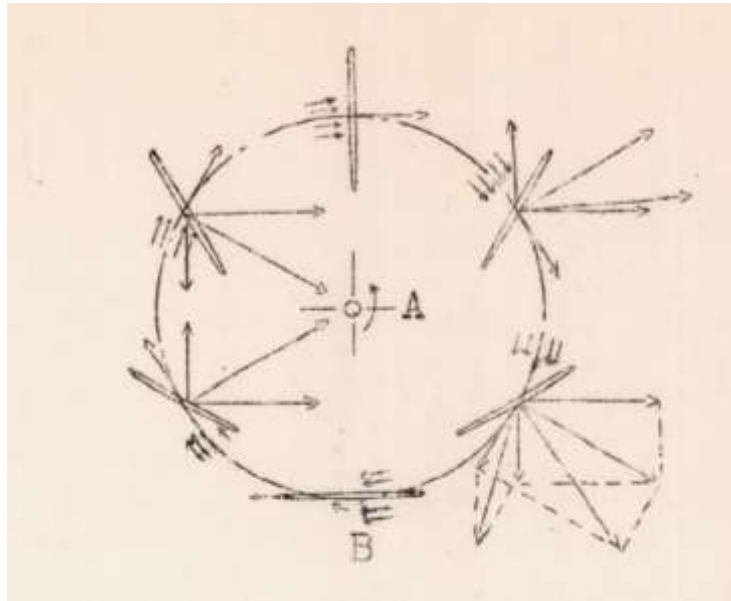


Figure 4.7 Principe du « Kristen-Boeing Propellor » [(SACHSE, 1926)]

D'après COOPER, ce type d'éolienne a fait l'objet d'investigations plusieurs inventeurs incluant des machines dite « de traînée » [(GOLDING, et al., 1976)]. Le premier document technique relatif à ce type de machine est considéré par l'auteur comme la description du «Kirsten-Boeing Propellor» de SACHSE [(SACHSE, 1926)], qui a été développé comme une hélice pour les dirigeables. D'autres ont utilisé le même principe pour concevoir une éolienne plutôt qu'une hélice, ce qui est illustré à la figure 4.7 où l'on peut voir que le bord d'attaque d'une aube devient le bord de fuite lors des tours successifs du rotor (A). On peut également voir qu'un tel dispositif n'est strictement pas une machine « à traînée » car la portance apporte également sa contribution au couple qui est développé.

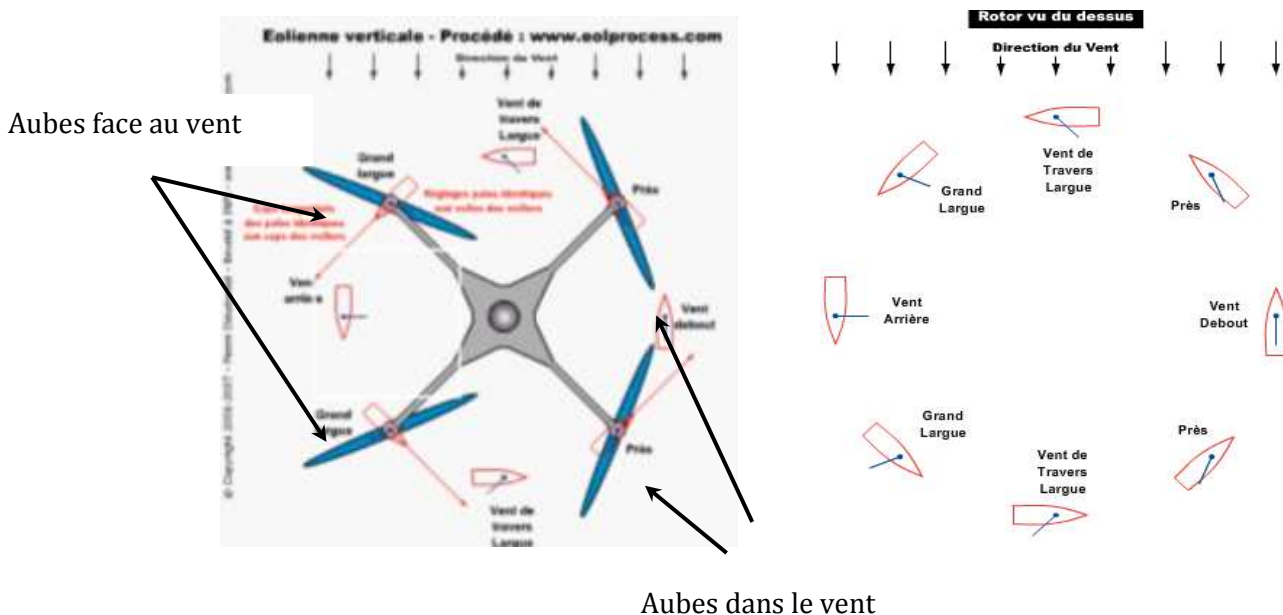


Figure 4.8 Principe de fonctionnement de l'éolienne à voile tournante de DIEUDONNÉ (origine : site eol_process)

DIEUDONNÉ [(DIEUDONNE, 2006)] a déposé un brevet en 2006 pour une éolienne à voilure tournante (figure 4.7). Il s'est inspiré du principe de fonctionnement d'un voilier pour créer cette éolienne à voilure tournante. Les pales, sont reliées au mât vertical par des bras horizontaux. L'ensemble, pales et bras, pivotent sur le mât sous l'effet du vent. L'originalité vient de ce que les pales sont constamment orientées par rapport à la direction du vent pour avoir une efficacité maximale, comme un voilier bien réglé. Aucun résultat concret n'avait, par contre, été publié. Ce qui est toujours d'actualité.

Un examen attentif des figures 4.7 et 4.8 montre que la loi de commande des pales n'est pas tout à fait identique, même si ces deux machines sont basées sur le même principe.

Dans le cas de l'éolienne à voilure tournante, au cours d'une révolution complète du rotor, chaque aube tourne en sens inverse du rotor à une vitesse angulaire deux fois moins rapide. Donc, après une rotation entière du rotor, chaque aube présente son autre face. Par conséquent, elle doit avoir un plan de symétrie.

En 2008, F. PENET, P. de BODINAT et J. VALETTE ont gagné un prix d'innovation pour une idée dans laquelle l'éolienne à voilure tournante est utilisée pour réaliser un panneau publicitaire éclairé par l'énergie éolienne. Ces porteurs de projet ont créé la société WINDISPLAY pour concevoir et réaliser ce dispositif publicitaire. Le présent chapitre s'intéresse à cette éolienne particulière.

Un certain nombre de travaux, sur des petites éoliennes à axe vertical dont l'angle de calage des pales varie au cours d'une révolution mais dont les pales ne tournent pas complètement autour d'elles-mêmes, avaient été initiés par [(PAWSEY, 2002), (KIWATA, et al., 2007)] Mais il s'agissait d'éolienne type DARRIEUS à angle d'incidence réglage. Les auteurs ont montré que le coefficient de performance C_p d'une telle turbine est meilleur que celui obtenu avec des éoliennes à pales fixes et que ce coefficient est fonction de plusieurs paramètres : l'angle de calage, la taille de la turbine, le nombre de pales et la forme des pales.

COOPER et KENNEDY [(COOPER, et al., 2004)] de l'université de Wollongong en Australie ont travaillé sur une éolienne similaire, connue sous le nom de « éolienne WOLLONGONG », mis au point par un inventeur local J. BOOTHMAN. Des investigations ont été menées dans le cadre de projets de fin d'études et de thèses. Des premiers résultats ont été publiés par COOPER en 2010 [(COOPER, 2010)]. Il a été démontré que le coefficient de performance (défini un peu plus loin) maximum est de l'ordre de 0,25 et que le dispositif avait un couple de démarrage élevé.

Ce type d'écoulement autour d'un profil en mouvement complexe a fait depuis, l'objet de plusieurs travaux, que ce soit en air [(HWANG, et al., 2006), (HWANG, et al., 2007), (RODRIGUEZ, 2010)] ou en milieu marin [HWANG, et al., 2009), (PAILLARD, 2011), (LEE, et al., 2015)], en particulier sur des éoliennes ou des hydroliennes à mouvement cycloïdal.

Parallèlement, en 2012 A. CURUTCHET et al ont déposé un brevet sur "une machine tournante à rotor fluide à pales orientables" basé sur une cinématique de type LIPP ou VOITH SCHNEIDER. A. CURUTCHET et ses collaborateurs développent une éolienne urbaine basée sur ce principe. L'éolienne CURUTCHET est une éolienne qui fonctionne comme les éoliennes DARRIEUS, c'est-à-dire sur une variation cyclique d'incidence mais avec une loi de mouvement cycloïdale alors que l'éolienne à voilure tournante est une éolienne basée sur la trainée. On peut toutefois considérer un point commun entre les deux types d'éoliennes, c'est la cinématique des mouvements: la vitesse angulaire de chaque aube autour de son axe est définie, soit par une courbe qu'on peut discrétiser en série de Fourier, soit par une fonction trigonométrique et dont le mouvement est semblable à celui d'une aile battante dans le cas de l'éolienne CURUTCHET. L'étude ce type d'éolienne sera abordé au chapitre 6 qui détaille mes projets de recherche.

4.4 Paramètres caractéristiques

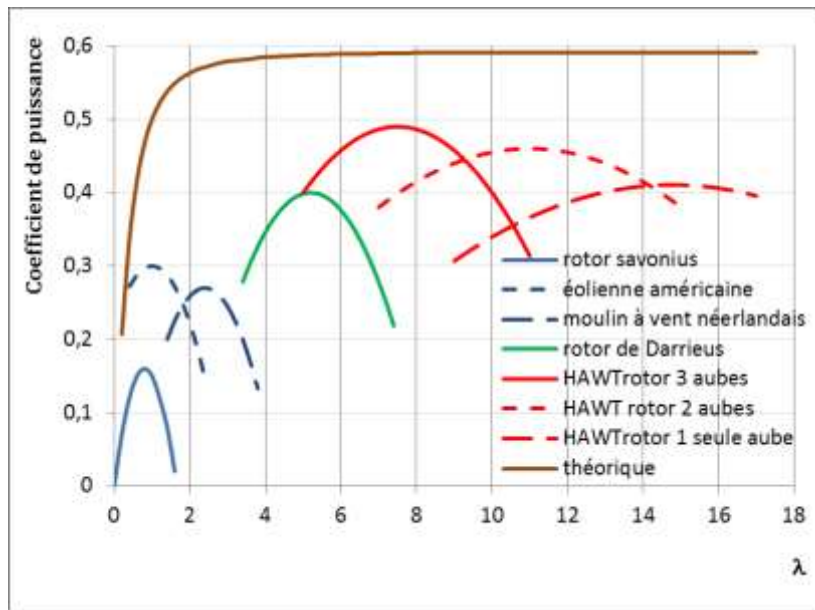


Figure 4.9 Comparaison du coefficient de puissance des différentes éoliennes d'après (HAU, 2000)

Les éoliennes sont caractérisées par les paramètres suivants :

Rendement du rotor ou encore coefficient de puissance C_p

$$C_p = \frac{P_{eff}}{\frac{\rho S V_0^3}{2}} \quad \text{Équation 4.1}$$

Où P_{eff} est la puissance capturée par la turbine et $\frac{\rho S V_0^3}{2}$ est la puissance cinétique totale traversant la turbine, S étant la surface balayée par le vent. (Figure 4.13).

Le coefficient de puissance maximum est limité par le principe de la conservation de la quantité de mouvement autour d'une hélice (éolienne à axe horizontal essentiellement). Ce coefficient de puissance maximum a été établi par Betz en 1919. Sa limite est $C_{p_{max}} = 0.593$.

Rapport des vitesses ou coefficient de vitesse adimensionnelle

$$\lambda = \frac{\omega R_t}{V_0} \quad \text{Équation 4.2}$$

Où ω est la vitesse angulaire de la turbine, R_t est le rayon de l'extrémité de pale et V_0 la vitesse du vent.

- Nombre de Reynolds Re (MARCHAJ, 2000) basé sur la longueur de corde de l'aube

$$R_e = \frac{V_0 L}{\nu} \quad \text{Équation 4.3}$$

La figure 4.9 présente le coefficient de puissance caractéristique des principaux types d'éoliennes: les éoliennes à axe vertical fonctionnent à des vitesses de rotation faibles.

4.5 Principe de fonctionnement de l'éolienne à voile tournante

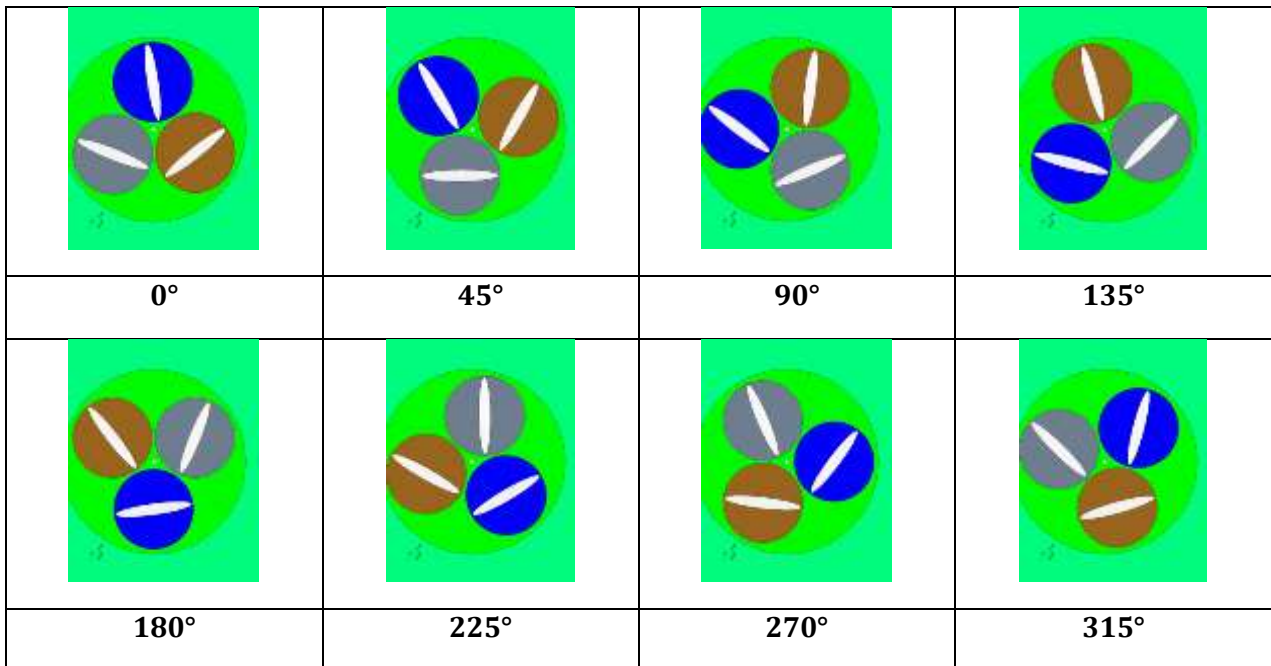


Figure 4.10 différentes positions angulaires de l'aube contenue dans le cercle en fond bleu (aubes elliptiques, angle de calage de 8°)

La figure 4.10 représente différentes positions angulaires des pales elliptiques utilisées dans le cas de l'éolienne WINDISPLAY pour un angle de calage de 8 degrés. La figure 4.10 présente celles des aubes droites de ZAMBELLI [(ZAMBELLI, 2003)].

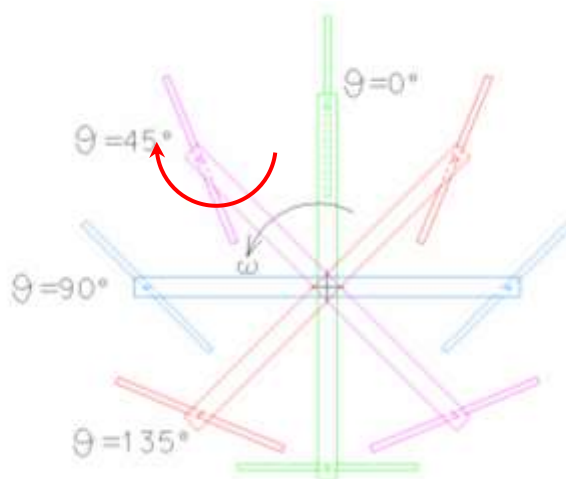


Figure 4.11 différentes positions angulaires pour des aubes droites (ZAMBELLI, 2003) et un angle de calage de 0 degré

4.6 Modélisation bidimensionnelle

Une première série de calculs a été réalisée pour des pales de profil elliptique. Des tests numériques ont été réalisés dans différentes configurations et en utilisant deux modèles de

turbulence pour ce type de pales. L'influence des autres aubes sur les performances d'une aube donnée a été étudiée.

4.6.1 Première étude de l'éolienne à voilure tournante

L'étude présentée dans ce paragraphe a fait l'objet de deux publications dans des conférences internationales:

Réf. 7.4.5, « Etude numérique instationnaire d'une micro-éolienne à axe vertical » lors de la 1^{ère} Conférence Franco-Syrienne sur les Energies Renouvelables en 2010,

Réf. 7.4.6, « Unsteady simulation of flow in a micro vertical axis wind turbine » lors de l'« International Symposium on Transport Phenomena » en 2010.

L'éolienne étudiée est présentée en figure 4.12. Les pales sont rectilignes et les profils sont, soit de forme elliptique, soit des plaques planes, relativement hautes. C'est pourquoi un modèle de calcul 2D a été adopté.

Il faut bien évidemment rester vigilant sur la validité d'un modèle 2D qui ne prend pas en compte les effets de bord. Mais ce type de modèle permet une campagne d'essais numériques avec des temps de calcul raisonnables.



Figure 4.12 Modèle de l'éolienne étudiée

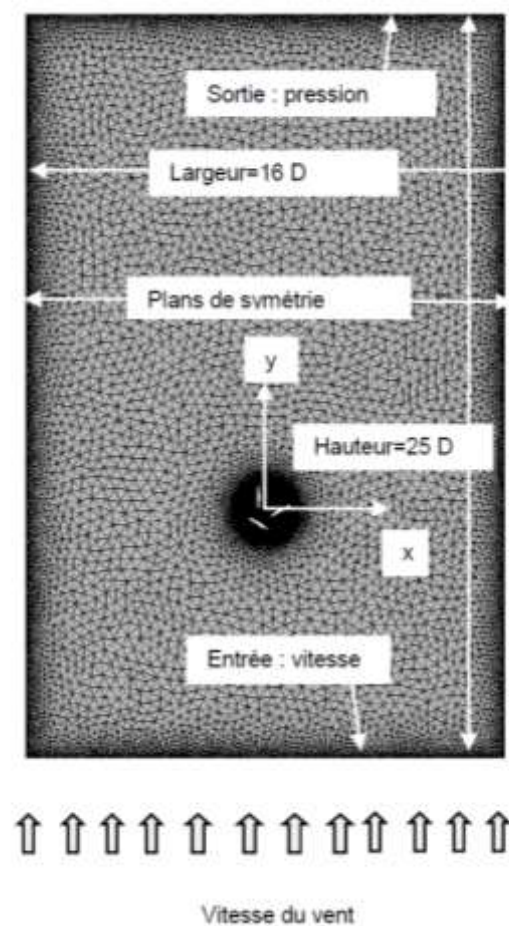


Figure 4.13 Maillage et conditions aux limites

Le domaine de calcul autour de l'éolienne, est pris suffisamment grand, ainsi qu'on peut le voir sur la figure 4.13. L'axe des pales est situé sur un rayon de 620 mm. Chaque pale elliptique comporte un petit axe de 150 mm et un grand axe de 1050 mm.

Les conditions aux limites sont :

- Vitesse à l'entrée pour simuler un champ de vitesse uniforme du vent de 8 m/s ($R_e=560\ 000$)
- Plans de symétries pour les parties droites et gauches du domaine
- Pression à la sortie en partie supérieure de la figure.

Le modèle contient 5 zones : la zone extérieure à l'éolienne, trois zones pales et une zone intermédiaire entre la zone extérieure et les zones pales, appelée zone éolienne. La zone éolienne a un diamètre D , égal à la somme de R (rayon des centres), du grand rayon de l'ellipse des pales et d'un jeu, nécessaire au glissement entre les zones. Les zones pales et la zone intermédiaire sont en mouvement. Quatre interfaces entre ces zones ont été créées : une interface entre la zone éolienne et chaque zone pale et une interface entre la zone éolienne et la zone extérieure. Le détail de ces zones est précisé en figure 4.14.

On appelle angle de calage, α , l'angle initial (au temps $t=0$) entre l'axe x et la corde de la pale 1. Des calculs préliminaires, pour quelques angles de calage spécifiques, ont montré que l'écoulement autour de l'éolienne est fortement instationnaire. De ce fait, les résultats présentés ici concernent les résultats obtenus pour un rapport de vitesse λ de 0,4 pour lequel une bonne périodicité de l'écoulement a pu être observée. Dans le cas de ce type d'éolienne, le rapport de vitesses a été calculé sur la base d'un rayon correspondant au rayon des centres des pales qui est constant, ce qui n'est pas le cas du rayon correspondant à l'extrémité des pales. Ainsi, dans l'Équation 4.2, R_c est égal à 620 mm.

Le maillage a été raffiné près des interfaces et des pales. Des mailles prismatiques ont été utilisées près des pales pour une meilleure appréhension de la couche limite. Le maillage résultant obtenu est donc un maillage non structuré triangulaire comprenant environ 60 000 cellules (voir Figure 4.13 Maillage et conditions aux limites).

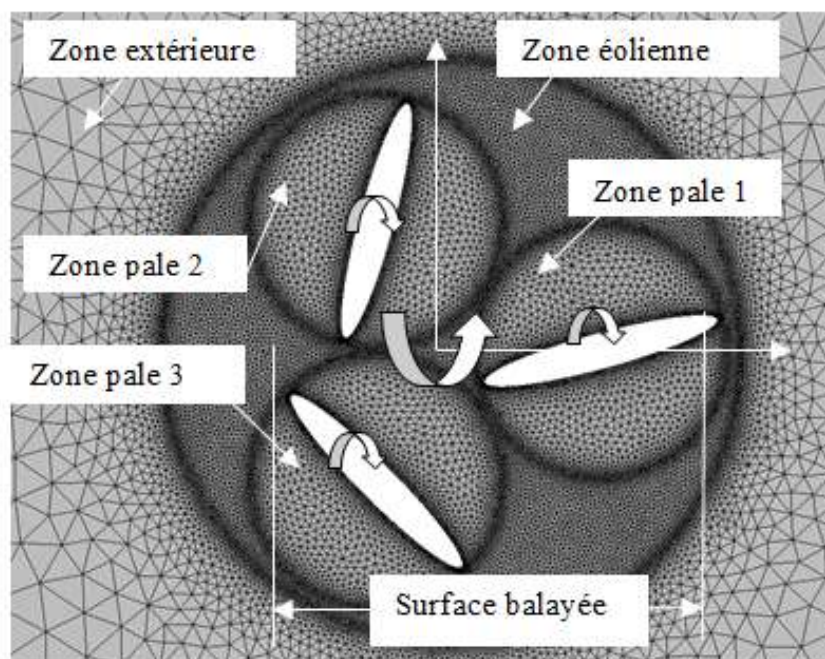


Figure 4.14 Détail du maillage

Un pas de temps, correspondant à une rotation de 1 millième de tour a été choisi de façon à ne pas déformer trop rapidement le maillage près des interfaces et à éviter les cellules négatives. Le maillage a été recalculé à chaque pas de temps.

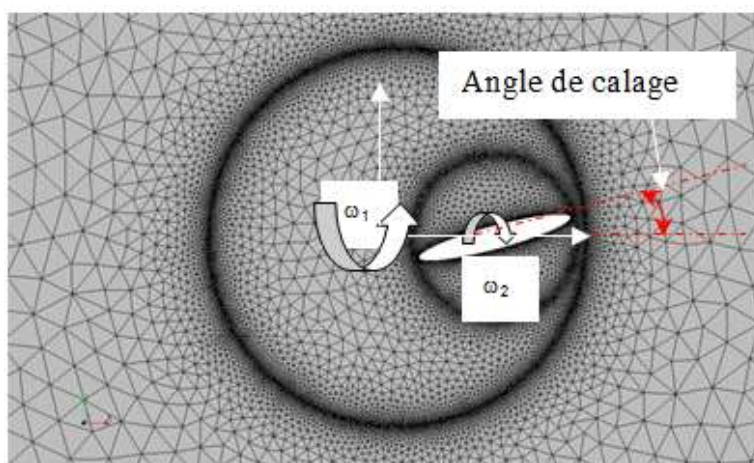


Figure 4.15 Détail du maillage pour un modèle à une pale

Cas étudiés	Nombre de pales	Vitesse relative des pales	ω_2 (rad/s)	Angle de calage (degrés)
a15s	1	non	0	15
a15i	1	oui	$-\omega_2/2$	15
b15s	3	non	0	15
b-30i	3	oui	$-\omega_2/2$	-30
b0i	3	oui	$-\omega_2/2$	0
b15i	3	oui	$-\omega_2/2$	15
b30i	3	oui	$-\omega_2/2$	30

Tableau 4.1 Cas étudiés

4.6.2 Calcul des paramètres : couples et rendement

Les résultats pour les quatre angles de calage initiaux (-30, 0, 15 et 30 degrés) sont présentés ici.

En vue de montrer l'intérêt des pales tournantes, des calculs avec une seule pale pour un angle de calage de 15 degrés et un rapport de vitesse de 0,4 avec (cas a15i) et sans rotation des pales (a15s) ont également été réalisés. Le détail du maillage pour un modèle à une pale est représenté figure 4.15.

Toutes les simulations ont été réalisées avec le code de calcul STAR CCM+ avec un seul modèle de turbulence ($k-\varepsilon$).

Dans une première partie, les résultats pour un angle de calage de 15 degrés sont présentés (cas a15s, b15s, a15i et b15i)

Dans une seconde partie, les cas b-30i, b0i, b15i and b30i sont comparés et discutés.

Dans ce type d'éolienne, chaque pale est entraînée mécaniquement et consomme donc de l'énergie pour tourner autour de son axe, c'est pourquoi la puissance fournie par l'éolienne doit être corrigée. Le code fournit le couple M_f autour de l'axe O de l'éolienne pour chaque pale ainsi que les forces de pression et de viscosité. Donc, pour chaque pale, le moment autour de l'axe de l'éolienne est donné par :

$$M_{ti} = \iint_{S_{aub\acute{a}}} O\vec{G}_i \wedge d\vec{f} + \iint_{S_{aub\acute{a}}} G_i \vec{M} \wedge d\vec{f} \quad \text{Équation 4.4}$$

Où O est le centre de l'éolienne, G_i le centre de l'axe de rotation de la pale i et $d\vec{f}$ est la force élémentaire sur la pale i de pression et de viscosité, ainsi :

$$M_{ti} = C_{1i} + C_{2i} \quad \text{Équation 4.5}$$

Où

$$C_{1i} = C_1 aube i = \iint_{S_{aub\acute{a}}} O\vec{G}_i \wedge d\vec{f} \quad \text{Équation 4.6}$$

Et

$$C_{2i} = C_2 aube i = \iint_{S_{aub\acute{a}}} G_i \vec{M} \wedge d\vec{f} \quad \text{Équation 4.7}$$

La puissance réellement récupérée par l'éolienne est donc, en négligeant l'inertie des aubes et de l'éolienne, dans l'hypothèse où ω_1 et ω_2 sont constants :

$$P_{eff} = \sum_{i=1,2,3} M_{ti} \omega_1 + \sum_{i=1,2,3} C_{2i} \omega_2 \quad \text{Équation 4.8}$$

Où ω_1 est la vitesse angulaire de l'éolienne et ω_2 est la vitesse angulaire relative de chaque pale autour de son axe propre.

Comme

$$\omega_2 = -\omega_1/2 \quad \text{Équation 4.9}$$

$$P_{eff} = \sum_{i=1,2,3} (M_{ti} + C_{1i}) \frac{\omega_1}{2} \quad \text{Équation 4.10}$$

Et le coefficient de puissance est donné par l'équation (4.1) dans laquelle la surface balayée est celle représentée figure 4.13 et est définie pour les cas comportant 3 pales.

4.6.3 Résultats pour les aubes elliptiques

4.6.3.1 Calage 15 degrés

Le champ de vitesses est représenté figures 4.16, 4.18, 4.20, 4.22 et 4.24, pour le modèle à une pale et figures 4.17, 4.19, 4.21, 4.23 et 4.25 pour le modèle à 3 pales et uniquement dans le cas des pales tournantes (cas a15i et b15i). Une même échelle a été choisie, la vitesse variant de 0 à 20 m/s.

De même les contours d'isopression sont représentés figures 4.26, 4.28, 4.30, 4.32 et 4.34 pour le modèle à une pale (cas a15i) et 4.27, 4.29, 4.31, 4.33 et 4.35 pour le modèle à 3 pales avec une même échelle comprise entre -200 et 100 Pascal.

Les résultats globaux de coefficient de puissance en fonction de l'angle azimutal sont représentés figures 4.36 et 4.37.

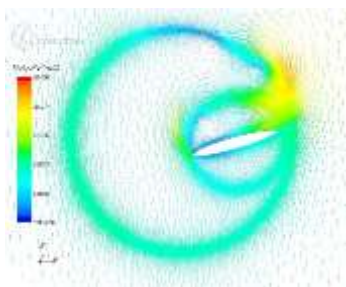


Figure 4.16 *Champ de vitesses, $\theta=0^\circ$, a15i*

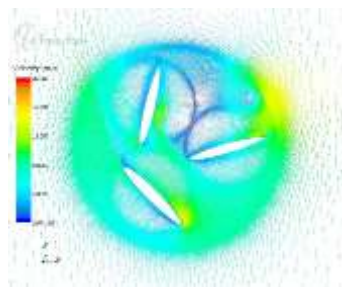


Figure 4.17 *Champ de vitesses, $\theta=0^\circ$, b15i*

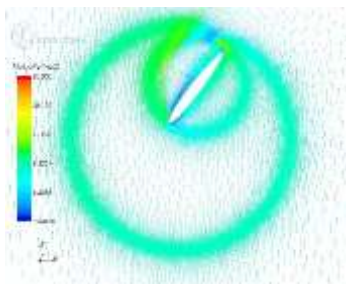


Figure 4.18 *Champ de vitesses, $\theta=72^\circ$, a15i*

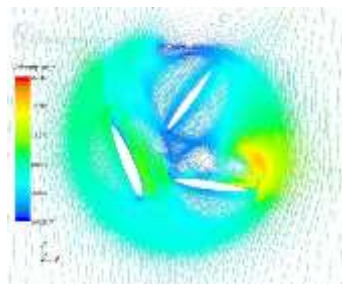


Figure 4.19 *Champ de vitesses, $\theta=72^\circ$, b15i*

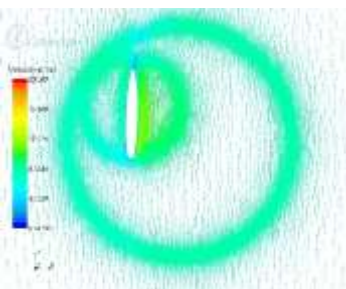


Figure 4.20 *Champ de vitesses, $\theta=144^\circ$, a15i*

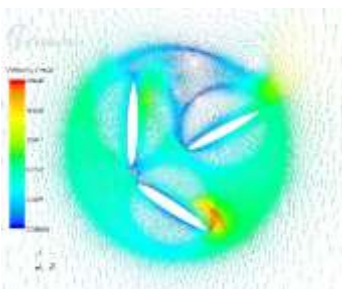


Figure 4.21 *Champ de vitesses, $\theta=144^\circ$, b15i*

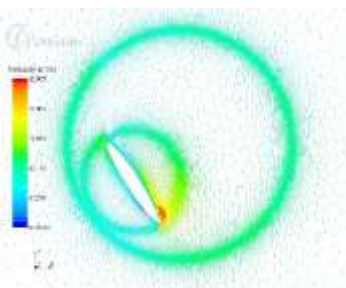


Figure 4.22 *Champ de vitesses, $\theta=216^\circ$, a15i*

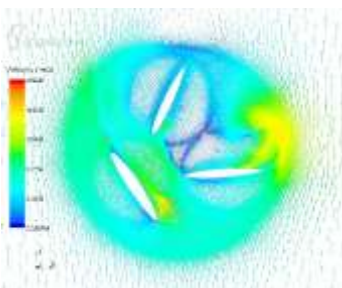


Figure 4.23 *Champ de vitesses, $\theta=216^\circ$, b15i*

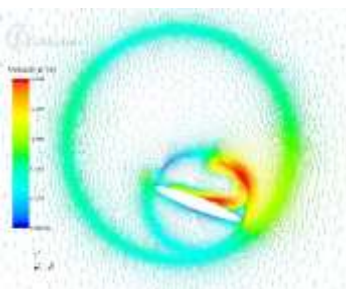


Figure 4.24 *Champ de vitesses, $\theta=288^\circ$, a15i*

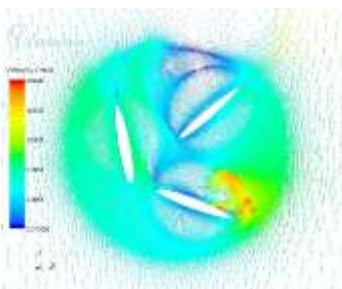


Figure 4.25 *Champ de vitesses, $\theta=288^\circ$, b15i*

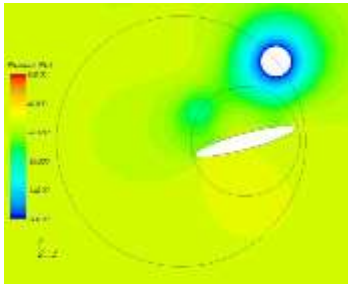


Figure 4.26 Iso- pression, $\theta=0^\circ$, a15i

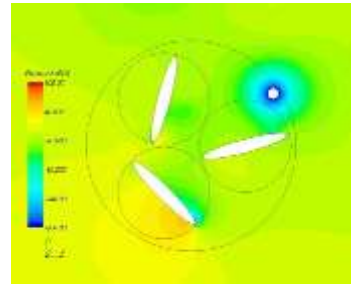


Figure 4.27 Iso-pression, $\theta= 0^\circ$, b15i

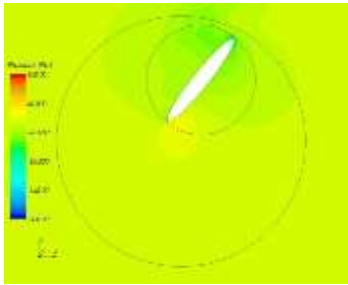


Figure 4.28 Iso-pression, $\theta=72^\circ$, a15i

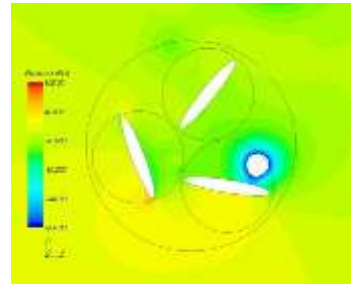


Figure 4.29 Iso- pression, $\theta= 72^\circ$, b15i

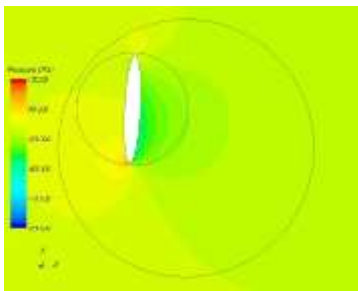


Figure 4.30 Iso-pression, $\theta=144^\circ$, a15i

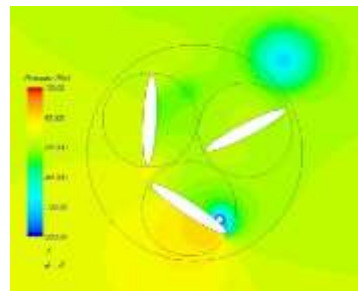


Figure 4.31 Iso-pression, $\theta= 144^\circ$, b15i

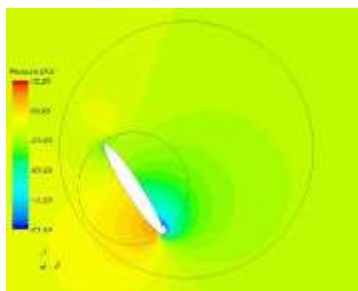


Figure 4.32 Iso-pression, $\theta=216^\circ$, a15i

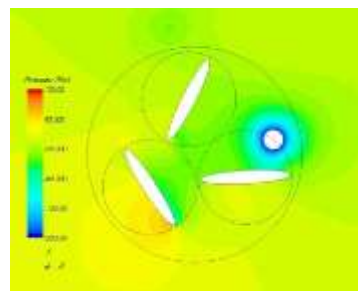


Figure 4.33 Iso-pression, $\theta= 216^\circ$, b15i

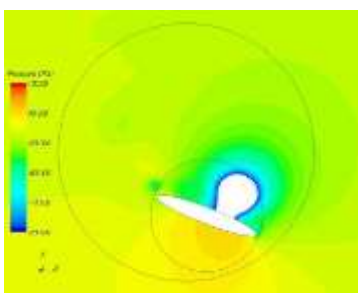


Figure 4.34 Iso-pression, $\theta=288^\circ$, a15i

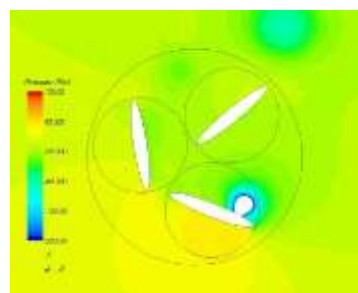


Figure 4.35 Iso-pression, $\theta= 288^\circ$, b15i

Pour un angle initial de 15 degrés, pour les cas a15s, a15i et b15i, les résultats sont périodiques dès la 2^{ème} période de calcul et on a pu constater, sur plusieurs révolutions, qu'aucune instabilité forte n'a été observée.

La figure 4.36 montre que le coefficient de puissance obtenu avec une pale « fixe » n'est pas du tout encourageant comme on pouvait s'y attendre. Il n'est, de plus, positif que pour des angles azimutaux compris entre 250 et 374 degrés. Si on compare l'allure de ce coefficient de puissance à celle du coefficient de puissance obtenu pour une pale tournante, on peut constater que ce dernier est supérieur au précédent et positif sur un plus grand secteur angulaire (entre 180 et 480 degrés).

Les résultats obtenus avec le cas b15s, pour trois pales fixes, montrent une forte instationarité (Cf. figure 4.37) et la périodicité apparaît difficilement. Dans ce cas, l'interaction entre les pales est très importante et a pu être observée grâce aux champs de vitesse et aux champs de pression. Chaque pale face au vent agit comme un bouclier pour la pale suivante. Il s'ensuit que le coefficient de puissance obtenu est supérieur à celui obtenu avec une seule pale comme on peut le constater en comparant les figures 4.36 et 4.37. Toutefois, le coefficient de puissance obtenu pour l'ensemble des trois pales reste faible. L'augmentation du nombre de pales pourrait probablement augmenter ce coefficient, mais ce n'était pas l'objet de cette étude, les modèles à pales « fixes » servant uniquement à montrer « le gain de la rotation de la pale » autour de son axe.

Les figures 4.16, 4.18, 4.20, 4.22, 4.24, 4.26, 4.28, 4.30, 4.32 et 4.34 montrent les champs de vitesse et les contours de pression pour le cas a15i, à une seule pale tournante. L'ensemble des champs de vitesse observé est très intéressant. Pour une large échelle de l'angle azimutal compris entre 90 et 270 degrés, la pale semble glisser dans le flux d'air et ne perturbe pas trop l'écoulement du flux, confirmant la théorie évoquée par Dieudonné (DIEUDONNE, 2006). La figure 4.36 montre que le coefficient de puissance fourni par une pale est négatif sur une très faible plage de l'angle azimutal, d'où la nécessité d'avoir au moins deux pales.

En ce qui concerne le cas à trois pales, la périodicité est divisée par trois comme on peut le constater sur la figure 4.37. Si on compare les figures 4.17, 4.19, 4.21, 4.23, 4.25 aux figures 4.16, 4.18, 4.20, 4.22 et 4.24, on peut constater, en comparant l'écoulement autour de la pale 1 (dans le cas de trois pales) à l'écoulement autour de la seule pale (figures à gauche) qu'il y a peu de différences. L'examen des contours de pression le confirme: l'écoulement autour d'une pale est peu influencé par la présence des autres, toutefois, contrairement aux pales « fixes », le coefficient de puissance par pale pour trois pales est légèrement plus petit comme on peut le constater figure 4.36.

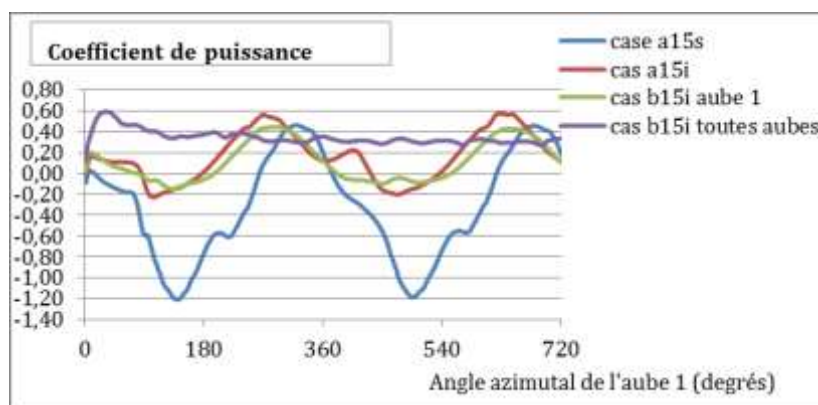


Figure 4.36 Coefficient de puissance pour deux cycles, angle de calage de 15 degrés

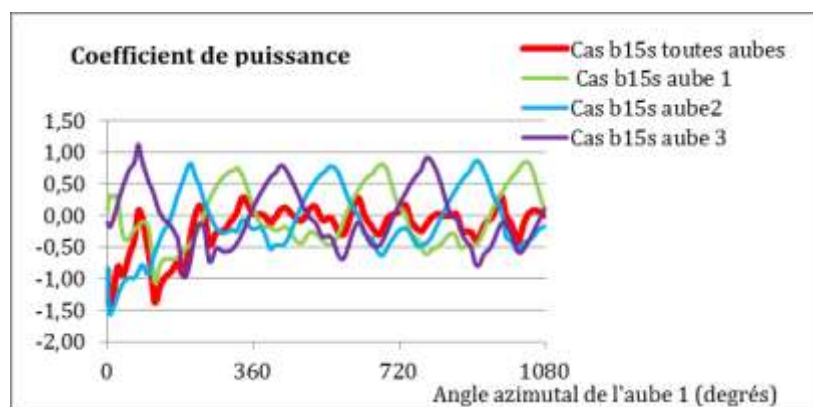


Figure 4.37 Coefficient de puissance pour trois cycles, angle de calage de 15 degrés, cas b15s, aubes fixes

4.6.3.2 Autres calages

L'intérêt de la rotation des pales sur elles-mêmes a été montrée dans le paragraphe 4.6.3.1. Dans cette deuxième partie, on présente les résultats pour quatre angles de calage différents (-30, 0, 15 et 30 degrés). Seuls les résultats globaux sont discutés. La figure 4.38 montre le coefficient de puissance en fonction de l'angle azimutal de la première pale pour les quatre angles de calage étudiés. Les figures 4.39 à 4.42 représentent l'évolution des différents moments dans chaque cas. L'examen de ces résultats met en évidence une très grande instabilité pour les angles de calage de 30 et -30 degrés et un coefficient de performance médiocre. Au contraire, les résultats pour des angles de calage de 0 et 15 degrés sont très encourageants : une bonne périodicité avec une amplitude de variation, en fonction de l'angle azimutal, faible est observée.

Le coefficient de performance moyen (moyenne sur trois rotations) est donné figure 4.43. Ce graphique montre que le coefficient de performance est maximum pour un angle d'incidence compris entre 0 et 15 degrés.

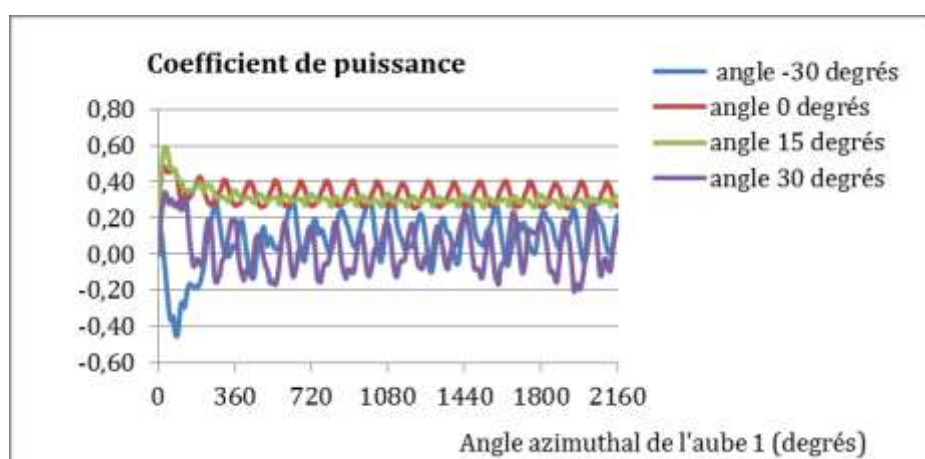


Figure 4.38 Coefficient de puissance pour six cycles et différents angles de calage

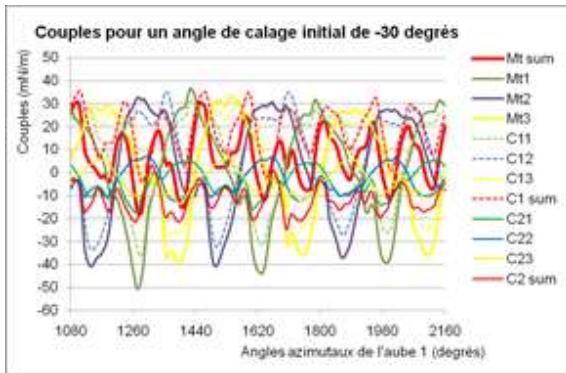


Figure 4.39 Moments, cas b-30i

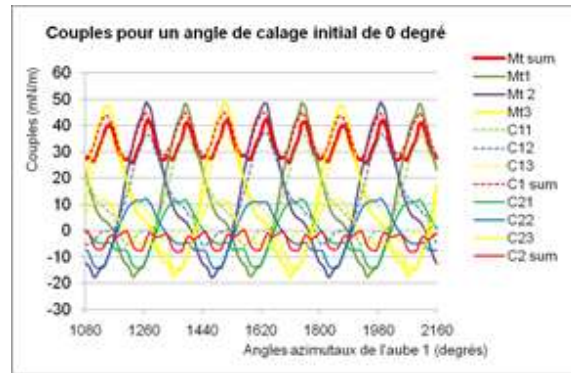


Figure 4.40 Moments, cas b0i

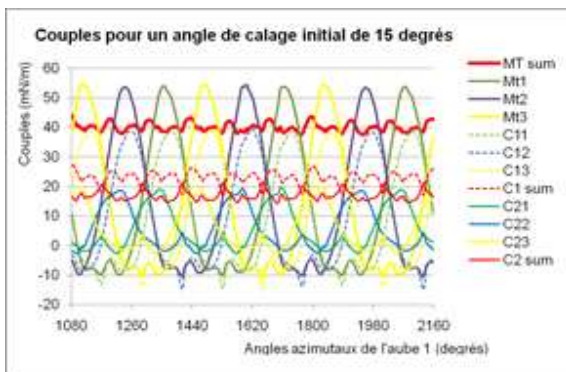


Figure 4.41 Moments, cas b15i

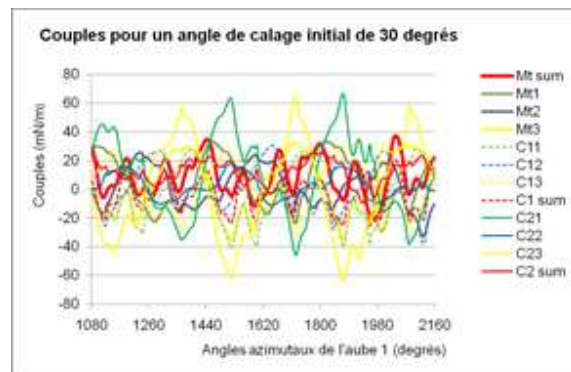


Figure 4.42 Moments, cas b30i

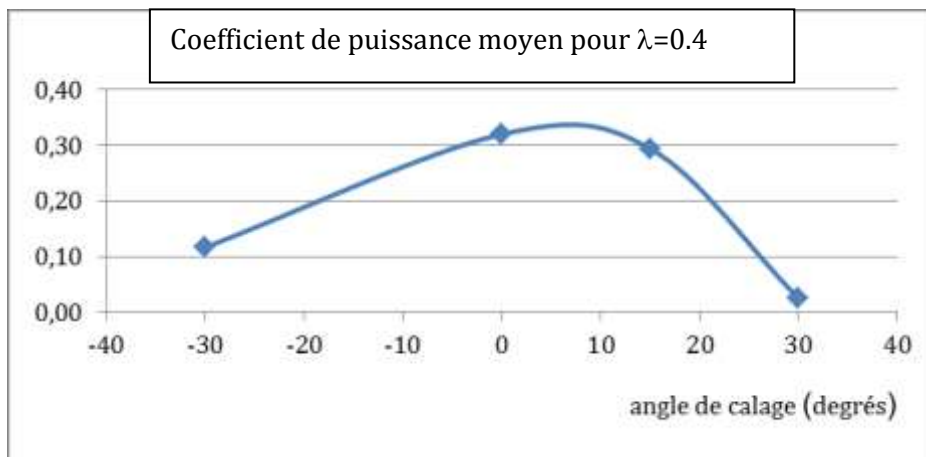


Figure 4.43 Coefficient de puissance moyen en fonction de l'angle de calage

4.6.3.3 Conclusion pour les aubes elliptiques

Des modélisations numériques sur la petite éolienne à axe vertical et à pales tournantes ont été réalisées en vue de déterminer ses performances. On a pu observer :

- Que la performance de ce type d'éolienne est très bonne comme on l'espérait et meilleure que celle des éoliennes à axe vertical, à pales fixes

- Chaque pale semble glisser dans le flux comme le préconisait Dieudonné: chaque pale est constamment orientée par rapport à la direction du vent pour une efficacité maximale tel un voilier bien réglé.
- Le coefficient de puissance moyen maximum pour $\lambda=0,4$ est d'environ 32% (coefficient théorique hors pertes mécaniques)

4.6.4 Aubes droites et comparaison avec les aubes de profil elliptiques

Le but du paragraphe 4.6.3 était de fournir une pré-étude de ce type d'éolienne, de qualifier et de quantifier ses performances pour des aubes elliptiques à voilure tournante. L'avantage des pales elliptiques à voilure tournante a été démontré: les performances de ce type de turbine sont très bonnes et meilleures que celles des éoliennes à axe vertical classique, à condition de choisir un angle de calage adapté (compris entre 0 et 15 degrés). Et c'est bien, à ce niveau que réside la difficulté de ce type d'éolienne.

Il a été montré que le comportement de chaque aube a peu d'influence sur l'écoulement aval, sur l'aube suivante et sur la performance de l'éolienne. Cela est dû à la loi de commande qui pilote chaque aube à une vitesse angulaire égale à la moitié de celle de la turbine et en sens inverse. Le coefficient de performance maximal obtenu est de 32%.

Il est nécessaire que la pale ait deux plans de symétrie. Le bord d'attaque devient le bord de fuite lorsque l'aube a effectué un tour complet autour de l'axe de la turbine. Dans cette nouvelle partie, des simulations complémentaires ont été réalisées avec des aubes de profil droit, dont la fabrication est plus simple. Les résultats entre les différentes aubes sont ici comparés uniquement d'un point de vue global.

Ces calculs complémentaires avec les aubes droites ont été réalisés dans le cadre de projets d'élèves : Melle Aurore DOCKTER et M. Jonathan BERDUGO.

Ils ont fait l'objet d'une publication lors d'un congrès international :

- Réf. 7.4.7 « Numerical simulation in a vertical wind axis turbine with pitch controlled blades », lors du congrès 4th IC-EpsMso à Athènes en 2011,

4.6.4.1 Présentation des modèles géométriques et des cas tests

La forme de l'éolienne a déjà été présentée au paragraphe 4.6.1. Les aubes elliptiques ont les mêmes dimensions que précédemment. Les aubes droites ont une longueur de 1050 mm et la distance entre l'axe de la turbine et l'axe des aubes est de 620 mm.

Les conditions aux limites sont :

- La vitesse du vent, à l'entrée du domaine de calcul, dans la partie inférieure du modèle géométrique (figure 4.13), pour un nombre de Reynolds compris entre 78 000 et 560 000.
- Des plans de symétrie à droite et à gauche.
- Une pression de sortie à la frontière de sortie, en partie supérieure du modèle géométrique.

La définition des zones et des interfaces est identique à celle donnée au paragraphe 4.6.1.

Les calculs précédents ont montré que l'écoulement autour de l'éolienne était fortement instationnaire pour des angles de calage de -30 et 30 degrés. C'est pourquoi, les nouveaux calculs ont été réalisés pour des angles de calage de 0, 8 et 15 degrés, compris dans la gamme de vitesses utilisée pour le modèle précédent, déterminée comme performante, ainsi qu'on peut le voir sur la figure 4.45.

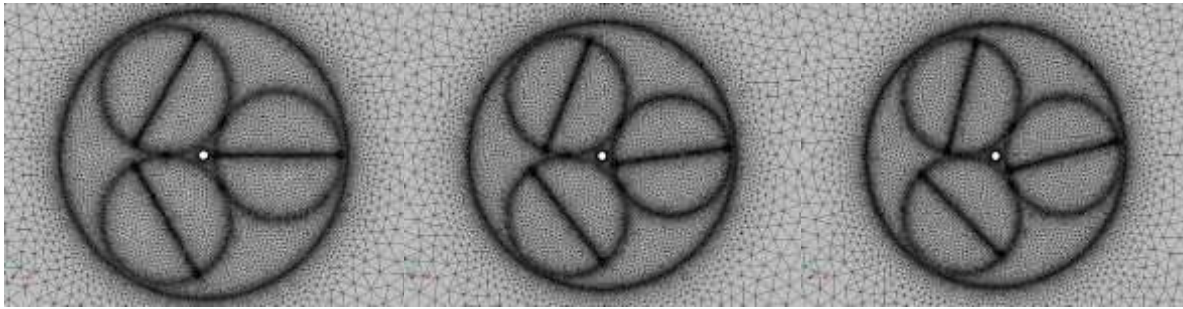


Figure 4.44 Maillage de l'éolienne à aubes droites pour un angle de calage de 0, 8 et 15°

Le maillage a été raffiné près des interfaces et près des aubes. Le maillage non structuré résultant comporte environ 60 000 cellules triangulaires.

Le pas de temps est identique à celui adopté précédemment.

Toutes les simulations ont été réalisées avec le code Star CCM+ V5.02. Le modèle de turbulence k-ε a été choisi.

On ne présentera ici que les résultats globaux tels que les coefficients de puissance instantanée et moyenne et les moments sont comparés entre les deux types d'aubes, pour différents rapports de vitesse: 0,2, 0,4, 0,6 et 0,8 et pour les différents angles de calage des aubes: 0, 8 et 15 degrés.

4.6.4.2 *Resultats : performances globales (coefficients de puissance, moments)*

La figure 4.45 résume les coefficients de puissance pour tous les cas étudiés pour les aubes elliptiques (EB) et les aubes droites (SB).

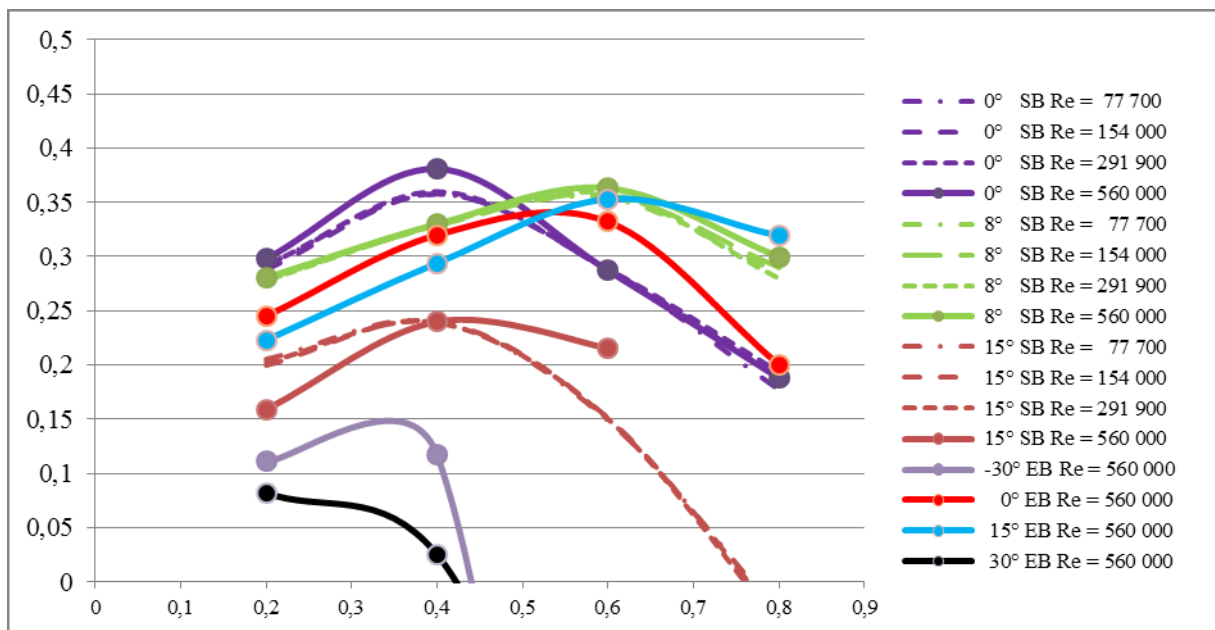


Figure 4.45 coefficients moyens de performance

Cette figure permet de résumer toutes les remarques :

- Faible influence du nombre de Reynolds (couleur identique des courbes, mais style de trait différent),
- Mauvaise influence des aubes droites en comparaison des aubes elliptiques pour un angle de calage de 15 degrés (les courbes de couleur marron et bleue peuvent être comparées),
- Bonne influence des aubes droites en comparaison des aubes elliptiques pour un angle de calage de 0 degrés (courbes de couleur rouge et violette). La puissance maximale est meilleure pour les aubes droites à vitesse adimensionnelle 0.4, mais elle chute rapidement quand la vitesse adimensionnelle évolue autour de 0.4 (pente de la courbe plus élevée),
- Meilleure stabilité des résultats pour le profil elliptique (pente de la courbe plus faible).

Afin d'expliquer les remarques précédentes, il semble intéressant d'examiner, parmi beaucoup de résultats, les résultats globaux instantanés pour l'angle de calage initial

- α de 0 degrés pour le rapport de vitesse λ compris entre 0,4 et 0,6
- α de 15 degrés, pour λ de 0,2 et 0,4.

Les figures 4.46 à 4.53 représentent les moments de chaque aube et les figures 4.54 à 4.58 les coefficients de puissance instantanés pour ces valeurs (aubes elliptiques sur les figures de gauche, aubes droites sur celles de droite).

Les figures 4.46 à 4.49 présentent l'évolution des moments en fonction de l'angle azimutal de la première aube pour un angle de calage de 0 degré et un nombre de Reynolds de 560 000 pour les deux types d'aubes. Les figures 4.44 à 4.47 présentent les mêmes résultats pour un angle de calage de 15 degrés. La comparaison entre les résultats montre que les aubes droites fournissent des résultats plus instables à bas rapport de vitesse que les aubes elliptiques comme on peut l'observer sur les figures 4.46 et 4.47.

Les figures 4.54 à 4.58 présentent les coefficients de puissance instantanés en fonction de l'angle azimutal de la première aube pour les deux types d'aubes. La comparaison entre les figures 4.54 et 4.55 montre, pour $\lambda=0.2$, que les valeurs moyennes du coefficient de puissance C_p sont plus grandes pour les aubes droites, mais que l'amplitude de variation l'est également. Cela entraîne plus d'instabilité. Pour $\lambda=0.4$, C_p est également plus grand mais plus stable pour les aubes droites. Au contraire pour $\lambda = 0.6$, C_p est plus stable pour les aubes elliptiques. La figure 4.56 donne C_p pour $\alpha = 8$ degrés. Plus d'instabilités pour $\lambda = 0,8$ peuvent être observées. Ces instabilités sont amplifiées dans la figure 4.52 pour $\lambda = 0.6$. Les calculs pour $\lambda = 0,8$ n'ont pas pu être effectués en raison de ces instabilités. Ces résultats montrent l'importance des vitesses relatives entre la vitesse du vent et la vitesse angulaire de la turbine.

Pour $\alpha = 15$ degrés, la comparaison entre les figures 4.51 et 4.52, pour toutes les valeurs de λ , montre des coefficients de puissance plus faibles pour les aubes droites et des instabilités plus élevées existent. De plus, ces instabilités ont augmenté pour $\lambda = 0,2$ et $\lambda = 0,6$. Cela s'explique par le fait que les aubes droites sont moins aérodynamiques.

La comparaison entre les figures 4.55 et 4.59 montrent une très faible influence du nombre de Reynolds car les résultats sont quasiment similaires.

Les figures 4.54 à 4.58 confirment que les basses et hautes vitesses adimensionnelles conduisent à de très mauvaises performances dans le cas des aubes droites : on peut observer une diminution des valeurs moyennes accompagnées d'une augmentation des amplitudes entre valeur minimale et valeur maximale. Cela conduit à une augmentation des instabilités et à une augmentation de la naissance de tourbillons qui viennent perturber l'écoulement et les performances de l'éolienne.

La faible influence du nombre de Reynolds est confirmée figure 4.60 qui fournit les coefficients de performance pour différents angles de calage en fonction du nombre de Reynolds pour les aubes droites. On peut observer une petite augmentation du coefficient moyen de puissance avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

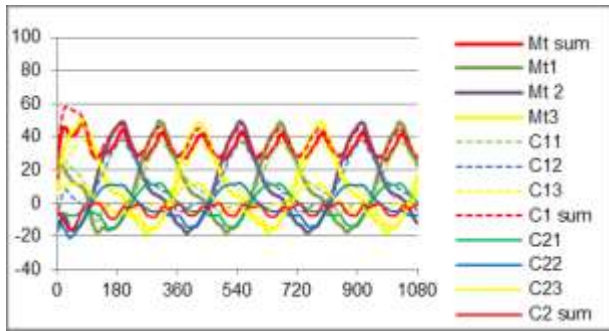


Figure 4.46 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, EB, $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,4$

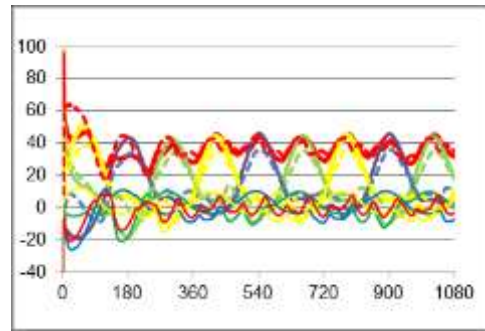


Figure 4.47 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, SB, $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,4$

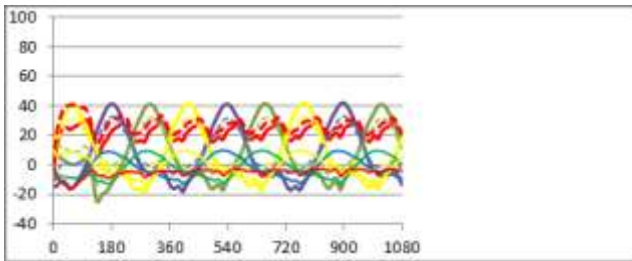


Figure 4.48 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, EB, 2 $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,6$

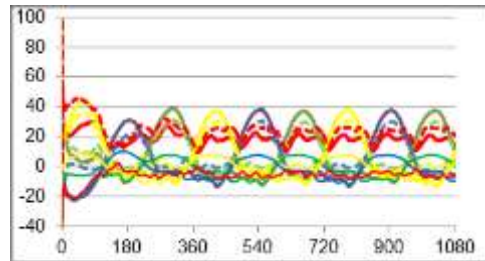


Figure 4.49 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, SB, $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,6$

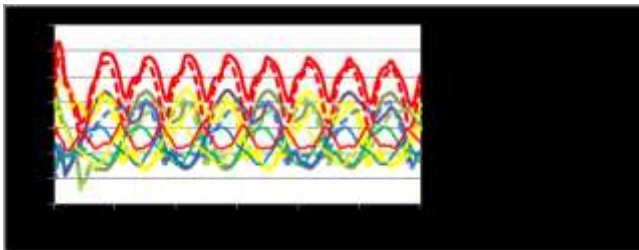


Figure 4.50 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=5,6e5$, EB, $\alpha=15^\circ$, $\lambda=0,2$

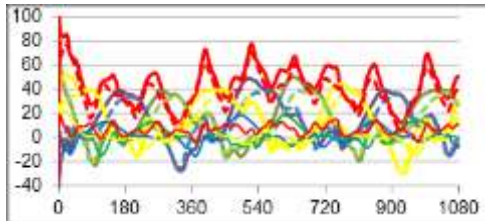


Figure 4.51 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=5,6e5$, SB, $\alpha=15^\circ$, $\lambda=0,2$

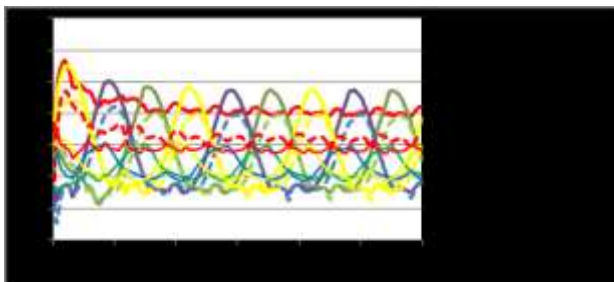


Figure 4.52 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, EB, $\alpha=15^\circ$, $\lambda=0,4$

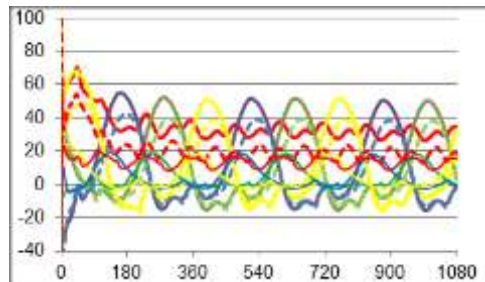


Figure 4.53 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, SB, $\alpha=15^\circ$, $\lambda=0,4$

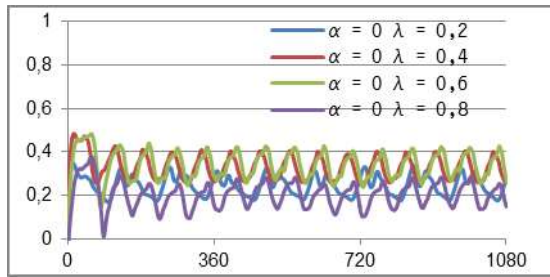


Figure 4.54 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, EB, $\alpha=0^\circ$

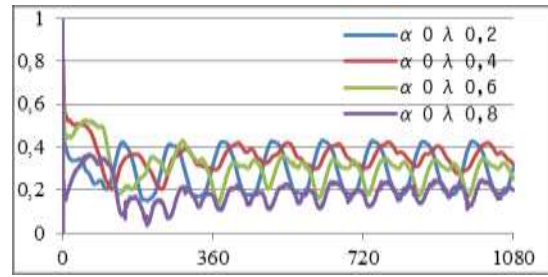


Figure 4.55 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, SB, $\alpha=0^\circ$

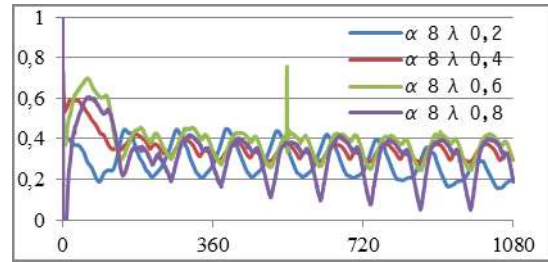


Figure 4.56 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, SB, $\alpha=8^\circ$

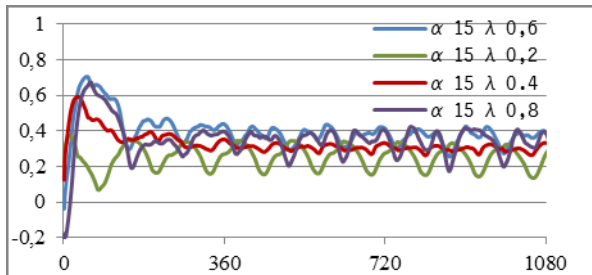


Figure 4.57 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, EB, $\alpha=15^\circ$

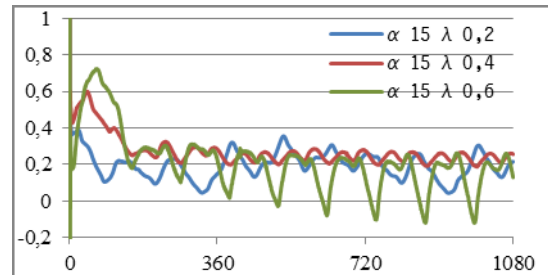


Figure 4.58 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, SB, $\alpha=15^\circ$

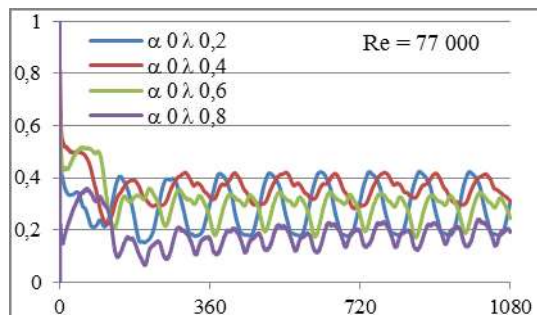


Figure 4.59 coefficient de puissance en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, aubes droites, $Re = 77\ 000$

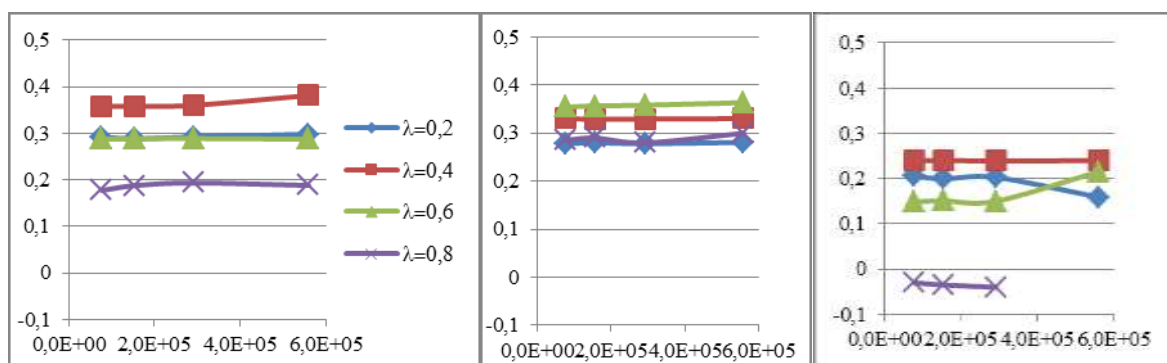


Figure 4.60 Coefficient de puissance en fonction du nombre de Reynolds, aubes elliptiques, $\alpha=0, 8$ et 15 degrés de gauche à droite

L'examen global des figures 4.54 à 4.58 conduit à quelques remarques:

- Pour un angle initial de calage de 0 degré, les aubes droites donnent de meilleurs résultats en valeur et en stabilité que les aubes elliptiques pour un rapport de vitesse inférieur à 0,4. Mais pour un rapport de vitesse supérieur à 0,4, ces conclusions sont inversées.
- Les résultats pour les aubes elliptiques sont plus stables: la plage de variation du coefficient de puissance moyenne avec les rapports de vitesse est plus faible, ce qui permet une plus grande plage de vitesse de rotation des pales elliptiques. Pour les aubes droites, le coefficient de puissance moyen diminue rapidement.
- La comparaison entre ces résultats montre que les aubes droites sont plus influencées par le plus bas et le plus haut rapport de vitesse que les aubes elliptiques.
- Le coefficient de puissance moyen maximal pour ce type de turbine est très intéressant, mais l'utilisation de ce type de turbine nécessite quelques précautions dans le but d'éviter une chute rapide des performances.

4.6.4.3 Conclusion du paragraphe 4.6.4

Dans cette deuxième partie, de nouvelles simulations numériques ont été réalisées pour étudier l'influence de différents paramètres sur la performance des éoliennes à voilure tournante.

On peut tirer les conclusions suivantes:

- La performance de ce type d'éolienne est confirmée, très bonne et meilleure que celle des éoliennes à axe vertical classiques, mais pour certains angles de calage spécifiques.
- Le coefficient de performance moyen numérique maximal à $\lambda = 0,4$ était d'environ 38%

Perspectives et études complémentaires:

- L'étude de l'influence du nombre d'aubes

- * pour confirmer que la voilure tournante augmente le coefficient de puissance du fait que chaque aube ne perturbe pas les aubes suivantes

- * pour estimer le meilleur nombre.

- L'étude de l'influence de paramètres géométriques comme

- * le rayon d'axe des pales,

- * d'autres profils d'aubes,

- confirmer ces résultats numériques par une étude expérimentale dans une soufflerie

- L'analyse spectrale des résultats instationnaires ...

4.6.5 Etudes complémentaires

Une influence significative de la forme des aubes, des rapports de vitesse et des angles de calage a été démontrée dans ce qui a été présenté précédemment. Il a également été constaté que le nombre de Reynolds avait une faible influence dans l'intervalle de valeurs étudiées.

Plusieurs études complémentaires sur cette éolienne ont été réalisées. Elles permettent d'en compléter la caractérisation. Elles ont fait l'objet de présentation lors de congrès internationaux :

- Réf. 7.4.8 « Numerical study of flow stream in a mini VAWT with relative rotating blades », lors du congrès 22nd International Symposium on Transport Phenomena (ISTP 22) à Delft en 2011,
- Réf. 7.4.9 « Spectral analysis of unsteady flow simulation in a small VAWT », lors du congrès 14th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery; ISROMAC-14 à Honolulu en 2012,
- Réf. 7.4.12 « VAWT with controlled blades : influence of wake of one turbine on power coefficient on the next turbine ». lors du congrès 5th IC-EpsMsO à Athènes en 2013.

Dans le cadre du papier 7.4.9, ma collègue Sophie SIMONET et moi-même avons décidé d'introduire une analyse spectrale de ce type d'éolienne afin de mieux observer la complexité de l'écoulement. Pour ce faire, des sondes numériques ont été placées en aval de l'éolienne. La comparaison, sur des pales elliptiques, entre deux cas différents a été réalisée: un cas avec le meilleur coefficient de performance et un cas avec une forte instabilité :

- cas (a) avec un rapport de vitesse λ égal à 0,6 et un angle de calage initial de la pale égal à 15 degrés, cas avec le meilleur coefficient de performance,
- cas (b) avec un rapport de vitesse λ égal à 0,2 et un angle de calage initial de la pale égal à 30 degrés, ce qui montre un fort écoulement instable.

Dans les deux cas, il a été montré qu'un tourbillon prend naissance au bord d'attaque de la première aube en amont, s'amplifie au cours de la rotation de l'aube jusqu'à ce qu'il disparaisse lorsque le bord d'attaque devient bord de fuite, observation faite sur les contours de pression et de la composante de vorticité suivant z. L'effet de ce tourbillon a également été capturé par les sondes de pression. L'examen de la composante suivant z de la vorticité montre des tourbillons de valeur négative dans le sillage des aubes, probablement du fait de la double rotation des pales.

L'analyse spectrale effectuée sur les résultats de pression avec le calcul FFT montre que la périodicité de la pression est bien établie dans le cas a. Pour certaines sondes, d'autres fréquences, différentes de la fréquence de passage des aubes et de ses harmoniques, apparaît pour le cas a. Ces fréquences sont liées aux deux vitesses de rotation différentes ω_1 et ω_2 . Au contraire, pour le cas b, la périodicité apparaît à peine. La comparaison entre les deux cas montre une différence importante, de 10dB, entre les niveaux de pression.

L'article 7.4.9 est fourni en annexe 4.

Les parcs éoliens modernes des grandes éoliennes verticales nécessitent des ressources foncières importantes pour séparer chaque éolienne des sillages adjacents de ses voisines. Cette contrainte limite donc la quantité de puissance qui peut être extraite d'une surface au sol donnée.

Dans l'article 7.4.12 (fourni en annexe 5), l'influence de la position de chaque éolienne dans un groupe de trois et des distances entre les éoliennes est analys e. Il traite des performances globales et locales de ces turbines.

L'utilisation de notre petite éolienne à voilure tournante relatives a été étudiée afin d'atteindre une puissance moyenne par unité de surface. Alors que les parcs éoliens modernes composés de grandes éoliennes produisent 2-3 W de puissance par mètre carré de superficie, ces calculs indiquent que les densités de puissance sont d'un ordre de grandeur égal ou supérieur. Les résultats suggèrent une approche alternative de l'éolien qui permet de réduire simultanément le

coût, la taille et les impacts environnementaux des parcs éoliens. La turbine actuelle pourrait être utilisée dans les configurations urbaines.

Un modèle adapté aux meilleures performances du parc éolien global doit être défini. La grille de la turbine ne peut pas être uniforme. Chaque machine individuelle est également placée entre ses voisines en configuration triangulaire.

4.7 Conclusion

Les études menées sur cette éolienne ont confirmé les performances attendues.

Un certain nombre d'études d'influence de paramètres ont été réalisées :

- Influence du type de pale,
- Influence du calage initial,
- Influence de la vitesse adimensionnelle,
- Influence de la position relative de chaque éolienne dans une configuration globale.

L'ensemble de ces analyses est purement numérique, basées sur des modèles 2D et dans un champ de vitesses uniforme.

Ceci étant, la nécessité de réaliser des études expérimentales pour valider ces résultats n'a pas été faite et a cruellement manqué.

Dans le chapitre 6, je vais détailler mes projets futurs, notamment sur l'éolienne CURUTCHET et sur l'ANR URBANTURB.

4.8 Bibliographie

ABBOTT IH et VON DOENHOF FAE Theory of wing sections [Ouvrage]. - [s.l.] : Mc Grax Hill Book, 1949. - ISBN 486-60586-8.

COOPER P et KENNEDY OC Development and analysis of a novel Vertical Axis Wind Turbine [Conférence] // Proceedings of Solar. - Australie : [s.n.], 2004. - pp. 1-9.

COOPER P Wind Power Generation and wind Turbine Design [Ouvrage]. - [s.l.] : WIT press, 2010. - chapitre 8. - ISBN 978-1-84564-205-1.

DARRIEUS GJM Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current [Brevet] : US patent n° 1835081. - 1931.

DIEUDONNE PAM Eolienne à voilure tournante à fort potentiel énergétique [Brevet] : Demande de brevet d'invention FR 2 899 286 A1, brevet INPI 0602890. - 3 avril 2006.

GOLDING E.W. et HARRIS R.I. The genération of electricity by wind power [Ouvrage]. - [s.l.] : John Wiley, 1976.

HAU E wind turbines [Ouvrage]. - Germany : Springer, 2000.

HAYASHI T [et al.] Transient response of a vertical axis wind turbine to abrupt change of wind speed [Conférence] // EWEC. - 2009.

HWANG I.S. [et al.] Efficiency improvement of a new vertical axis wind turbine by individual active control of blade motion [Conférence] // Proc. SPIE. - 2006. - Vol. 6173.

HWANG I.S., LEE Y.H. et KIM S.J. aerodynamic analysis and control mechanism design of cycloidal wind turbine adopting active control of blade motion [Revue] // INT. J. Aeronaut. Space Sci.. - 2007. - Vol. 8. - pp. 11-16.

HWANG I.S., LEE Y.H. et KIM S.J. Optimization of cycloidal water turbine and the performance improvement by individual blade control [Revue] // Applied Energy / éd. Elsevier. - 09 2009. - 9 : Vol. 86. - pp. 1532-1540.

KING FH Farmers of Forty Centuries : Organic Farming in china, Korea, and Japan [Revue] // Courier Dover Publications. - 2004.

KIWATA T [et al.] Performance of a vertical-axis wind turbine with variable-pitch straight blades [Conférence] // the eighteenth International Symposium on Transport phenomena. - Daejeon, Korea : [s.n.], 2007.

LE GOURIERES D Les éoliennes, théorie, conception et calcul pratique [Ouvrage]. - [s.l.] : Editions du Moulin Cadiou, 2008. - ISBN 9782953004106.

LECONTE P. RAPIN M., SZECHENYI E Eoliennes [Ouvrage]. - [s.l.] : Techniques de l'Ingenieur, 2001. - Vol. BM4640 : pp. 1-24.

LEE C.H. [et al.] Optimal design and verification tesxts of cycloidal vertical axis wind turbine [Revue] // Journal of renewable and sustainable energy. - 2015. - Vol. 7.

MALCOM DJ Market, Cost, and technical analysis of vertical and horizontal axis wind turbines [Revue] // Global Energy Concepts, LLC. - 2003.

MARCHAJ CA The Aero-Hydrodynamics of Sailing [Ouvrage]. - [s.l.] : International Marine Publishing Company, 2000. - ISBN 0229986528.

MARTIN J Energies éoliennes [Ouvrage]. - [s.l.] : Techniques de l'ingénieur, 1987. - Vol. B8585 : pp. 1-27.

PAILLARD B Simulation numérique et oprimisation d'une hydrolienne à axe transverse avec contrôle actif de l'angle de calage // Thèse de l'université de Bretagne Occidentale. - 2011.

PARASCHIVIOU I Wind Turbine Design with Emphasis on Darrieus Concept [Ouvrage]. - [s.l.] : Polytechnic International Press,, 2002.

PAWSEY NCK Development and evaluation of passive variable-pitch vertical axis wind turbines // PhD Thesis, Univ. New South Wales,. - Australie : [s.n.], 2002.

RAPIN M. et LECONTE P. Éoliennes - Évolution, Principes de base et potentiel de conversion [Revue] // Techniques de l'Ingénieur. - 2017. - Vol. BM4640-V3.

RODRIGUEZ A.C. Design, fabrication and experiment of a new vertical axis wind turbine [Revue]. - Tainan : [s.n.], 2010. - senior project for bachelor of science in mechanical engineering, Kun Shan University.

RTE bilan électrique français 2010 [Rapport]. - 2011.

SASCHSE Kirsten-boeing propeller [Rapport] : Technical Memorandums National Advisory Committee for Aeronautics, Report No.: 351. - 1926.

ZAMBELLI M. Analisi teorico-sperimentale di un panemone a pale rotanti // Tesi di laurea. - 2003.

ZHANG Q, CHEN H et WANG B Modeling and simulation of two leaf semi-rotary VAWT [Conférence] // nternational Conference on Life System Modeling and Simulation, LSMS 2010, and International Conference on Intelligent Computing for Sustainable Energy and Environment, ICSEE 2010 / éd. Science Computer. - 2010. - Vol. 6328. - pp. 389-398.

Figure 4.1 Eolienne Windisplay.....	49
Figure 4.2 Turbine à axe vertical [(KING, 2004)].....	50
Figure 4.3 Turbine à axe vertical DARRIEUS H [economie.com].....	50
Figure 4.4 exemple de courbes caractéristiques d'un profil de pale (ABBOTT, et al., 1949).....	51
Figure 4.5 Principe de fonctionnement d'une éolienne Savonius (RAPIN, et al., 2017)	52
Figure 4.6 Principe de fonctionnement de l'éolienne Darrieus (RAPIN, et al., 2017)	52
Figure 4.7 Principe du « Kristen-Boeing Propellor » [(SASCHSE, 1926)]	53
Figure 4.8 Principe de fonctionnement de l'éolienne à voilure tourante de DIEUDONNÉ (origine : site eol_process)	53
Figure 4.9 Comparaison du coefficient de puissance des différentes éoliennes d'après (HAU, 2000)	55
Figure 4.10 différentes positions angulaires de l'aube contenue dans le cercle en fond bleu (aubes elliptiques, angle de calage de 8°).....	56
Figure 4.11 différentes positions angulaires pour des aubes droites (ZAMBELLI, 2003)et un angle de calage de 0 degré	56
Figure 4.12 Modèle de l'éolienne étudiée.....	57
Figure 4.13 Maillage et conditions aux limites.....	57
Figure 4.14 Détail du maillage	58
Figure 4.15 Détail du maillage pour un modèle à une pale.....	59
Figure 4.16 Champ de vitesses, $\theta=0^\circ$, a15i.....	61
Figure 4.17 Champ de vitesses, $\theta=0^\circ$, b15i	61
Figure 4.18 Champ de vitesses, $\theta=72^\circ$, a15i	61
Figure 4.19 Champ de vitesses, $\theta=72^\circ$, b15i.....	61
Figure 4.20 Champ de vitesses, $\theta=144^\circ$, a15i	61
Figure 4.21 Champ de vitesses, $\theta=144^\circ$, b15i.....	61
Figure 4.22 Champ de vitesses, $\theta=216^\circ$, a15i	61
Figure 4.23 Champ de vitesses, $\theta=216^\circ$, b15i.....	61
Figure 4.24 Champ de vitesses, $\theta=288^\circ$, a15i	61
Figure 4.25 Champ de vitesses, $\theta=288^\circ$ b15i.....	61
Figure 4.26 Iso- pression, $\theta=0^\circ$, a15i.....	62
Figure 4.27 Iso-pression, $\theta= 0^\circ$, b15i.....	62
Figure 4.28 Iso-pression, $\theta=72^\circ$, a15i	62
Figure 4.29 Iso- pression, $\theta= 72^\circ$, b15i.....	62
Figure 4.30 Iso-pression, $\theta=144^\circ$, a15i.....	62
Figure 4.31 Iso-pression, $\theta= 144^\circ$, b15i	62
Figure 4.32 Iso-pression, $\theta=216^\circ$, a15i.....	62
Figure 4.33 Iso-pression, $\theta= 216^\circ$, b15i	62
Figure 4.34 Iso-pression, $\theta=288^\circ$, a15i.....	62
Figure 4.35 Iso-pression, $\theta= 288^\circ$, b15i	62
Figure 4.36 Coefficient de puissance pour deux cycles, angle de calage de 15 degrés.....	63
Figure 4.37 Coefficient de puissance pour trois cycles, angle de calage de 15 degrés, cas b15s, aubes fixes.....	64
Figure 4.38 Coefficient de puissance pour six cycles et différents angles de calage	64
Figure 4.39 Moments, cas b-30i.....	65
Figure 4.40 Moments, cas b0i.....	65
Figure 4.41 Moments, cas b15i	65
Figure 4.42 Moments, cas b30i	65
Figure 4.43 Coefficient de puissance moyen en fonction de l'angle de calage.....	65
Figure 4.44 Maillage de l'éolienne à aubes droites pour un angle de calage de 0, 8 et 15°	67
Figure 4.45 coefficients moyens de performance	67
Figure 4.46 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, $Re=560\ 000$, EB, $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,4$	69

Figure 4.47 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, SB, $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,4$	69
Figure 4.48 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, EB, 2 $\alpha=0^\circ$, $\lambda=0,6$	69
Figure 4.49 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, SB, $\alpha= 0^\circ$, $\lambda=0,6$	69
Figure 4.50 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=5,6e5, EB, $\alpha = 15^\circ$, $\lambda=0,2$	69
Figure 4.51 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=5,6e5, SB, $\alpha = 15^\circ$, $\lambda=0,2$	69
Figure 4.52 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, EB, $\alpha = 15^\circ$, $\lambda=0,4$	69
Figure 4.53 Moments (mN/m) en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, SB, $\alpha = 15^\circ$, $\lambda=0,4$	69
Figure 4.54 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, EB, $\alpha=0^\circ$	70
Figure 4.55 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, SB, $\alpha=0^\circ$	70
Figure 4.56 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, SB, $\alpha=8^\circ$	70
Figure 4.57 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, EB, $\alpha=15^\circ$	70
Figure 4.58 Cp instantané en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, Re=560 000, SB, $\alpha=15^\circ$	70
Figure 4.59 coefficient de puissance en fonction de l'angle azimutal de l'aube 1, aubes droites, Re = 77 000.....	70
Figure 4.60 Coefficient de puissance en fonction du nombre de Reynolds, aubes elliptiques, $\alpha=0, 8$ et 15 degrés de gauche à droite.....	71

Tableau 4.1 Cas étudiés..... **Erreur ! Signet non défini.**

Équation 4.1.....	55
Équation 4.2.....	55
Équation 4.3.....	55
Équation 4.4.....	60
Équation 4.5.....	60
Équation 4.6.....	60
Équation 4.7.....	60
Équation 4.8.....	60
Équation 4.9.....	60
Équation 4.10.....	60

5 MODELISATION DE L'INTERACTION ROUE-DIFFUSEUR: ROUE SHF, ETUDE COMPARATIVE CALCULS-MESURES

5.1 Nomenclature

b	Hauteur des canaux de la roue ou du diffuseur	(m)
b^*	Position adimensionnelle axiale, $b^*=0$ au moyeu	(-)
C	Couple de la roue	(mN)
$H_t = \Delta p_t / \varpi$	Hauteur totale de la pompe	(m)
N	Vitesse de rotation de la roue	(t/mn)
p	Pression	(Pa)
p_t	Pression totale	(Pa)
Q	Débit volume	(m ³ /s)
Q_m	Débit masse	(kg/s)
Q_n	Débit volume nominal	(m ³ /s)
$Q^* = Q/Q_n$	Débit adimensionnel	(-)
R_i	Rayon en tout point i	(m)
$R^* = R/R_2$	Rayon adimensionnel dans le diffuseur	(-)
v_r	Composante radiale de la vitesse	(m/s)
$v_r^* = v_r/U_2$	Composante radiale adimensionnée de la vitesse	(-)
v_u	Composante tangentielle de la vitesse	(m/s)
$v_u^* = v_u/U_2$	Composante tangentielle adimensionnée de la vitesse	(-)
v_z	Composante axiale de la vitesse	(m/s)
$v_z^* = v_z/U_2$	Composante axiale adimensionnée de la vitesse	(-)
$U_2 = \Omega \cdot R_2$	Vitesse d'entraînement en sortie de roue	(m/s)
Z_i	Nombre d'aubes de la roue = 7	
Z_d	Nombre d'aubes du diffuseur = 8	
ρ	Masse volumique de l'air	(kg/m ³)
θ	Angle azimutal	(°)
Ω	Vitesse angulaire	(rad/s)
$\Psi_{c=} = \frac{(p_t - p_{t3})}{\rho U_2^2 / 2}$	Hauteur totale de la pompe adimensionnelle	(-)
Ψ_i	Hauteur isentropique non dimensionnelle	(-)
$\Psi_s = \frac{(p_s - p_{s3})}{\rho U_2^2 / 2}$	Pression statique adimensionnelle	(-)
Index		
1	Entrée de la roue	
2	Sortie de la roue	
3	Entrée diffuseur	
4	Sortie diffuseur	
i	Roue	
d	Diffuseur	

5.2 Introduction

L'écoulement du fluide dans une machine centrifuge est complexe. Il dépend fortement des conditions de fonctionnement dans le circuit de la machine, et des interactions entre le rotor et le stator [(ADAMCZYK, et al., 1994), (ARNDT, et al., 1990), (EISELE, et al., 1997)].

Les hypothèses d'un écoulement axisymétrique ont été largement posées [(SINHA, et al., 1999), (SINHA, et al., 1999)]. SINHA et al. ont constaté que les aubes du diffuseur jouaient un rôle majeur dans l'établissement des champs d'écoulement circonferentiel en sortie de roue, comme cela a également été mis en évidence par d'autres auteurs [(FENG, et al.), (FENG, et al., 2010), (FENG, et al., 2007)]. Cette interaction rotor-stator entraîne des fluctuations temporelles et spatiales de l'écoulement, ce qui peut engendrer du bruit, des vibrations et conduire à des dégradations des performances de la pompe, même dans les conditions de fonctionnement nominal.

Le but des diffuseurs de pompes centrifuges est de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression statique, en permettant une augmentation progressive de cette dernière et en créant une zone moins turbulente afin que la vitesse du fluide diminue progressivement.

Les diffuseurs radiaux peuvent être classés en deux catégories:

- diffuseur lisse (sans aubes),
- diffuseur aubé. Seul un diffuseur aubé sera présenté ici.

Un diffuseur aubé est déterminé pour un débit donné. Loin du débit de conception, l'efficacité du diffuseur et de la pompe peut devenir critique. Le diffuseur aubé étudié comporte huit passages diffusants de hauteur constante, ce qui devrait permettre de supposer que la pression statique est constante dans la direction axiale. Nous montrerons que ce n'est pas toujours le cas, la section transversale du passage de diffusion augmentant du rayon d'entrée du passage au rayon de sortie.

Les corrélations expérimentales ont largement été utilisées pour concevoir des géométries optimales de passage du diffuseur de canal en supposant des conditions d'écoulement stationnaire et un champ de vitesse uniforme à l'entrée du diffuseur [(RUNDSTADLER, et al., 1975), (JAPIKSE, 1996)].

Pour la configuration réelle de la pompe, les performances globales du diffuseur doivent être analysées en tenant compte des conditions réelles d'écoulement en entrée, y compris la répartition angulaire d'entrée, les effets de blocage, les fuites, et plus généralement l'instationnarité.

On suppose généralement que la récupération de pression dans le diffuseur peut être affectée par :

- l'interaction entre les aubes de la roue et celles du diffuseur,
- la distorsion axiale entre le moyeu et le carter,
- l'effet de blocage,
- l'incidence de l'écoulement à l'entrée
- et le jeu radial entre le rayon de sortie des aubes (R_2) de la roue et le rayon d'entrée (R_3) des aubes du diffuseur (RENEAU, et al., 1967).

Les résultats de DENIZ (FILIPENCO, et al., 1998) ont montré que, par exemple, la distorsion axiale du champ de vitesse d'entrée affecte peu les performances du diffuseur mais que l'angle d'incidence était un paramètre important. D'autres grandeurs telles que l'entrefer roue-diffuseur doivent être prises en compte dans la détermination des performances globales. Il est bien connu que l'écoulement à l'intérieur des canaux de la roue radiale est fortement tridimensionnel avec l'existence d'écoulements secondaires importants (MOORE, et al., 1980). Suivant le dessin des canaux inter-aubes de la roue et le point de fonctionnement, la présence de la configuration, dite de jet-sillage (figure 5.3), peut être observée. Un premier modèle théorique de référence, basé sur un processus de mélange et sur la configuration jet-sillage, a été proposé par DEAN et SENOO (DEAN, et al., 1960). Cette structure a été observée expérimentalement (ECKARDT, 1980) en utilisant des mesures de LDV et à l'aide de la technique de fil chaud (UBALDI, et al., 1992). KRAIN (KRAIN, 1998) a mis en évidence des régions à faible vitesse près du carter. HIRSCH et al. (HIRSCH, 1996) ont présenté une analyse complète des développements de la structure des écoulements dans les

roues centrifuges à l'aide de résultats de simulation numérique (MOORE, et al., 1980), sur la roue ECKARDT.

Les méthodes numériques et expérimentales sont les deux techniques complémentaires qui permettent l'étude de l'écoulement au sein d'une turbomachine. Cependant, chacune de ces méthodes a ses propres limites qui sont repoussées au cours du temps. Pour valider les résultats CFD, des expériences sont encore nécessaires pour fournir des données de référence. Simultanément, les résultats numériques favorisent l'analyse des résultats expérimentaux car ils permettent des investigations dans les zones où les mesures ne sont pas possibles. Des travaux expérimentaux et numériques étendus ont été menés sur le modèle de pompe SHF, fonctionnant en air dans notre Laboratoire du LML, en France.

Les résultats expérimentaux antérieurs [(WUIBAUT, et al., 2000), (WUIBAUT, et al., 2001), (WUIBAUT, et al., 2004), (WUIBAUT, et al., 2006), (DAZIN1, et al., 2007), (DAZIN2, et al., 2008), (DAZIN3, et al., 2008), (CAVAZZINI, et al., 2009), (CAVAZZINI, et al., 2011), (CAVAZZINI, et al., 2011), (DAZIN4, et al., 2011), (CAVAZZINI, et al., 2013)] concernant le modèle de la pompe et du diffuseur utilisés pour la présente étude ont montré que la configuration jet-sillage était stable. En raison de la forme des aubes du diffuseur, combinée avec la valeur plutôt faible du rapport de rayons ($R_3/R_2=1.068$) du modèle de pompe, de nombreuses structures d'écoulement non uniformes sont présentes.

La base de données existante (PIV réalisées par WUIBAUT, CAVAZZINI et DUPONT) a été complétée par des mesures de la sonde de pression stationnaires et instationnaires (CHERDIEU, 2014) pour une analyse complète des performances de l'écoulement. Ces mesures sont comparées à plusieurs modélisations numériques dans le présent document. La configuration expérimentale et les modèles numériques sont présentés dans les premières parties du document. Les comparaisons et l'analyse de leurs résultats (performances globale et locale) dans le diffuseur sont ensuite discutées.

Dans le cas des simulations numériques, deux aspects doivent être pris en considération.

Le premier aspect concerne les équations de gouvernance qui sont résolues dans le modèle. Trois types de calculs numériques sont couramment utilisés dans les turbomachines :

- calculs stationnaires, rotor figé dans une position donnée avec prise en compte des forces d'inertie (« frozen rotor », figure 5.1),
- calculs de plan de mélange (« mixing plane », figure 5.2),
- calculs instationnaires (« unsteady calculations »).

Le calcul « frozen rotor » est une méthode de calcul stationnaire qui utilise le repère de référence de rotation pour convertir l'écoulement transitoire dans la turbomachine en écoulement stationnaire. La différence entre un calcul « frozen rotor » et un calcul « mixing plane » est la suivante. Dans le « mixing plane », les informations en sortie de rotor sont moyennées au droit de l'interface et transmises en entrée du stator. En « frozen rotor », toutes les informations sont transmises au travers de l'interface, sans aucune transformation. Donc, si la prise en compte de l'effet du sillage de la roue sur le diffuseur est nécessaire, la méthode « frozen rotor » est privilégiée. Un inconvénient majeur de cette méthode est qu'elle donne la solution à une seule position angulaire relative rotor-stator. Elle est toutefois économique en temps de calcul. Elle peut également servir de condition initiale à un calcul instationnaire qui ne présente pas de condition de stabilité de calcul. La méthode instationnaire prend en considération les effets de sillage pour toutes les positions relatives rotor-stator, comme dans le cas réel [(CULVER, et al., 2009), (PETIT, et al., 2013), (TAMM, et al., 2002)].

La technique « frozen rotor » s'est révélée suffisante pour la détermination des performances caractéristiques de la machine. Elle peut être utilisée pour obtenir les performances globales de la pompe près des points de dessin de la roue ou du diffuseur, même avec des configurations de maillage simplifiées. Pour une large gamme de débits massiques, CAVAZZINI et al ont montré de bonnes comparaisons entre la mesure par vélocimétrie de l'image des particules (PIV) et les calculs

URANS complets sur le modèle actuel de la pompe, en tenant compte des différentes positions relatives entre la roue et le diffuseur (CAVAZZINI, et al., 2011). Toutes ces études antérieures ne concernaient que les champs de vitesse instationnaires. Pour analyser la récupération de pression dans le diffuseur, il est nécessaire de connaître la valeur de pression à l'entrée du diffuseur. Or, en pratique, cette mesure est difficile à mettre en œuvre. Parmi les nombreuses techniques expérimentales généralement utilisées, seule la sonde de pression intrusive est capable de fournir une évaluation de la pression totale.

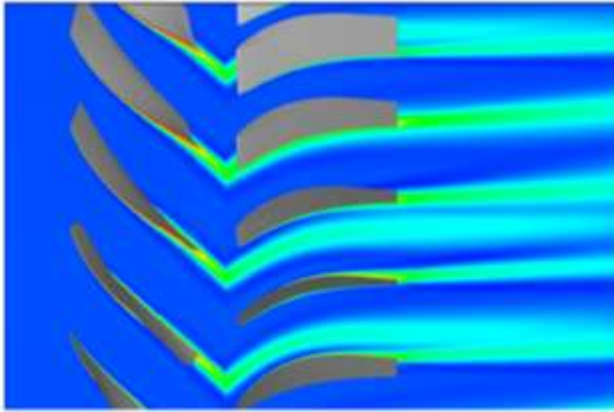


Figure 5.1 Méthode « frozen rotor » : le rotor et le stator sont maintenus dans une position fixe (SICOT, 2009)

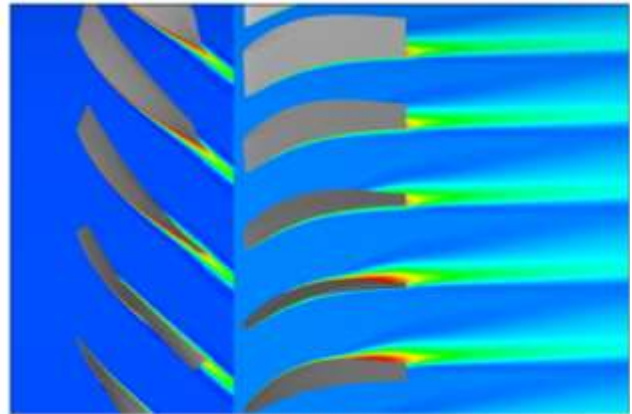


Figure 5.2 Méthode « plan de mélange » : les sillages ne traversent pas la frontière entre rotor et stator (SICOT, 2009)

Le deuxième aspect concerne le modèle géométrique. Certaines simplifications géométriques sont actuellement utilisées, pour limiter le temps de calcul. Par exemple, les débits de fuite sont souvent négligés. Il est évident qu'un modèle complexe (totalement instationnaire, avec prise en considération des débits de fuite) prend plus de temps de calcul, mais est plus proche de la physique réelle. En présence d'un jeu géométrique, un écoulement de fuite apparaît en raison de la différence de pression statique entre l'entrée de la roue et le droit de l'entrefer en sortie de roue, côté carter et côté moyeu.

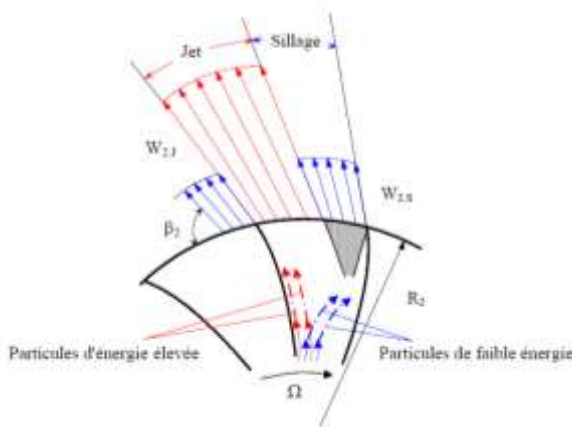


Figure 5.3 Structure jet-sillage (AKHRAS2, 2002)

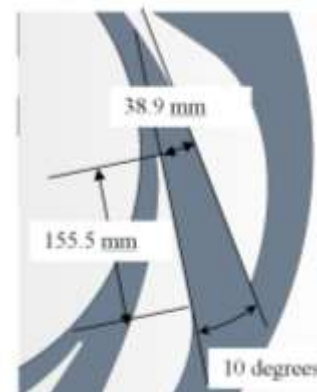


Figure 5.4 Canal inter-aubes du diffuseur SEP

Les performances globales de la pompe sont généralement obtenues en mesurant la différence de pression statique entre les sections d'entrée et de sortie de la pompe. Les différences de pression totale sont ensuite déduites en faisant les hypothèses suivantes : qu'il n'y a pas de pré-rotation dans la section d'entrée de la pompe et que la vitesse y est constante. La vitesse absolue dans la section de sortie de la pompe, après le diffuseur, est également supposée constante. La performance de la roue elle-même est complétée par des mesures de couple et de la pression

statique en paroi dans la section de sortie de la roue. Les composantes des vitesses tangentielles et radiales moyennes sont déterminées en fonction du débit massique et du coefficient moyen du facteur de glissement, par la formule de PFEIDERER. Dans une boucle d'essai expérimentale, des mesures complémentaires peuvent être effectuées à l'aide de différents moyens de mesures locaux, tels que des techniques optiques comme la LDV, qui donne la mesure de la vitesse en un point, et/ou la PIV, qui fournit des cartes de vitesse, et des sondes de pression directionnelles intrusives. Seule cette dernière technique de mesure est capable de donner une évaluation de la pression totale et, par conséquent, de corriger les évaluations des performances de la roue et des pertes dans la pompe. Il faut toutefois rester vigilant sur les erreurs de mesure qui peuvent s'avérer importantes, liées au principe même de l'intrusion. En ce qui concerne les performances de la roue, en fonction des dimensions de la section de sortie de la roue, même avec de très petites dimensions de la sonde, on peut prévoir des difficultés à obtenir des mesures correctes sur les caractéristiques d'écoulement locales principalement en raison des aspects suivants :

- Les dimensions de la sonde peuvent provoquer des effets de blocage locaux, en conséquence le niveau de vitesse mesuré sera supérieur au niveau réel. Dans le cas qui nous intéresse ici, la dimension de la sonde à l'intérieur du canal représente plus de 5% en largeur du canal (2 mm par rapport au plus grand à l'entrée de 38,9 mm) et de 3,5% à 100% de la hauteur du canal (figure 5.4).
- Le jeu dans le trou pour le passage de la sonde peut entraîner des écoulements indésirables et modifier la mesure de pression statique.
- Lorsque des diffuseurs aubés sont présents et, en fonction du point de fonctionnement, les effets en amont provenant des bords d'attaque des aubes du diffuseur peuvent être suffisamment forts pour modifier les indications de la sonde par rapport aux conditions d'entrée d'écoulement idéales sans gradients de vitesse.
- Des effets plus importants concernent les interactions rotor-stator sur les indications de sonde elles-mêmes. Ces effets conduisent généralement à des niveaux supérieurs de pression totale mesurée par la sonde par rapport à ceux réels, même dans le cas où aucune variation d'angle absolue dans le temps n'est présente.
- Une autre source d'erreurs peut être attribuée aux effets des débits de fuite provenant de l'espace radial existant entre les parties fixes et mobiles de la pompe. Cet effet est considéré comme non négligeable pour la pompe testée en air. Tous ces effets doivent être pris en compte lorsque la position de la sonde de pression est dans une section proche de la sortie de la roue. Il faut garder à l'esprit que l'étalonnage de la sonde directionnelle a toujours lieu avec une pression et une vitesse constantes en amont dans des conditions d'écoulement généralement stationnaires à l'extérieur du banc d'essai. Les conditions nominales du diffuseur correspondent au débit nominal adimensionné massique de la pompe de $Q^* = 0.8$.

Les performances des outils informatiques actuels et les codes dédiés permettent les simulations numériques des écoulements internes dans la roue et dans le diffuseur avec un très bon niveau de précision, fournissant un ensemble de résultats d'une grande richesse pour l'analyse des performances.

Ce chapitre sera axé sur le travail de modélisation numérique de la pompe SHF du banc d'essai en air du LML, auquel j'ai apporté ma contribution ces dernières années. Seuls les derniers résultats obtenus avec la prise en compte des débits de fuite en calcul instationnaire seront présentés. Les comparaisons seront réalisées entre nos résultats numériques et expérimentaux de la banque de données du Laboratoire [(WUIBAUT, 2001), (CAVAZZINI, 2006), (CHERDIEU, 2014)]. Beaucoup de résultats expérimentaux ont déjà été publiés sur cette géométrie (tests dans l'air et dans l'eau) (BARRAND, et al., 1985), (WUIBAUT, et al., 2000), (WUIBAUT, et al., 2001), (WUIBAUT, et al., 2004), (WUIBAUT, et al., 2006), (DAZIN, et al., 2007), (DAZIN, et al., 2008), (DAZIN, et al., 2008), (CAVAZZINI, et al., 2009), (CAVAZZINI, et al., 2011), (CAVAZZINI, et al., 2011), (DAZIN, et al., 2011), (CAVAZZINI, et al., 2013)...]

Certaines limites des modèles numériques seront soulignées. Pour ce faire, plusieurs calculs numériques ont été effectués:

- « Frozen rotor » sans fuite,
- Calculs URANS sans fuite,
- « Frozen rotor » avec fuites
- et calculs URANS avec fuites.

Ces résultats numériques seront comparés aux résultats expérimentaux pour plusieurs débits, autour du débit nominal de la roue, des très bas débits aux très hauts débits, afin d'essayer d'évaluer les effets des modèles numériques sur la prédiction de la performance et sur le comportement local de l'écoulement.

5.3 Bilan des travaux autour de RESEDA

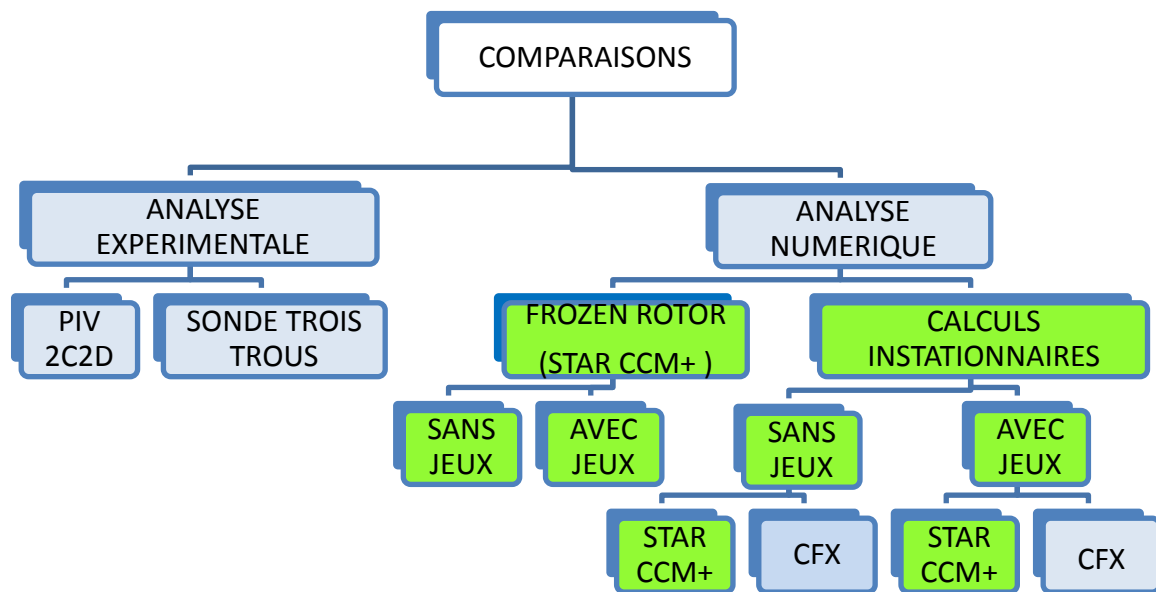


Figure 5.5 Bilan des travaux autour de RESEDA (en vert ma contribution)

Le fil conducteur des travaux (figure 5.5) autour de RESEDA s'articule autour des thèses suivantes :

- 1993 : thèse de Philippe MOREL: Mise au point du banc et étude de recirculation à débits partiels (soutien pôle FIRTECH MEMTA).
- 1999 : thèse de Olivio Godinho PATRICIO Mesure des pressions moyennes et fluctuantes dans la roue.
- 2001, thèse de Guillaume WUIBAUT : Mesures PIV, Etude des interactions roue-diffuseur (diffuseur lisse court et deux diffuseurs aubés)
- 2007 : thèse de Giovanna CAVAZZINI : Etude par PIV et mesures des pressions instationnaires pour l'analyse d'instabilités tournantes dans un diffuseur lisse long
- 2014 : thèse de Patrick CHERDIEU : Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge

Encadrés par J.P. BARRAND, G. CAIGNAERT, G. BOIS, P. DUPONT et A. DAZIN.

Pour les travaux que je présenterai ici, seuls les résultats expérimentaux de G. WUIBAUT, G. CAVAZZINI (mesures PIV) et P. CHERDIEU (mesures avec sonde trois trous) ont été pris en considération.

La figure 5.5 résume les essais et les calculs réalisés. Pour la partie me concernant, surlignée en vert, un seul diffuseur a été étudié.

Depuis 2012, nous avons été amenés à réaliser un certain nombre de comparaisons présentées lors de sept congrès et dans sept articles dont on retrouvera la bibliographie au chapitre 7 [7.1.3 à 7.1.6, 7.2.3, 7.2.5 à 7.2.7, 7.4.10, 7.4.11 ; 7.4.13, 7.4.15, 7.4.18, 7.5.4, 7.5.5, (BAYEUL-LAINÉ, et al., 2012), (BAYEUL-LAINÉ, et al., 2013), (CHERDIEU, et al., 2013), (BAYEUL-LAINÉ, et al., 2014), (BAYEUL-LAINÉ, et al., 2015), (DUPONT, et al., 2015)].

5.4 Méthodes expérimentales

5.4.1 Installation expérimentale

La géométrie de la roue de pompe centrifuge SHF a été déterminée dans les années 80 dans le cadre d'une ARC (action de recherche coordonnée) par un groupe de travail de la SHF (Société Hydrotechnique de France). Les figures 5.6 et 5.7 représentent la roue SHF.



Figure 5.6 Photo de la roue SHF

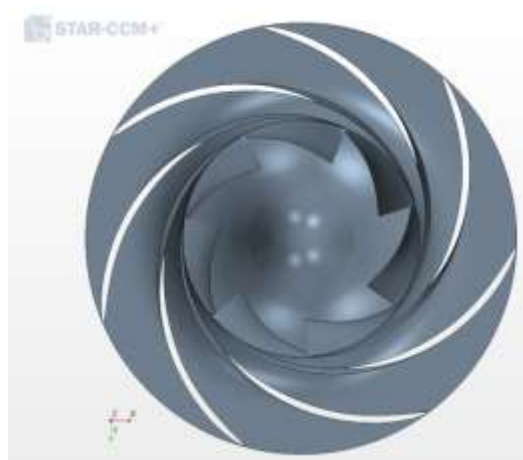


Figure 5.7 Modèle « fluide » de la roue SHF

Le banc d'essai « RESEDA » (figure 5.8) a été mis au point par P. MOREL dans le cadre de sa thèse (MOREL, 1993). Sa conception permet de faire l'hypothèse d'un écoulement axisymétrique en entrée de roue.

Au travers des différentes thèses, quatre diffuseurs ont été testés : deux diffuseurs lisses de tailles différentes et deux diffuseurs aubés. Seul le diffuseur aubé, type SEP, conçu par la SNECMA moteurs dans le cadre du CIRT (Consortium Industrie Recherche en Turbomachines), sera discuté ici (figure 5.9). Ce diffuseur a été calculé pour être adapté à 80% du débit de dessin de la roue.

La plate-forme d'essai expérimentale comprend la roue SHF, couplée au diffuseur en aval et au tube d'aspiration en amont. Afin d'assurer des conditions aux limites de sortie axisymétriques, aucune volute n'est installée en aval du diffuseur. Pour assurer la stabilité du débit d'entrée, un réservoir, équipé d'un filtre et d'un nid d'abeille, a été placé avant la conduite d'aspiration. Un ensemble de diaphragmes modifiables permet l'ajustement du débit à l'entrée du réservoir.

Ce banc a servi à la caractérisation de la pompe et à la mise en évidence de l'aspect très instationnaire de l'écoulement. Les thèses précédemment citées et un certain nombre de publications ont contribué à ces objectifs..

Les caractéristiques de la pompe sont données dans le tableau 5.1

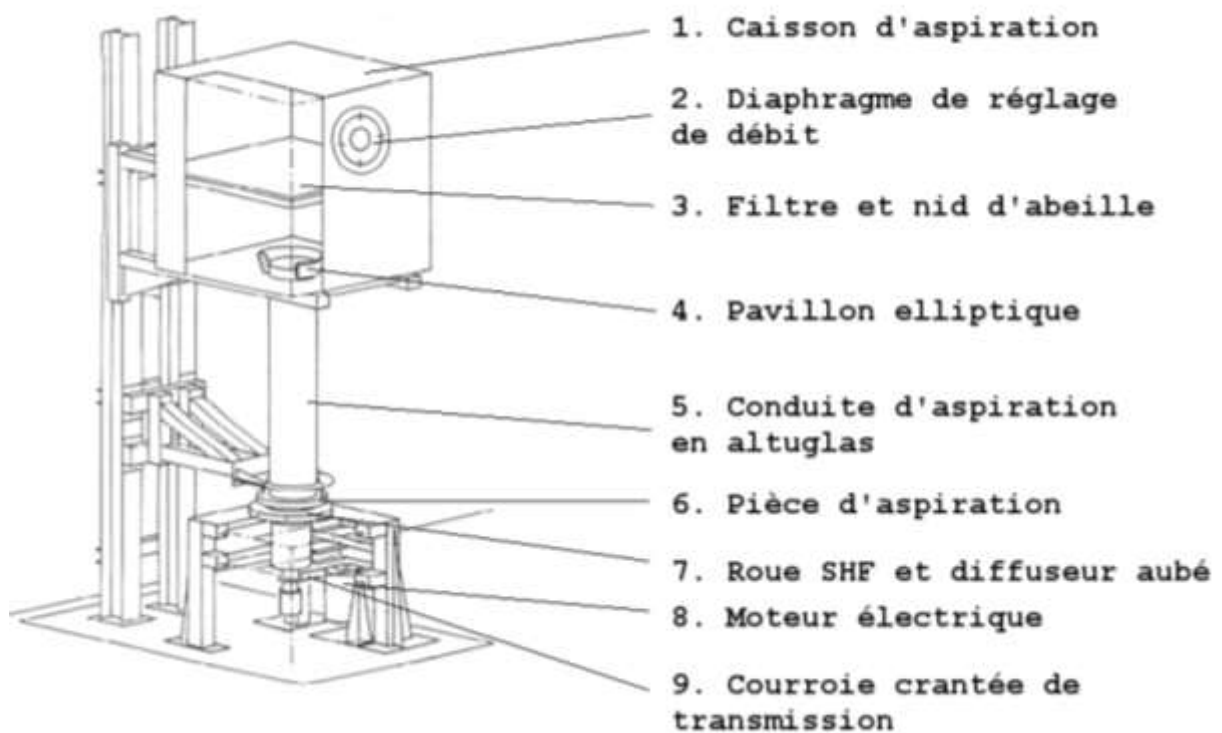


Figure 5.8 Représentation du banc d'essai (CHERDIEU, 2014)

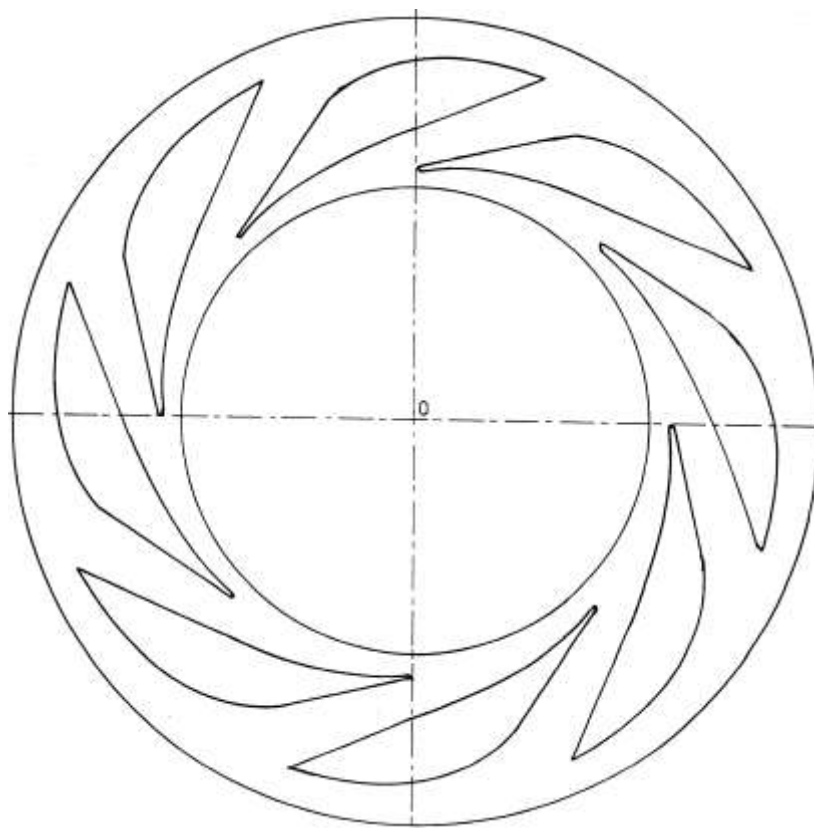


Figure 5.9 Diffuseur SEP

Conduite d'entrée	
Diamètre	0.14113 m
Longueur	0.25 m
Roue	
Rayon d'entrée	0.14113 m
Rayon de sortie des aubes	$R_2=256.6$ mm
Rayon de sortie de la roue	$R_2'=257$ mm
Nombre d'aubes	$Z_i=7$
Angle de sortie des aubes	$\beta_{2a}=22^\circ 30'$
Hauteur de sortie du canal	38,5 mm
Débit nominal	$Q_{ni}=0.337$ m ³ /s
Vitesse de rotation	$N=1710$ rpm
Diffuseur	
Rayon d'entrée du diffuseur	$R_3'=258$ mm
Rayon d'entrée des aubes	$R_3=273.6$ mm
Rayon de sortie des aubes	$R_4=397,8$ mm; $(R_4-R_2)/R_2=55,04$ %
Angle géométrique d'entrée	$\alpha_{31}=10,21^\circ$ (au bord d'attaque de l'aubage, $R=275,94$ mm)
Angle géométrique de sortie	$\alpha_{31}=10,21^\circ$ (au bord d'attaque de l'aubage, $R=275,94$ mm)
	$\alpha_4=39,55^\circ$ (au centre du col de sortie, $R=371,88$ mm)
	$B_3=40$ mm
hauteur constante du canal	
Rayon de sortie du diffuseur	$R_4'=440$ mm
Nombre d'aubes	$Z_d=8$
Débit nominal	$Q_{nd}=0.8Q_{ni}$
Entrefer	$(R_3-R_2)/R_2=6,65$ %

Tableau 5.1 Caractéristiques principales de la pompe

P. MOREL a réalisé des mesures de l'écoulement par anémométrie Doppler deux composantes.

O. PATRICIO a mené une analyse des pressions pariétales en valeurs moyennes et en valeurs fluctuantes (PATRICIO, 1999).

Ces premières études ont permis la qualification du banc d'essai et la mise en évidence de phénomènes tels que la recirculation, la pré-rotation et le décollement [(BARRAND, et al., 1985), (CAIGNAERT, et al., 1998)].

5.4.2 Focus sur les sources de fuite

Je vais me concentrer ici, sur la présentation de ma contribution dans la modélisation des jeux et dans la détermination des débits de fuite dans ces jeux. Il faut noter que ce sujet a été une préoccupation constante de tous les chercheurs qui ont travaillé sur ce banc. Ils ont utilisé des modèles empiriques de pertes. Ma contribution passe par la modélisation de la géométrie des jeux.

Donc avant d'aller plus avant sur une présentation synthétique des techniques de mesure grâce auxquelles les résultats numériques pourront être confrontés, examinons les sources de fuite. Elles sont de deux sortes (figure 5.10):

- Entre l'entrée et la roue, puisque une étanchéité parfaite ne peut être assurée entre une partie tournante et une partie fixe (figures 5.11 et 5.12)

- entre la sortie de roue et l'entrée du diffuseur, côté moyeu et côté carter (jeu de 1 mm avec un épaulement dans le diffuseur, comme on le verra dans la partie modélisation) (figure 5.13).

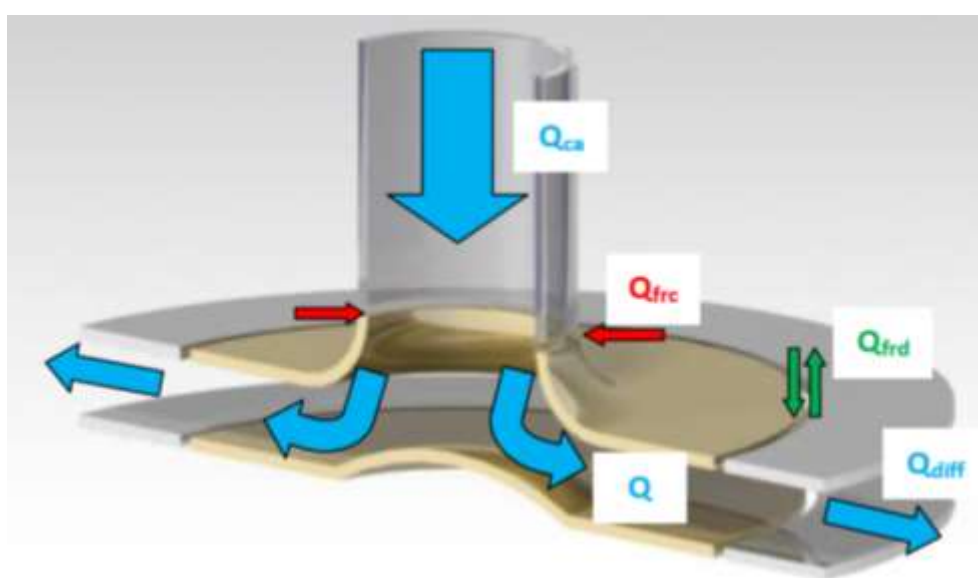


Figure 5.10 Schéma de définition des différents débits (CHERDIEU, 2014)

Pour la perte de charge à l'entrée de roue, G. WUIBAUT a proposé un modèle, basé sur le memento des pertes de charge (IDEL'CIK, 1960)

$$Q_{vf} = 5,4494 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho 404}} \quad \text{Équation 5.1}$$

avec Δp , différence entre la pression atmosphérique (pression en sortie de roue) et la pression pariétale à l'entrée de la machine.

Pour la perte de charge entre la roue et le diffuseur, côté carter, P. CHERDIEU a proposé un modèle comprenant une perte linéaire et deux pertes de charge singulières (rétrécissement et élargissement brusque).

Pour la perte de charge entre la roue et le diffuseur, côté moyeu, il a proposé un modèle similaire comprenant en plus un coude à 90°.

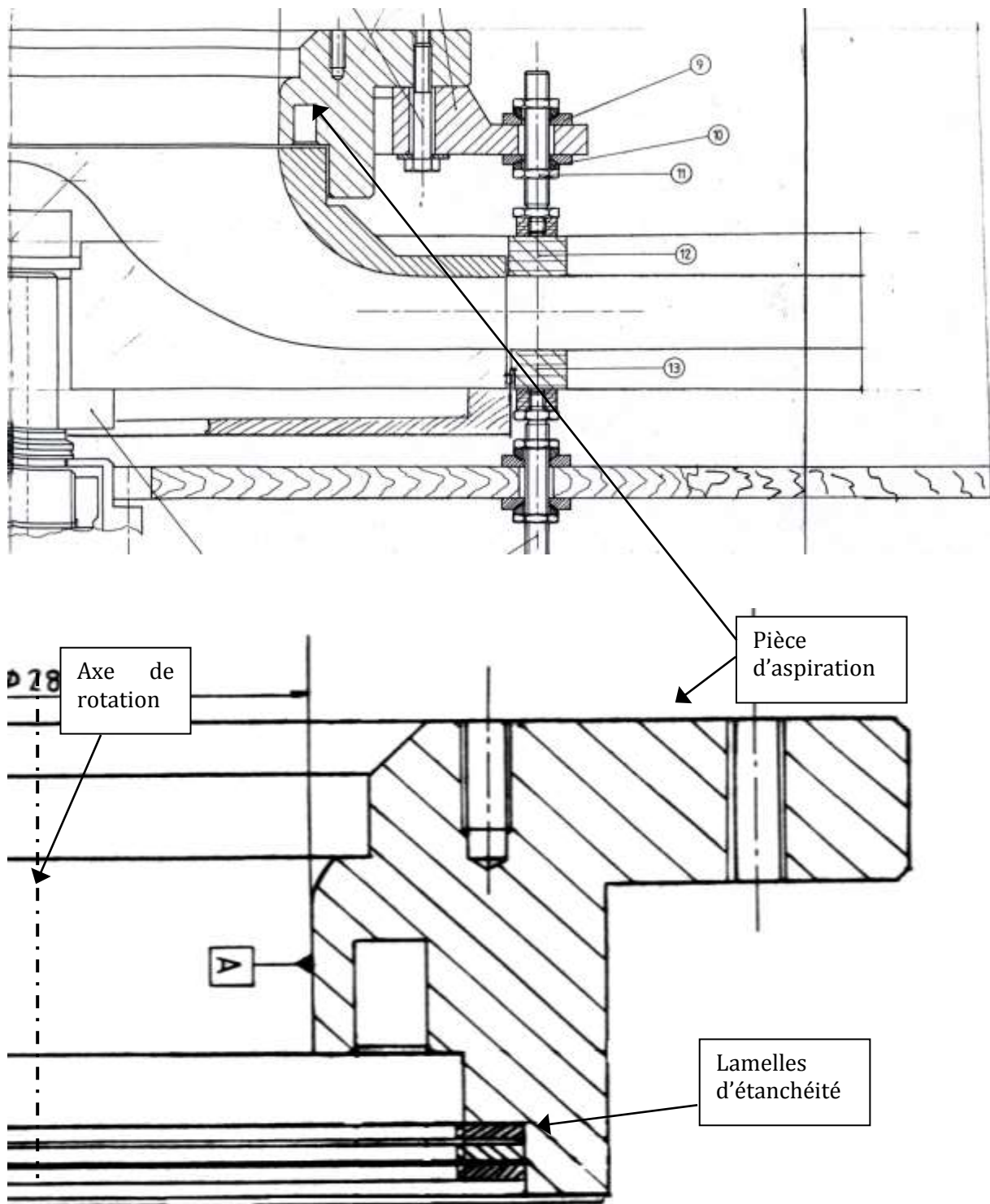


Figure 5.11 Utilisation de lamelles d'étanchéité à l'entrée de la roue : joint labyrinthe (WUIBAUT, 2001)

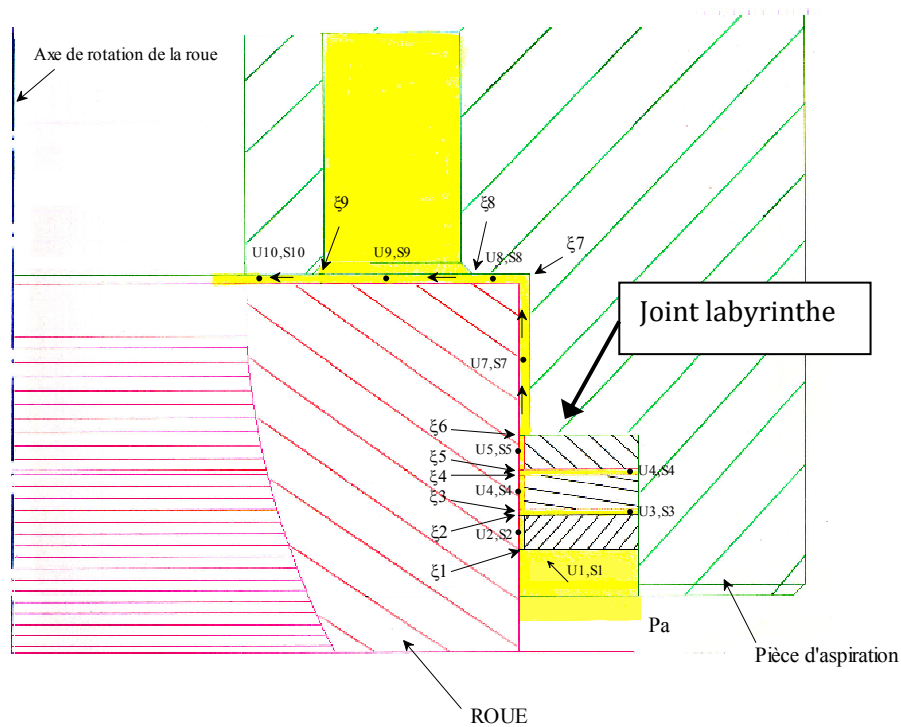


Figure 5.12 Modèle analytique pour l'estimation du débit de fuite (WUIBAUT, 2001)

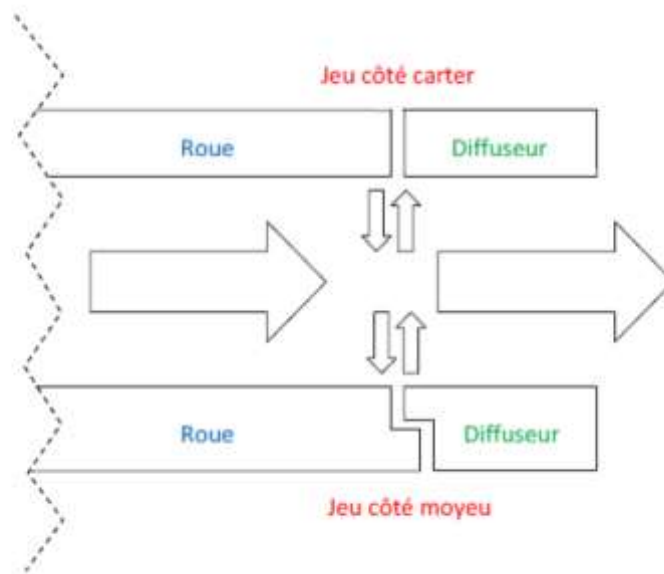


Figure 5.13 Schéma de principe du jeu entre la roue et le diffuseur (CHERDIEU, 2014)

Mesures PIV

G. WUIBAUT a mis en place une première campagne de mesures et mis en œuvre la vélocimétrie par images de particules 2D, 2C (WUIBAUT, 2001), dans une partie de la roue et du diffuseur. D'autres mesures PIV ont été réalisées dans le cadre de la thèse de G. CAVAZZINI (CAVAZZINI, 2006), essentiellement dans le diffuseur.

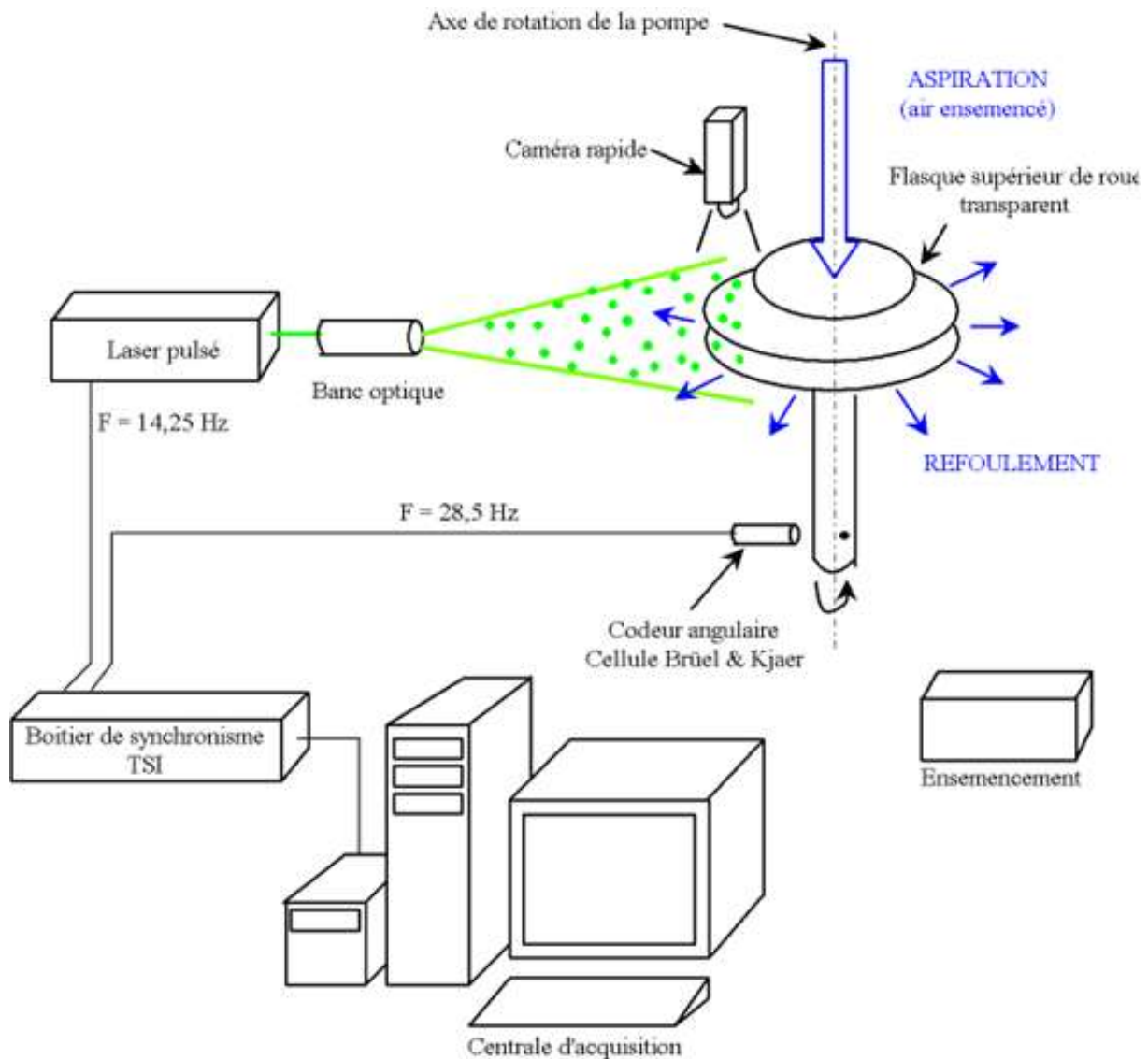


Figure 5.14 Système d'acquisition (WUIBAUT, 2001)

Le système d'acquisition est représenté figure 5.14. Il est composé d'un laser pulsé, de deux caméras, d'une boîte de synchronisation, qui gère l'information entre les différents composants du système, une unité de contrôle d'acquisition, permettant d'afficher en temps réel les images acquises à partir des caméras et d'un système pour l'ensemencement des particules.

Des plans de mesure PIV ont été obtenus en combinant deux plans laser afin d'éclairer deux passages de roue consécutifs à la section de sortie de la roue. Les champs PIV ont été mesurés simultanément avec deux caméras dans la zone de sortie de la roue et à l'intérieur du diffuseur (figure 5.15). Les mesures instantanées PIV ont été simultanément prises dans deux domaines situés côte à côte par les deux caméras individuelles toutes les deux révolutions complètes de la roue. Pour chaque point de fonctionnement, ces mesures ont été synchronisées pour différentes positions angulaires de la roue (figures 5.16 et 5.17). Pour chaque position angulaire, quatre cents cartes de vitesses instantanées ont été acquises,

La procédure expérimentale a permis la détermination des vitesses absolues moyennes dans deux plans laser, pour :

- 9 (WUIBAUT, 2001)
- 7 (CAVAZZINI, 2006) positions angulaires différentes de la roue par rapport aux aubes du diffuseur (figures 5.16 et 5.17).

Les mesures ont été effectuées :

- à mi-hauteur ($b^*=0.5$) (figure 5.18) dans le cadre de la thèse de G. WUIBAUT, à la fois en sortie de roue et dans le diffuseur pour quatre débits ($Q^*=0,588 ; 0,785 ; 0,961 ; 1,201$).
- dans plusieurs plans par G. CAVAZZINI ($b^*=0,125 ; 0,25 ; 0,5 ; 0,75$ et $0,875$) pour six débits ($Q^*=0,39 ; 0,584 ; 0,772 ; 0,905 ; 1,003 ; 1,073$), uniquement dans le diffuseur.
- dans l'ensemble roue-diffuseur pour les mesures de Guillaume WUIBAUT,
- uniquement dans le diffuseur pour les mesures de Giovanna CAVAZZINI.

Cela permet une assez bonne évaluation des cartes de vitesses moyennes temporelles. Les résultats PIV sont extraits des deux thèses, leur post-traitement dans le cadre du présent chapitre a été repris et mis en forme par Patrick DUPONT. Afin de faire des comparaisons entre les méthodes, pour chaque position relative du diffuseur par rapport à la roue, les valeurs moyennes de la vitesse radiale, de la vitesse tangentielle et de la vitesse absolue, de l'angle α par rapport à la direction radiale à l'intérieur du diffuseur ont été calculées pour l'ensemble des quatre cent cartes instantanées et des différentes positions angulaires de chacune.

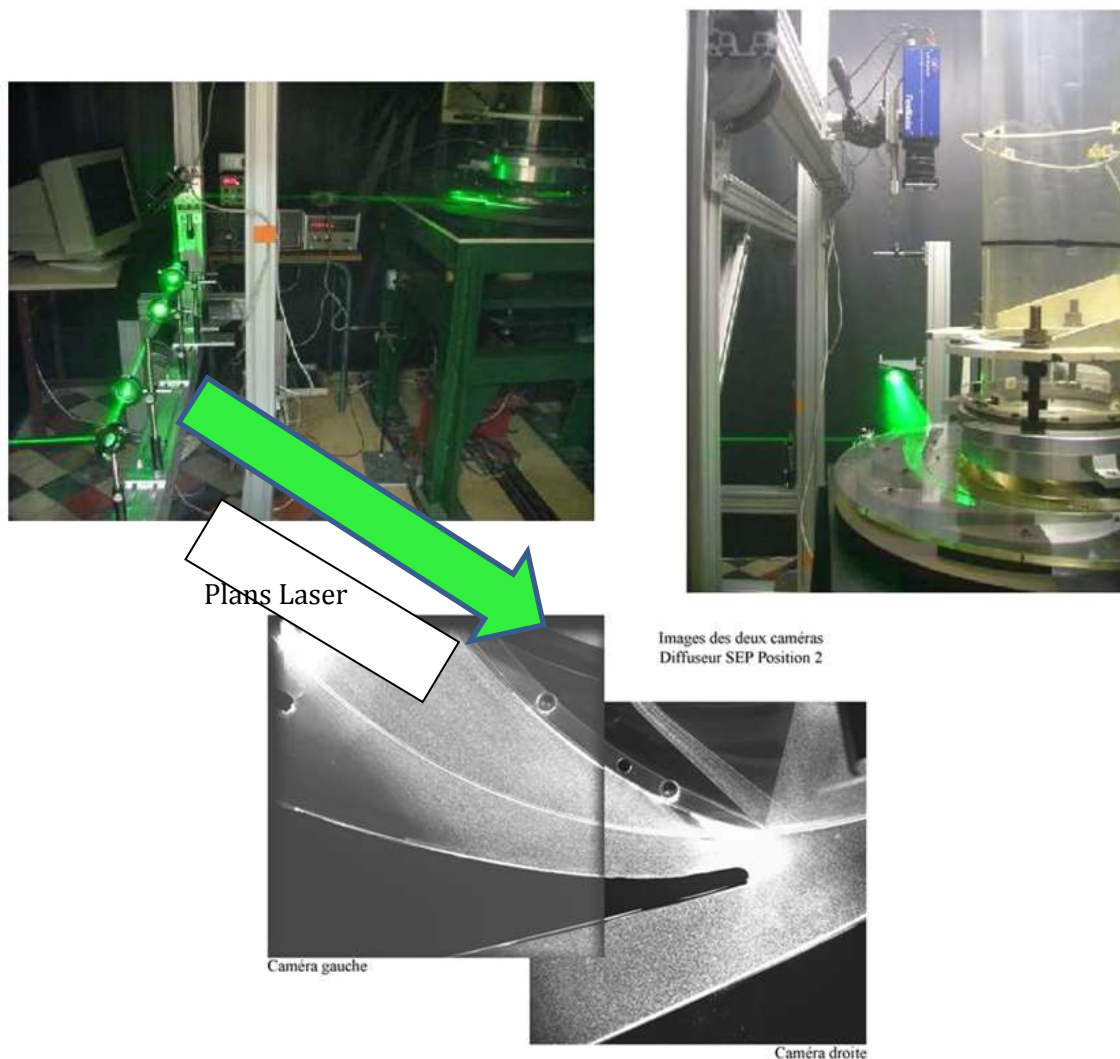


Figure 5.15 Mesures PIV (WUIBAUT, 2001)

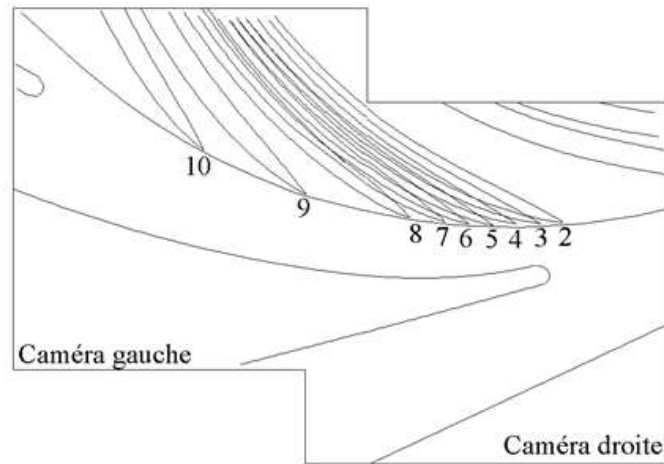


Figure 5.16 positions de roue étudiées pour le diffuseur SEP (WUIBAUT, 2001)

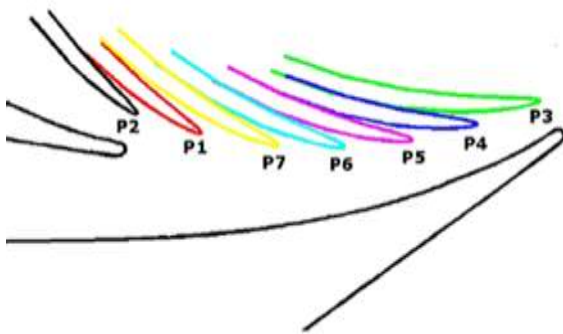


Figure 5.17
Différentes positions angulaires relatives
(CAVAZZINI, 2006)

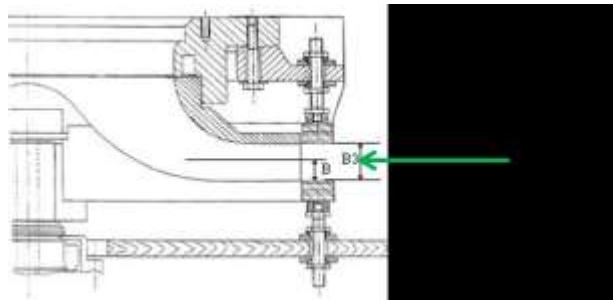


Figure 5.18 plan laser de G. WUIBAUT
(WUIBAUT, 2001)

On trouvera dans le tableau ci-dessous les principaux paramètres des mesures PIV.

Paramètres de mesure PIV

2D/2C PIV

2x1580 points de mesure à chaque débit

**Carte de vitesses : 80 x 120 mm² (81 x 125 vecteurs) :
980 Hz**

Période d'échantillonnage : 1.5 s

Temps entre deux mesures: 110-130 µs

Calcul des moyennes sur 400 cartes de mesure

Tableau 5.2 Paramètres de mesure PIV

1.1.1. Sonde trois trous

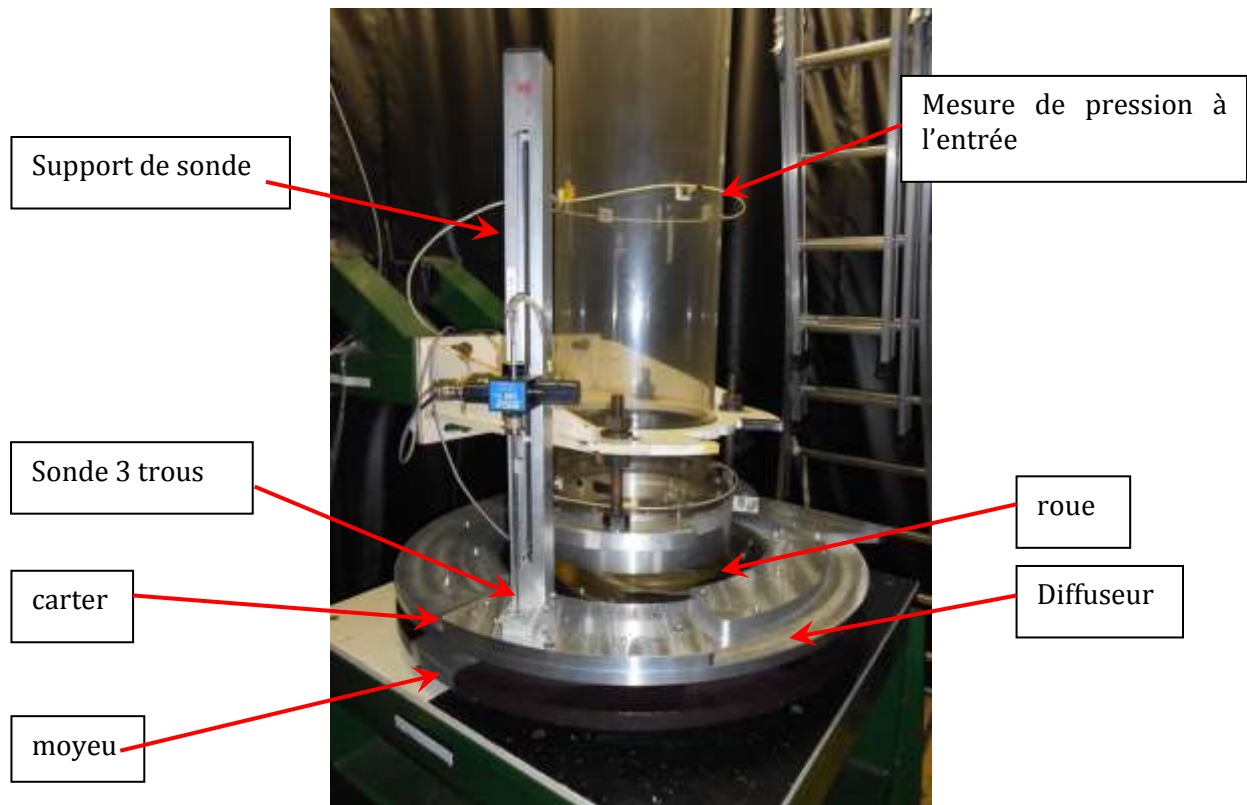


Figure 5.19 Banc d'essais équipé de la sonde 3 trous (CHERDIEU, 2014)

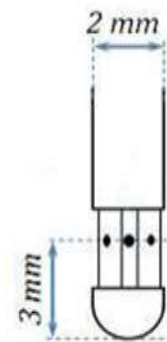
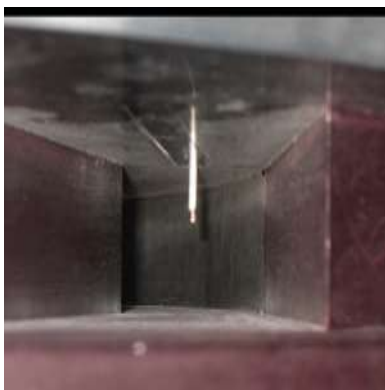


Figure 5.20 Sonde 3 trous : positionnée dans le canal inter-aubes à gauche, schéma de la sonde à droite (CHERDIEU, 2014)

Les mesures avec la sonde 3 trous ont été réalisées dans le cadre de la thèse de Patrick CHERDIEU. Ils ont été repris par un étudiant en stage au Laboratoire dans le cadre des échanges avec la Chine : Qiaorui SI.

Les performances du dispositif sont obtenues par mesure d'une différence de pression statique. Pour compléter les mesures, il est nécessaire de connaître la pression totale, c'est pourquoi la sonde de pression 3 trous (figures 5.16 et 5.17) est utilisée. Elle permet, à partir de la mesure des pressions dans chaque trou et grâce à un étalonnage préalable d'obtenir, la valeur moyenne des grandeurs suivantes : la pression totale, la pression statique, la vitesse absolue et les composantes radiales et tangentielles de la vitesse en tout point de mesure.

Afin de bien représenter le champ d'écoulement, vingt-trois positions de sonde sont définies comme on le voit sur la figure 5.21 :

- Les positions 1 à 9, situées au rayon 274 mm, correspondant à l'entrée du diffuseur
- Les positions 10 à 18, situées au rayon 373 mm, à la sortie du diffuseur
- Les positions 19 à 23, placées dans le canal inter-aubes.

La sonde est positionnée dans chaque emplacement et pour chacune des hauteurs b^* , $b^*=0$ au moyeu et $b^*=1$ au carter.

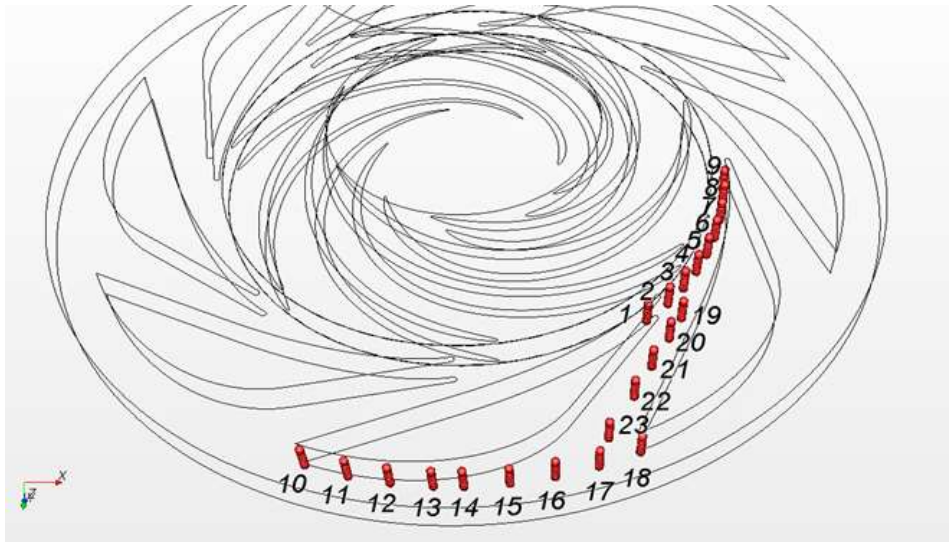


Figure 5.21 Différentes positions de mesures de la sonde trois trous

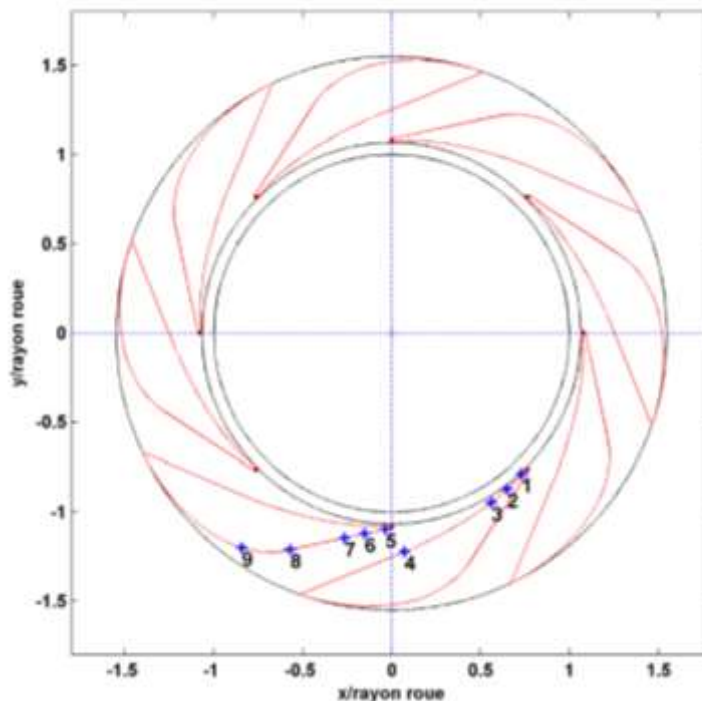


Figure 5.22 positions des sondes de pression instationnaires

Pour chaque emplacement, dix hauteurs sont enregistrées ($b^* = 0,125, 0,2, 0,25, 0,375, 0,5, 0,625, 0,75, 0,875, 0,925, 0,975$ du moyeu au carter) pour cinq débits ($Q^* = 0,39, 0,584, 0,772, 1,003, 1,773$).

Patrick CHERDIEU a complété ses mesures par des prises de pression instationnaires qui dans l'état actuel des choses n'ont pas été exploitées dans le cadre de mes calculs. Cela fera partie de mes perspectives.

5.5 Modélisation numérique

Les simulations numériques ont été réalisées avec le code de calcul industriel Star CCM+, les versions évoluant de la version 7.02 en 2012 à la version 11.02 en 2016. Des calculs « frozen rotor » et des calculs complètement instationnaires de la pompe complète (entrée, roue et diffuseur pour la version sans jeux ont été réalisés, complétés par un volume d'air extérieur pour les calculs avec fuites). Ces calculs ont été réalisés sur un modèle géométrique de l'ensemble des domaines représenté par un maillage polyédrique avec des cellules prismatiques près de la paroi auquel s'ajoute un maillage spécifique des jeux qui sera précisé ci-après dans le cas du modèle avec jeu.

Les équations RANS et URANS sont résolues. On utilise le modèle de turbulence $k-\omega$ SST [(MENTER, 1994), (MENTER, et al., 2002)].

Dans les calculs instationnaires, les positions et hauteurs de la sonde sont similaires aux positions expérimentales. Contrairement aux mesures physiques, le domaine de calcul n'est pas limité par les dimensions de la sonde. C'est pourquoi deux hauteurs supplémentaires sont prises en compte ($b^* = 0,025$ et $b^* = 0,075$) pour les 23 positions de la sonde.

Les critères de convergence du calcul sont inférieurs à 10^{-4} . Les valeurs de y^+ sont inférieures à 15 dans l'ensemble du domaine de calcul. La taille des maillages a été optimisée et l'influence des paramètres du maillage ont été testées [(BAYEUL-LAINÉ, et al., 2015)]

5.5.1 Modèle sans jeux

Le domaine de calcul a été divisé en trois zones: la zone d'entrée, la zone de la roue et la zone diffuseur (figures 5.23 et 5.24).

La condition limite à l'entrée est une condition de débit massique ($Q^* = 0,386; 0,584; 0,766, 0,973 ; 1,142$). La condition limite en sortie est une condition de pression égale à la pression atmosphérique de référence (pression relative = 0 Pa). Les limites de la frontière extérieure à la roue sont considérées comme des parois tournantes. Le fluide (air) est supposé incompressible à une température constante de 20°C.

Un maillage polyédrique avec des couches de maille prismatique près des murs est utilisé pour tous les calculs (5 couches de prisme pour une épaisseur totale de couches prismatiques de 1 mm). La taille cible du maillage est de 3 mm et la taille minimale de 0,5 mm.

La taille est d'environ 10 millions de cellules pour le maillage sans prise en compte des jeux.

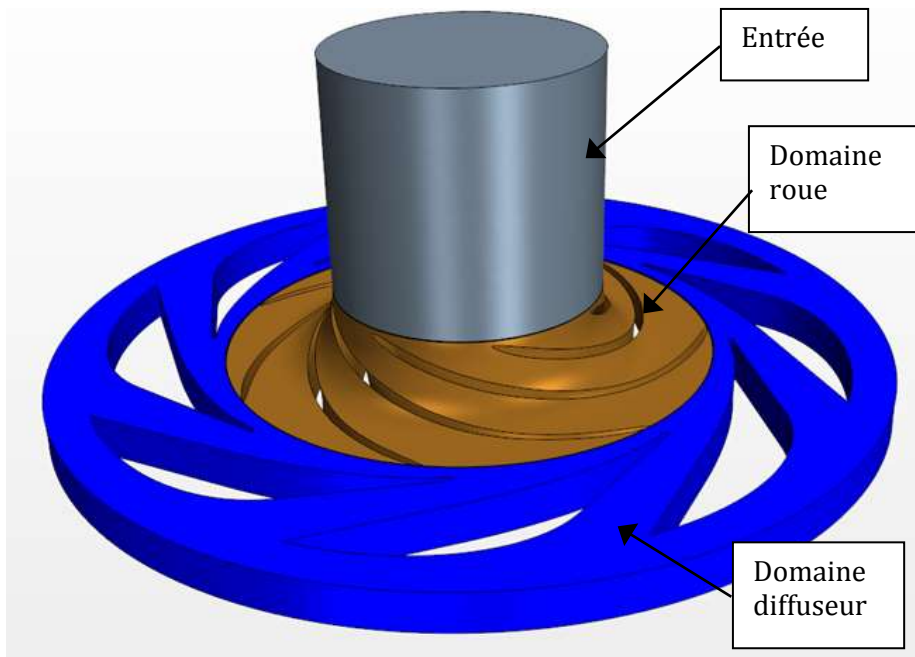


Figure 5.23 Modèle CFD, calculs sans jeux

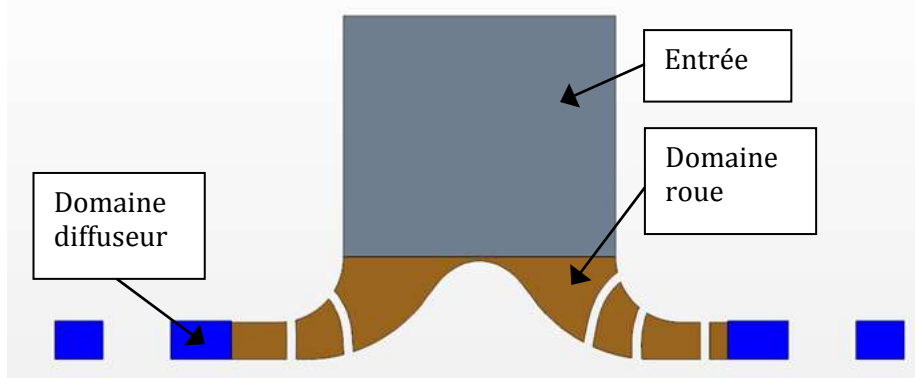


Figure 5.24 Plan de coupe du modèle CFD

5.5.2 Modèle avec jeux

Ces travaux ont débuté par des projets d'élèves en 2013 avec un étudiant italien, Lucio MICCOLI (réf. 7.9.1.3), dans le cadre des échanges avec l'université de Padoue et avec un étudiant en master turbulence, Werner REICHL (réf. 7.9.4.1).

Les calculs ont été réalisés avec le code Star CCM + 8.06. La géométrie des jeux est réellement prise en compte (figures 5.11 et 5.25). Un maillage complet a été mis en place avec la géométrie réelle des jeux et du domaine externe en amont du joint labyrinthe (figures 5.12 et 5.25). Pour satisfaire à ces contraintes, les conditions aux limites comprennent le mouvement relatif du carter de la roue dans le domaine extérieur.

Le domaine de calcul est divisé en quatre domaines:

- Domaine d'entrée
- Domaine roue
- Domaine diffuseur
- Domaine extérieur.

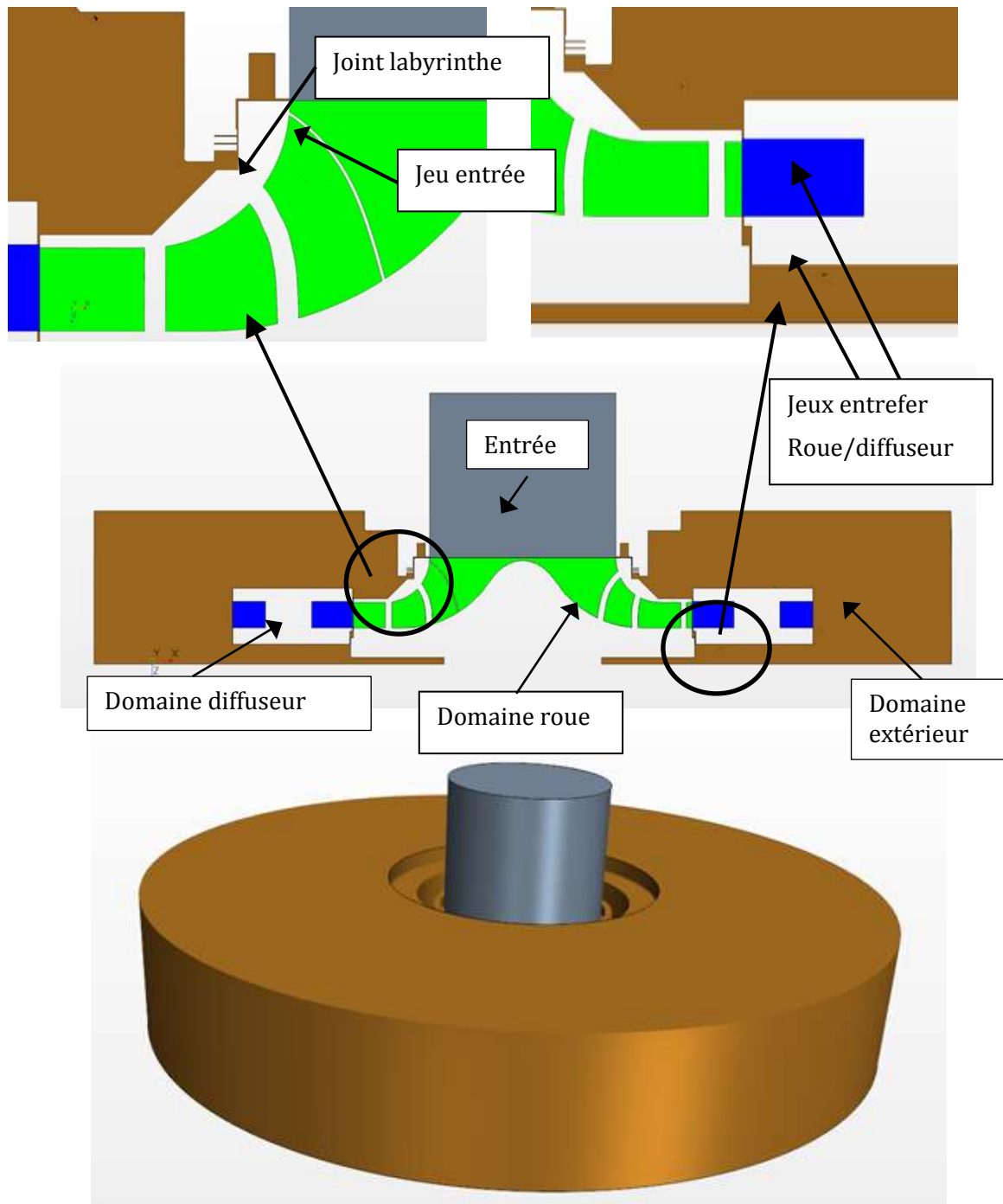


Figure 5.25 Modèle avec prise en compte des jeux.

Comme l'épaisseur des jeux est très petite (1 mm), un modèle de maillage type « thin mesher » a été choisi. Ce type de maillage permet aux régions minces de la géométrie d'avoir un maillage de volume prismatique (parallélépipédique). L'utilisation de ce type de maillage améliore la qualité globale du maillage et réduit le nombre de cellules par rapport à un maillage de type polyédrique équivalent. Le nombre de couches prismatiques dans ce maillage « thin mesher » a été réglé sur 10. Dans les autres parties du domaine, un maillage polyédrique, avec des mailles prismatiques aux parois, est utilisé pour tous les calculs (5 couches de mailles prismatiques pour une épaisseur totale de 1 mm). La taille cible est de 3 mm et la taille minimale de 0,5 mm. La taille de la grille est d'environ 20 millions de cellules pour l'ensemble des quatre domaines.

5.6 Analyse comparative des résultats

Avant d'analyser l'écoulement à l'intérieur du diffuseur aubé il est nécessaire de vérifier que les résultats numériques sont en bon accord avec les résultats expérimentaux. La méthode PIV et les méthodes numériques ne sont pas des méthodes intrusives, de sorte qu'ils ne modifient pas l'écoulement du fluide. Mais la méthode PIV ne peut pas donner les valeurs de pression statique et de pression totale. La sonde trois trous peut donner cette information, mais elle modifie l'écoulement. Comme il a été dit précédemment, la présence de la sonde à l'intérieur du canal représente plus de 5% de la plus largeur du canal inter-aubes (2 mm en comparaison de 38,9 mm) et de 3,5% à 100% sur la profondeur locale du canal (figure 5.26). La méthode numérique est un bon compromis pour analyser l'évolution de l'écoulement si un bon accord entre toutes les méthodes peut être vérifié.

La vérification de l'accord se fait en trois étapes:

- Par rapport aux performances globales (différentes hauteurs caractéristiques, différents rendements)
- Par rapport aux performances locales en différents points du diffuseur (pression statique, composantes radiale et tangentielle de la vitesse, angle d'écoulement).
- Par rapport aux performances locales dans différents plans de coupe (mêmes paramètres).

Les résultats numériques sont enregistrés à chaque pas de temps, qui équivaut à un degré de rotation, pour toutes les positions de la sonde numérique (23 positions * 12 hauteurs). De plus, les contours de pression, de vitesse ou d'angle d'écoulement sont également enregistrés à chaque pas de temps.

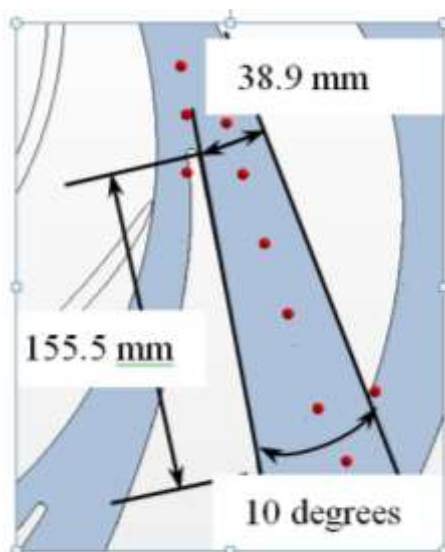


Figure 5.26 Position des sondes

5.6.1 Analyse des résultats globaux

5.6.1.1 Débits de fuite

Ces résultats sont donnés pour l'ensemble des débits entre $Q^* = 0,386$ et $Q^* = 1,13$. Le modèle numérique prend en compte les débits de fuites du fluide.

Les débits de fuites sont déterminés :

- à l'entrée de la roue,
- en sortie de la roue, dans l'entrefer entre la roue et le diffuseur

- côté moyeu
- et côté carter

avec les deux méthodes numériques (« frozen rotor » et « instationnaires »). L'effet de rotation de la roue a été pris en compte dans la solution numérique.

WUIBAUT et CHERDIEU ont proposé des solutions analytiques pour chaque type de fuite dont j'ai parlé précédemment. L'effet de rotation de la roue n'a pas été pris en compte dans ces solutions analytiques. A l'entrée de la roue, seules les pertes de charge locales dans le labyrinthe sont prises en compte. Au droit de l'entrefer, côté carter, les pertes de charge locales sont dues au rétrécissement ou à l'élargissement, suivant que la fuite est entrante ou sortante. A cette perte locale s'ajoute une perte par frottement fluide sur la hauteur du jeu. Au droit de l'entrefer, côté moyeu, CHERDIEU a considéré que les pertes sont la somme de deux courbes.

Les résultats sont présentés dans la figure 5.27 pour les 3 méthodes et pour chaque source de fuite. Les débits de fuites sont considérés positifs s'ils entrent dans le domaine.

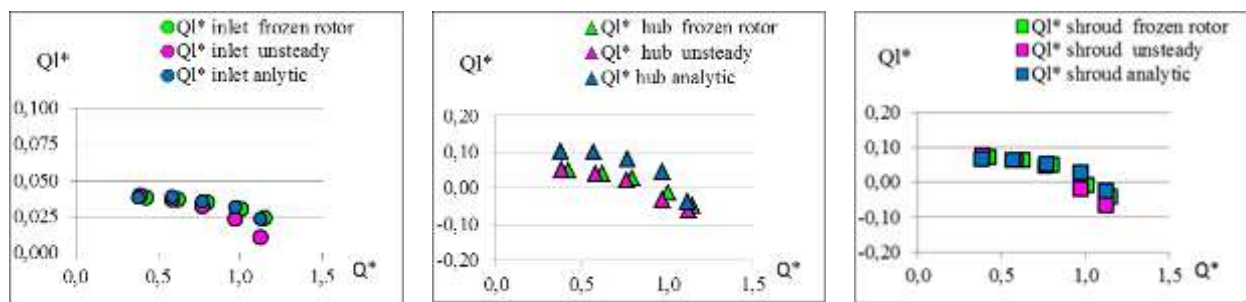


Figure 5.27 Débits de fuite, comparaison entre les méthodes de calcul

A l'entrée, toutes les méthodes conduisent à des résultats quasi-identiques. Quelle que soit la méthode, le débit de fuite est positif. Dans le modèle numérique instationnaire, les débits de fuites sont plus faibles pour un débit d'entrée de roue élevé.

Les débits de fuites au droit de l'entrefer, dépendent du débit dans la pompe. À des valeurs faibles de Q^* , une fuite positive entre la roue et le diffuseur a été observée (figure 5.28 a). Pour des valeurs élevées, la tendance est inversée comme on peut le voir dans les figures 5.27 et 5.28. Ces tendances ont également été observées dans des études antérieures [(BAYEUL-LAINÉ, et al., 2013), (CAVAZZINI, 2006)].

Les résultats analytiques semblent être suffisants pour prédire ces débits en valeurs globales, sauf côté moyeu. La prédiction de ces débits a également été démontrée par d'autres auteurs (KHELLADI, et al., 2010).

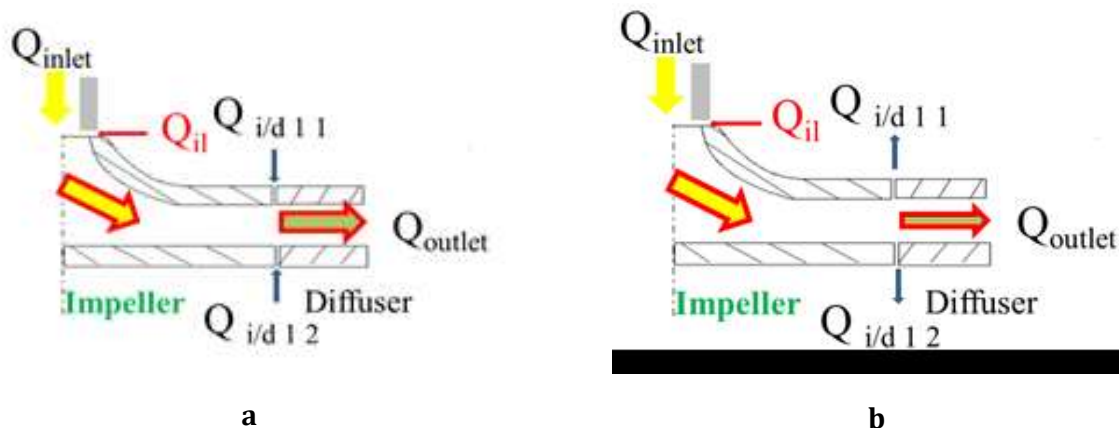


Figure 5.28 Schémas des fuites

La figure 5.29 présente l'évolution des débits adimensionnels à l'entrée du domaine, à l'entrée de la roue, et à l'entrée du diffuseur. Ces courbes montrent l'importance des débits de fuites à faible débit d'entrée de roue et l'influence des débits de fuites sur les performances globales, en particulier aux faibles débits d'entrée de roue.

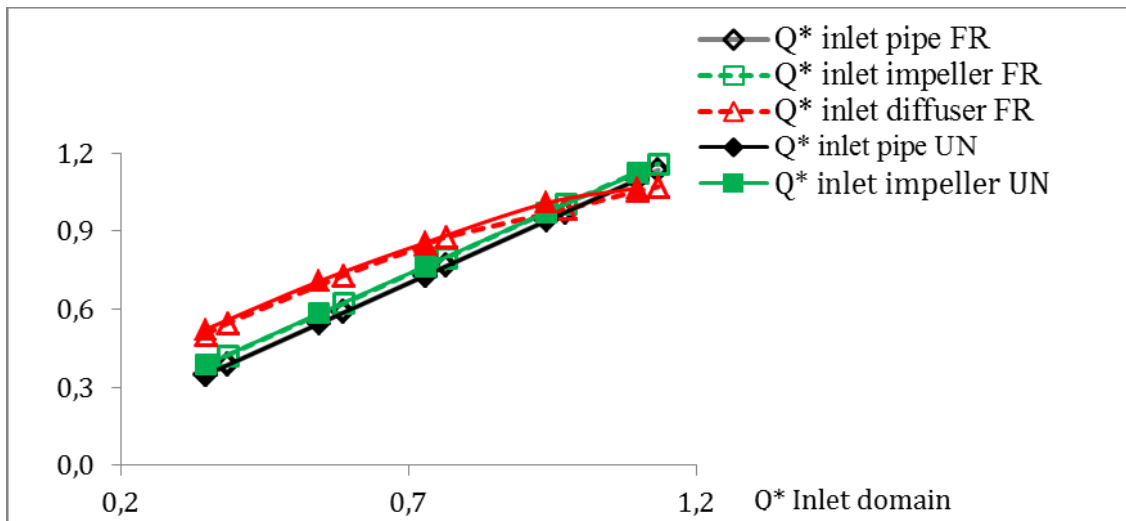


Figure 5.29 Débits d'entrée dans les différents domaines

5.6.1.2 Performances globales

Les résultats globaux d'augmentation de pression statique théorique montrent un très bon accord entre les résultats expérimentaux et les résultats de calculs instationnaires avec prise en compte des jeux, comme on le voit sur les figures 5.30 et 5.31. Les différences relatives entre les calculs numériques sans fuite et les résultats expérimentaux sont environ de 10%. Les mêmes différences entre les calculs numériques instationnaires avec fuites et les résultats expérimentaux sont inférieures à 1,3%, étant donné que l'incertitude de mesure est supérieure à cette valeur. Ceci confirme l'importance de tenir compte des fuites dans les calculs.

Les résultats numériques obtenus lorsque des fuites sont prises en compte montrent une augmentation de pression statique et une augmentation de pression totale adimensionnelle plus petites comparées à celles obtenues avec le calcul sans fuite. Cela entraîne une diminution du rendement de la roue à très faible débit en raison d'une augmentation significative du couple de la roue.

En conséquence, l'efficacité de la pompe avec prise en compte des fuites est inférieure à celle de la pompe sans prise en compte des débits de fuite de fluide. L'évolution du rendement du diffuseur est tout à fait la même, que les fuites soient prises en compte ou non. Ceci est dû au fait que le diffuseur n'est pas bien adapté à un débit élevé. Le débit de dessin du diffuseur est proche de la valeur de $Q^* = 0,8$ tel qu'il peut être observé.

En conclusion, les résultats globaux montrent un très bon agrément entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques avec prise en compte des fuites.

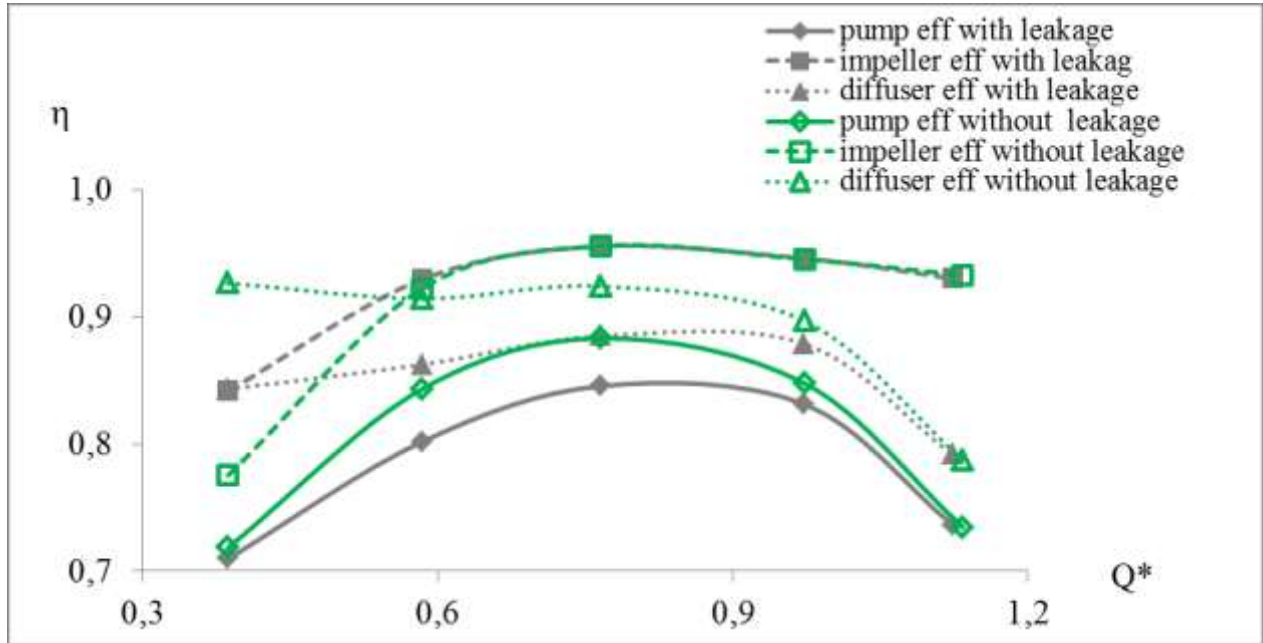


Figure 5.30 Rendements

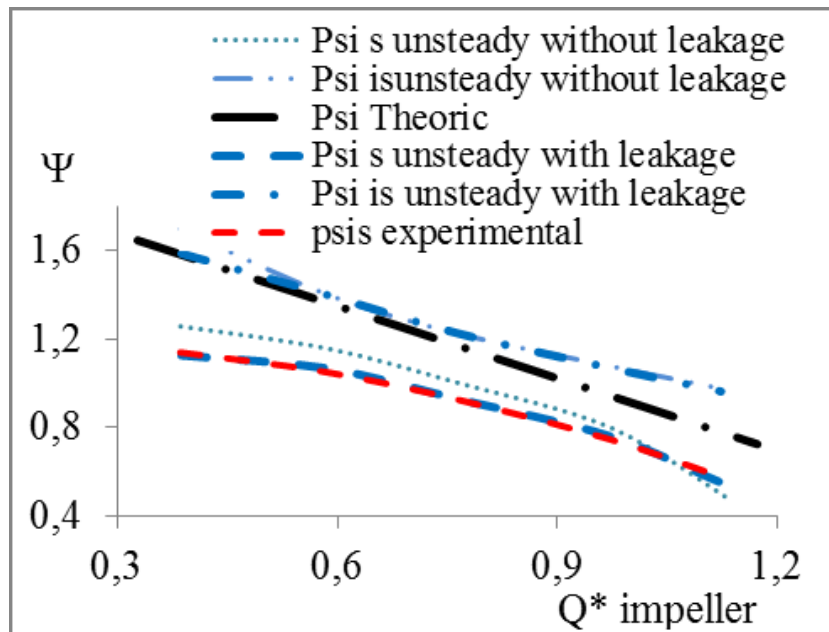


Figure 5.31 Performances globales

5.6.2 Analyse des résultats dans le canal inter-aubes du diffuseur

5.6.2.1 Récupération de pression

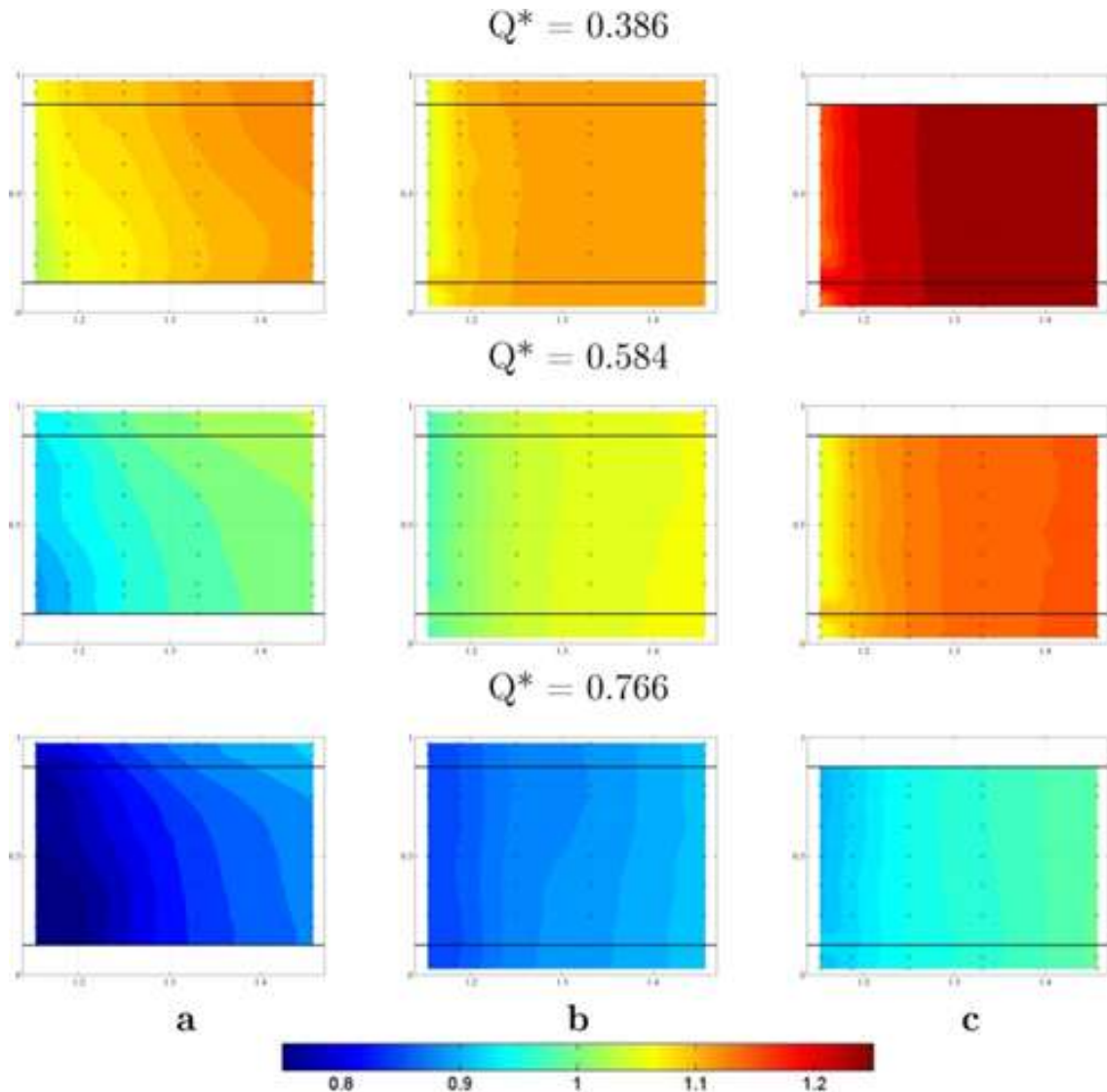


Figure 5.32 Pression statique adimensionnelle dans le diffuseur

Une valeur moyenne temporelle de la pression statique a été calculée pour chaque rayon à l'intérieur du diffuseur à partir des résultats numériques. Ces valeurs moyennes sont comparées aux résultats de la sonde à trois trous. Les niveaux de pression statique non dimensionnels à l'intérieur du diffuseur sont représentés figure 5.32 pour les trois plus faibles débits $Q^* = 0,386$, $Q^* = 0,584$ et $Q^* = 0,766$ respectivement pour les expériences utilisant la sonde à trois trous (a), pour les résultats numériques avec des fuites (b) et pour ceux sans fuite (c). Cette figure montre que les résultats obtenus sans fuite donnent des résultats relativement éloignés des résultats expérimentaux. Les différences relatives sont d'environ 10%, les mêmes que celles obtenues pour les performances globales. On peut également constater sur cette figure que l'évolution de la pression statique, obtenue par calcul numérique avec fuite, est assez indépendante de la position suivant z , dont la valeur est égale aux résultats expérimentaux mesurés près du carter. Il faut en effet se poser la question de l'influence de l'intrusion de la sonde dans les mesures.

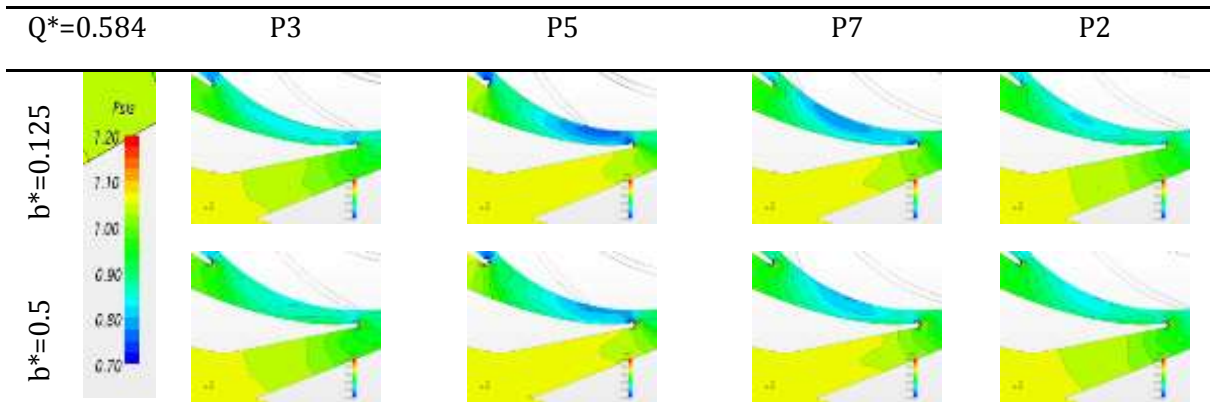


Figure 5.33 Pression statique adimensionnelle dans le diffuseur

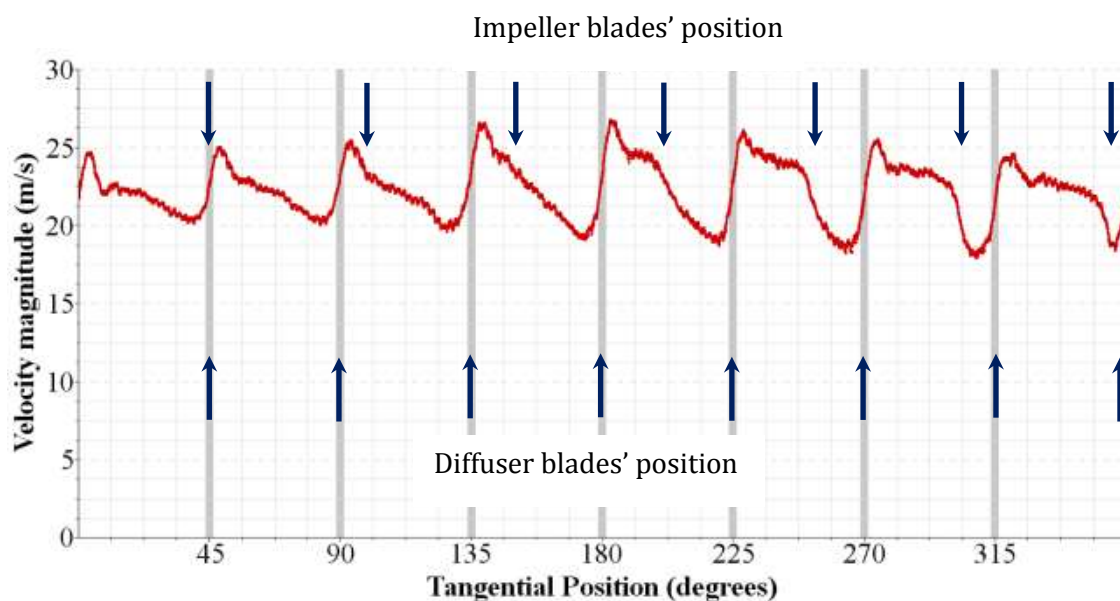


Figure 5.34 vitesse de fuite côté carter au rayon moyen des fuites (position P2, radius 257.5 mm, $Q^* \text{ imp} = 0.386$)

Afin de montrer que la pression statique adimensionnelle est bien indépendante de la position suivant la hauteur z le long de b^* à l'intérieur du diffuseur, son évolution a été enregistrée pour chaque débit Q^* , pour les cinq hauteurs b^* (0.125, 0.25, 0.5, 0.75, 0.875) et pour les différentes positions angulaires de la roue. Cette indépendance est confirmée dans les canaux inter-aubes du diffuseur, comme on peut le constater dans la figure 5.33, qui est représentative de ce type de résultats. Mais on peut également observer, juste au droit de la section d'entrée du diffuseur, que l'évolution de la pression dépend de b^* . Cette évolution semble piloter les débits de fuites du moyeu et du carter qui, dans cette présente étude, ne sont pas constants. Ce qui n'était pas le cas des modèles utilisés dans les études précédentes [(CAVAZZINI, 2006) (CAVAZZINI, et al., 2009), (CAVAZZINI, et al., 2011)]. Les calculs actuels montrent que les fuites dépendent de la position angulaire et de l'interaction roue-diffuseur comme on peut le voir sur la figure 5.34. à titre indicatif, le débit de fuite adimensionné est de l'ordre de 0.08 pour un débit adimensionné de roue de 0.386, soit environ 20 % du débit entrée de roue, débit qui doit passer dans une section 40 fois plus petite que le débit de la roue. Ce qui conduit à une vitesse de fuite autour de 22 m/s. Ce débit agit comme un jet à l'entrée du diffuseur. Cela peut générer des recirculations qui ont pu être observées (figures 5.35 et 5.36). Ces résultats doivent être analysés plus profondément.

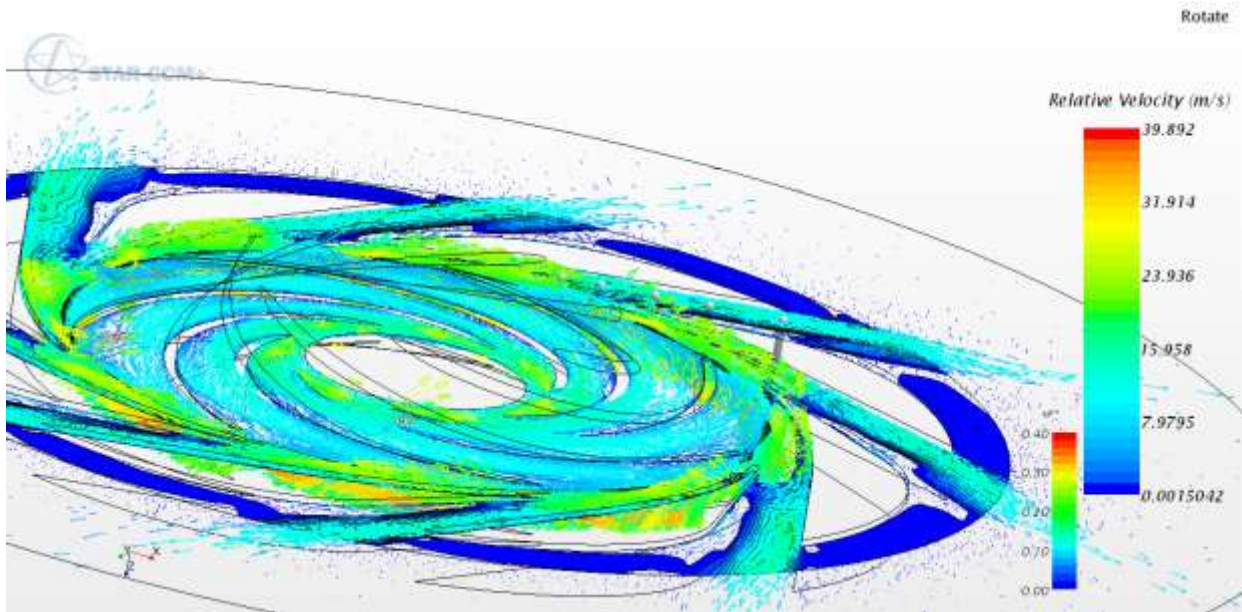


Figure 5.35 vitesse dans le plan $b^*=0.5$ et dans la zone médiane de l'entrefer roue-diffuseur $Q^*=0.386$

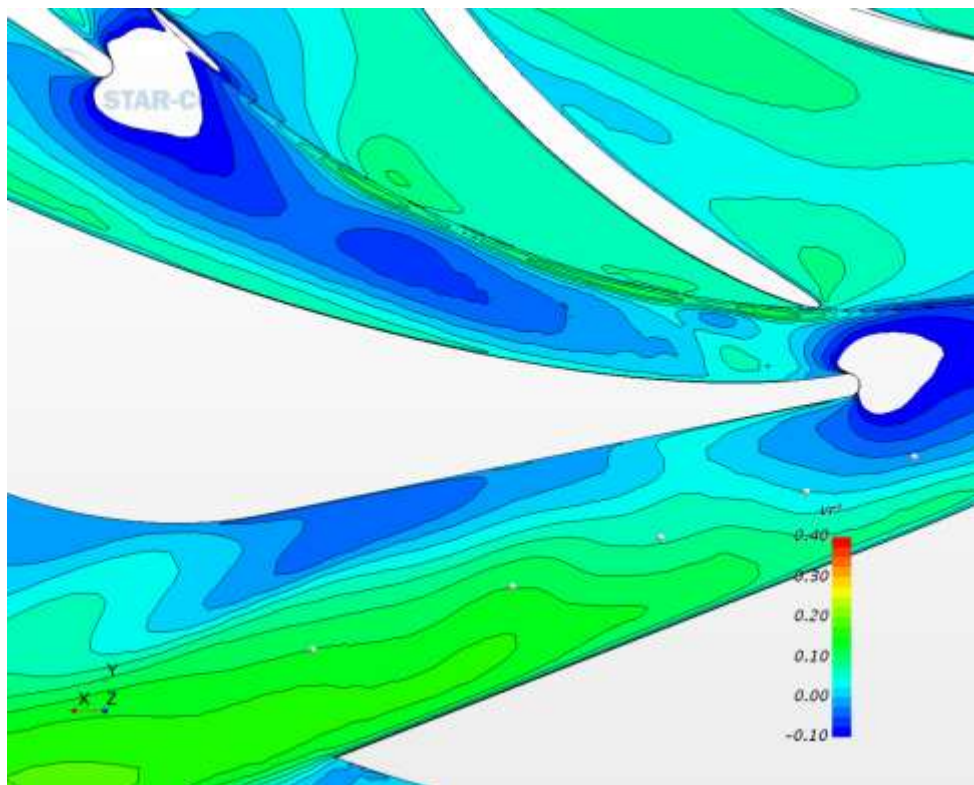


Figure 5.36 vr^* , $Q^*=0.386$, $b^*=0.125$

L'évolution de la récupération de pression statique le long du diffuseur est donnée dans la figure 5.37. La pression à l'entrée du diffuseur ne peut pas être mesurée. Nous avons montré précédemment que le modèle numérique avec fuites est en bon accord avec les résultats expérimentaux pour les performances globales. C'est pourquoi, les résultats de pression statique issus des résultats numériques obtenus avec fuites sont pris comme valeurs de référence de pression statique à la section d'entrée du diffuseur.

Deux séries de résultats pour la récupération de pression à l'intérieur du diffuseur peuvent être obtenues à partir des mesures de la sonde. Le premier, nommé "EXP xx mean" représente la valeur

de pression statique moyenne entre le moyeu et le carénage. Le deuxième, nommé "EXP xx shroud", est calculé avec la valeur de la pression statique mesurée uniquement du côté carter. Ces résultats sont comparés aux valeurs moyennes de pression (« mass flow averaged », moyennées avec le débit de chaque cellule de calcul). Il est évident que les résultats numériques obtenus sans fuite sont loin des résultats expérimentaux. Au contraire, les résultats numériques obtenus avec fuites sont en bon accord avec les résultats expérimentaux "EXP xx shroud", considérant que la méthode de la sonde à trois trous est une méthode intrusive. Plus la sonde pénètre dans le canal, plus elle perturbe l'écoulement. Il est donc légitime de supposer que la pression varie peu entre le carter et le moyeu comme cela a été déterminé dans les calculs avec fuites.

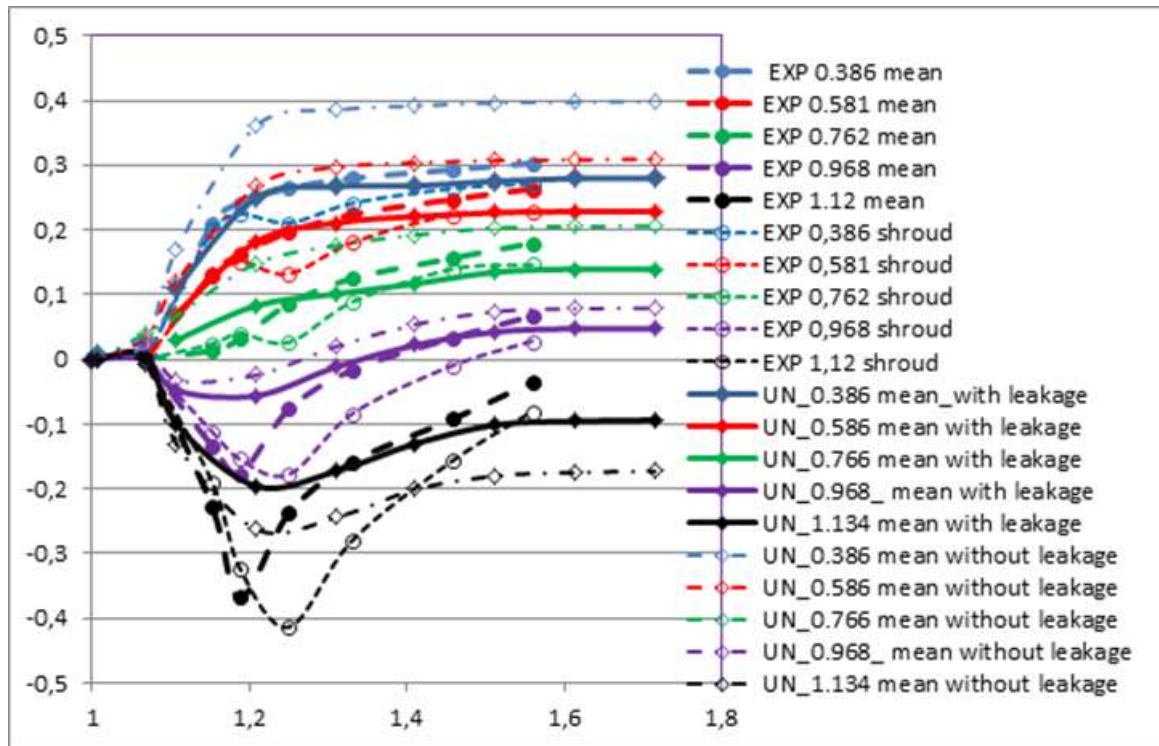


Figure 5.37 Récupération de pression Ψ_s dans le canal du diffuseur en fonction de R^*

5.6.2.2 Champs de vitesse

Comparons maintenant les champs de vitesse. En ce qui concerne les vitesses radiales (figure 5.38) et les angles α (figure 5.39), quatre cas de figure sont examinés: sonde à trois trous (a), calcul avec fuites (b), calcul sans fuite (c), mesures PIV (d). Les mesures PIV ont été effectuées uniquement pour les valeurs suivantes de b^* : 0,125, 0,25, 0,5, 0,75 et 0,875. Donc, seules les comparaisons pour b^* compris entre 0.125 et 0.875 seront ici discutées.

Rappelons que la sonde à trois trous est une méthode qui donne des vitesses moyennes. Pour les mesures PIV, un logiciel développé par notre laboratoire a été utilisé pour le traitement des images. Les résultats obtenus ont été vérifiés et « nettoyés » par ce même logiciel. Ensuite, les données, obtenues avec les deux caméras, ont été travaillées avec une technique de post-traitement dédiée pour construire un domaine unique et pour calculer les grandeurs caractéristiques dynamiques dans la zone d'analyse (composantes de la vitesse, angles et taux de turbulence). Dans la présente étude, les valeurs moyennes des quantités ont été calculées entre les sept positions P_i . Les calculs instationnaires donnent des résultats temporels qui sont moyennés sur une rotation complète de la roue

L'examen des résultats expérimentaux dans les figures 5.38 et 5.39 conduit à s'interroger sur la validité du traitement des résultats de PIV, en particulier à l'entrée du diffuseur ($R^* < 1,2$), en particulier la façon de moyenner les résultats.

Certaines incohérences de données expérimentales ont déjà été expliquées par la présence de deux vortex identifiés numériquement à l'entrée du diffuseur côté face en pression de l'aube pour $Q^* = 0.43$ et $Q^* = 0.77$ [(CAVAZZINI, et al., 2009), (WUIBAUT, 2001)].

Comme pour les champs de pression, les champs de vitesses montrent un moins bon accord avec les résultats numériques sans fuite.

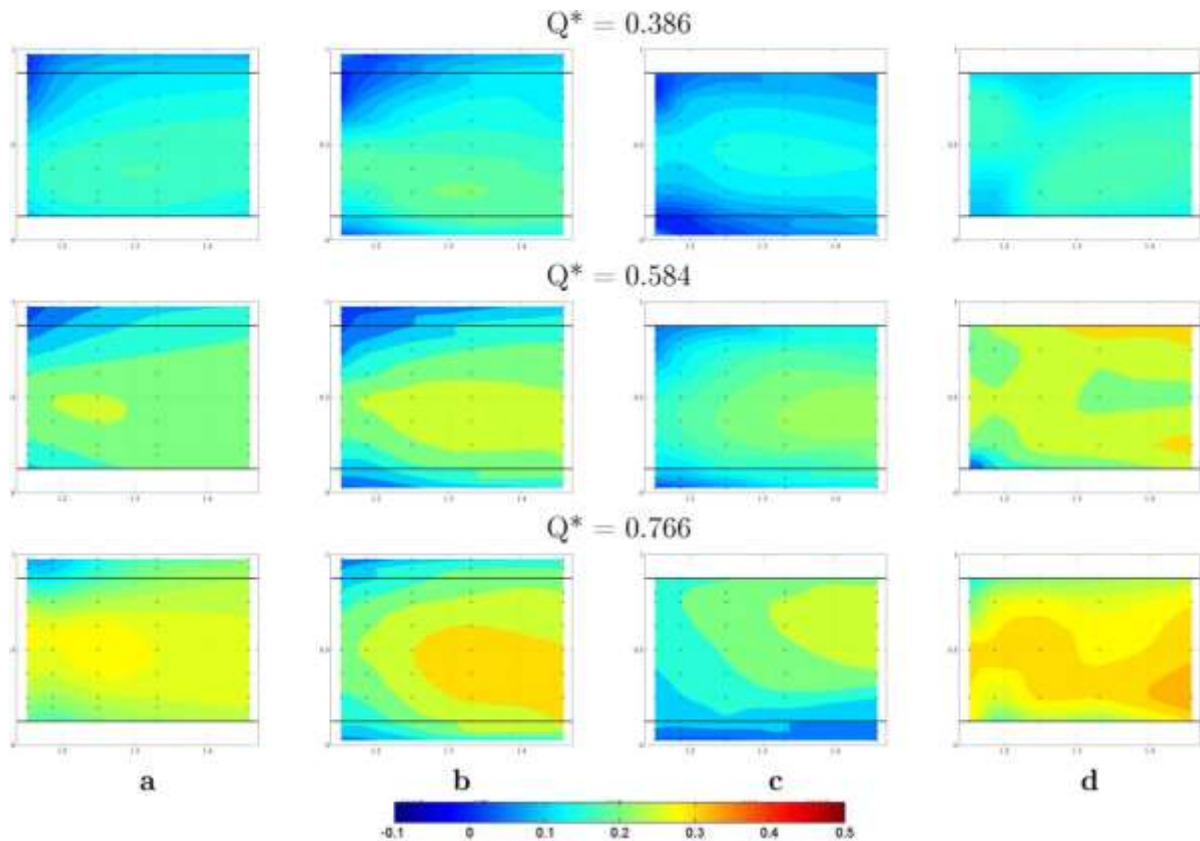


Figure 5.38 Vr* dans le diffuseur

Aux faibles débits, $Q_i^* = 0,386$, on peut observer que la mesure de la sonde trois trous, la mesure PIV et les calculs avec fuites sont en bon accord, étant donné que la mesure PIV donne des vitesses avec une précision relative d'environ 2,2% au faible débit [(CAVAZZINI, et al., 2009)].

Aux débits $Q_i^*=0,584$ et $Q_i^*=0,766$, l'accord entre les calculs numériques et les résultats expérimentaux sont corrects. Les résultats des calculs numériques se situent entre les deux résultats expérimentaux.

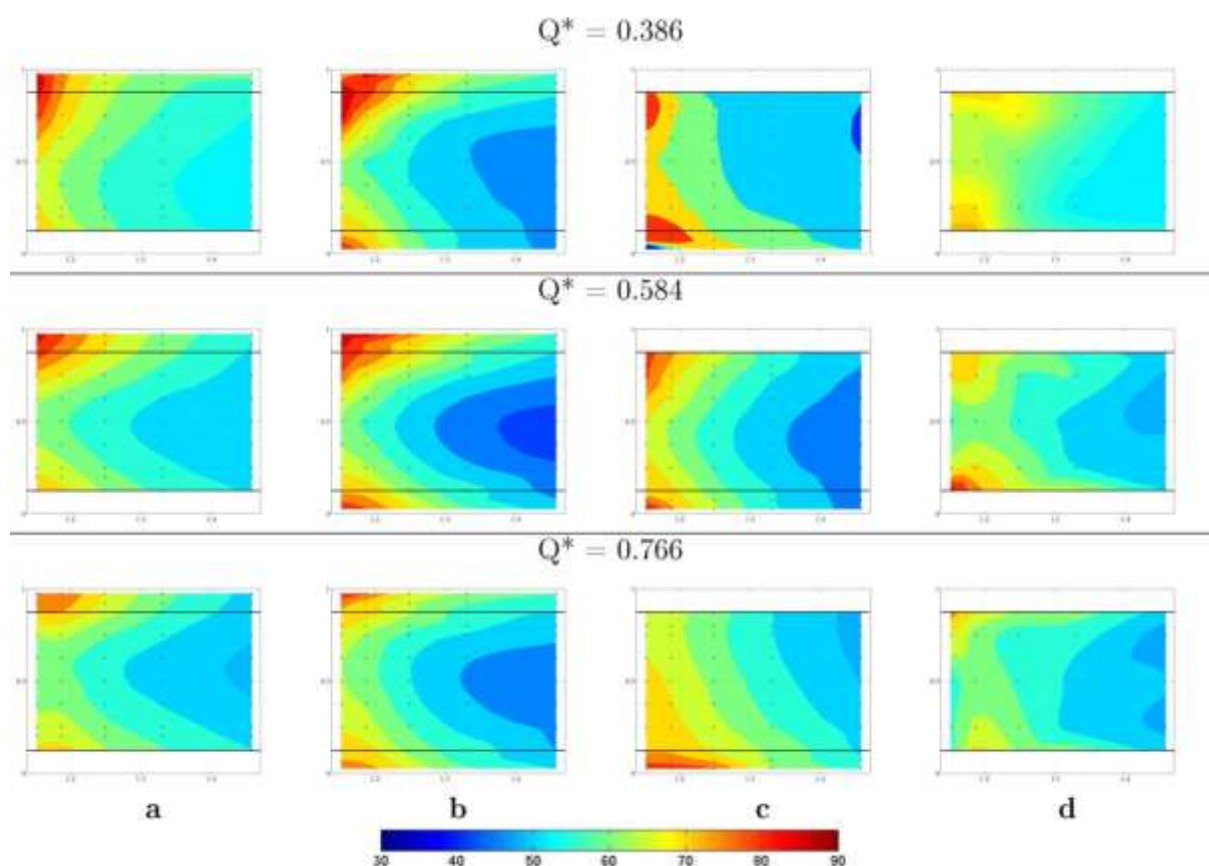


Figure 5.39 α dans le diffuseur

5.7 Conclusion

La pompe SHF avec diffuseur aubé a été étudiée à cinq débits autour du débit nominal. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats de calculs numériques utilisant la méthode « frozen rotor » et la méthode URANS (modèle de turbulence $k-\omega$ SST) avec et sans fuites modélisées.

Les comparaisons entre les calculs numériques avec modélisation des fuites et les résultats expérimentaux ont mis en évidence une bonne adéquation des résultats.

Les résultats globaux et locaux ont été discutés. Les débits de fuite influent considérablement sur la performance globale et sur l'écoulement à l'intérieur du diffuseur. Les débits de fuite sont influencés par les effets d'interaction de la roue et du diffuseur. À faibles débits dans la roue, le débit de fuite entre la roue et le diffuseur est un débit entrant qui perturbe l'écoulement. Il interagit avec le sillage des pales de la roue engendrant la création de vortex du côté de la face en pression des aubes du diffuseur, ce qui affecte probablement les mesures PIV de la vitesse.

Dans les études actuelles, les comparaisons ont été effectuées sur des valeurs moyennes temporelles.

La bonne adéquation avec les résultats expérimentaux ayant été montrée, la base de données numériques sur laquelle j'ai apporté ma contribution vient enrichir les bases de données expérimentales.

Dans les perspectives, nous envisageons une analyse plus approfondie des résultats, notamment dans les zones d'entrée et de sortie :

- Analyse des résultats des sondes 1 à 9, au droit de l'entrefer roue-diffuseur, tels qu'on peut les voir sur les figures 5.40 à 5.42. l'objectif est d'essayer de comprendre le rôle

- Des débits de fuite
- De l'interaction rotor-stator
- Analyse des zones de recirculation à l'entrée du diffuseur dues au débit de fuite dans l'entrefer. Des problèmes de recirculation sont apparus dans les calculs avec fuites qui n'existaient pas dans le modèle sans fuite. Comme, on a pu le voir, aux bas débits, la fuite à l'entrefer agit comme un jet à l'entrée du diffuseur ce qui peut être à l'origine des recirculations.
- Etude comparative entre résultats de calcul et résultats de mesure qui permettrait de commenter la validité et l'utilité des mesures instationnaires de l'écoulement malgré le caractère instationnaire de l'écoulement.
- Analyse des cartographies pour différentes valeurs de b^*
- Etude comparative des résultats de calcul instationnaires avec les résultats de mesure instationnaires

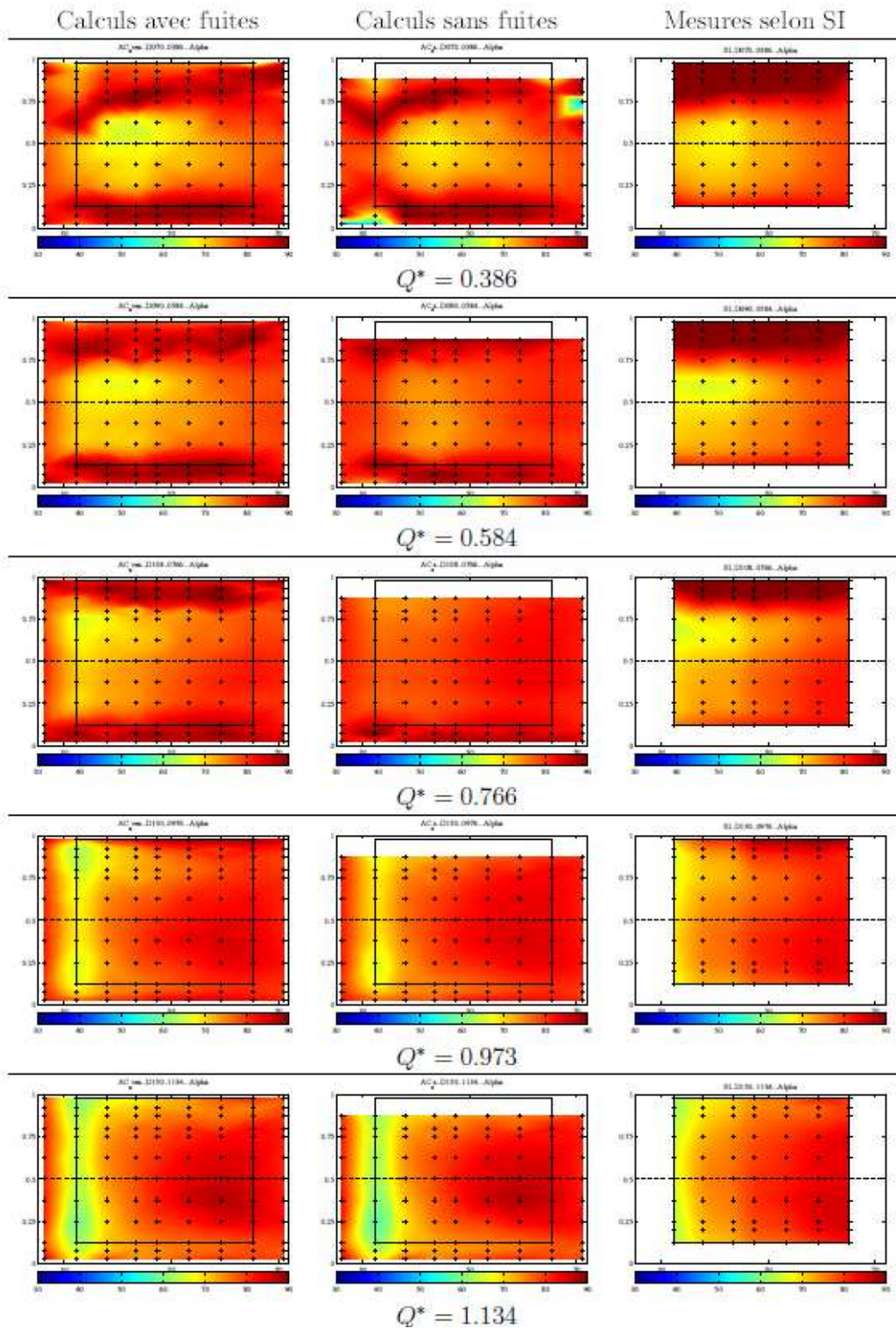


Figure 5.40 α en fonction de θ (ajouter un schéma pour montrer la position : sonde 1 à gauche, sonde 9 à droite ?)

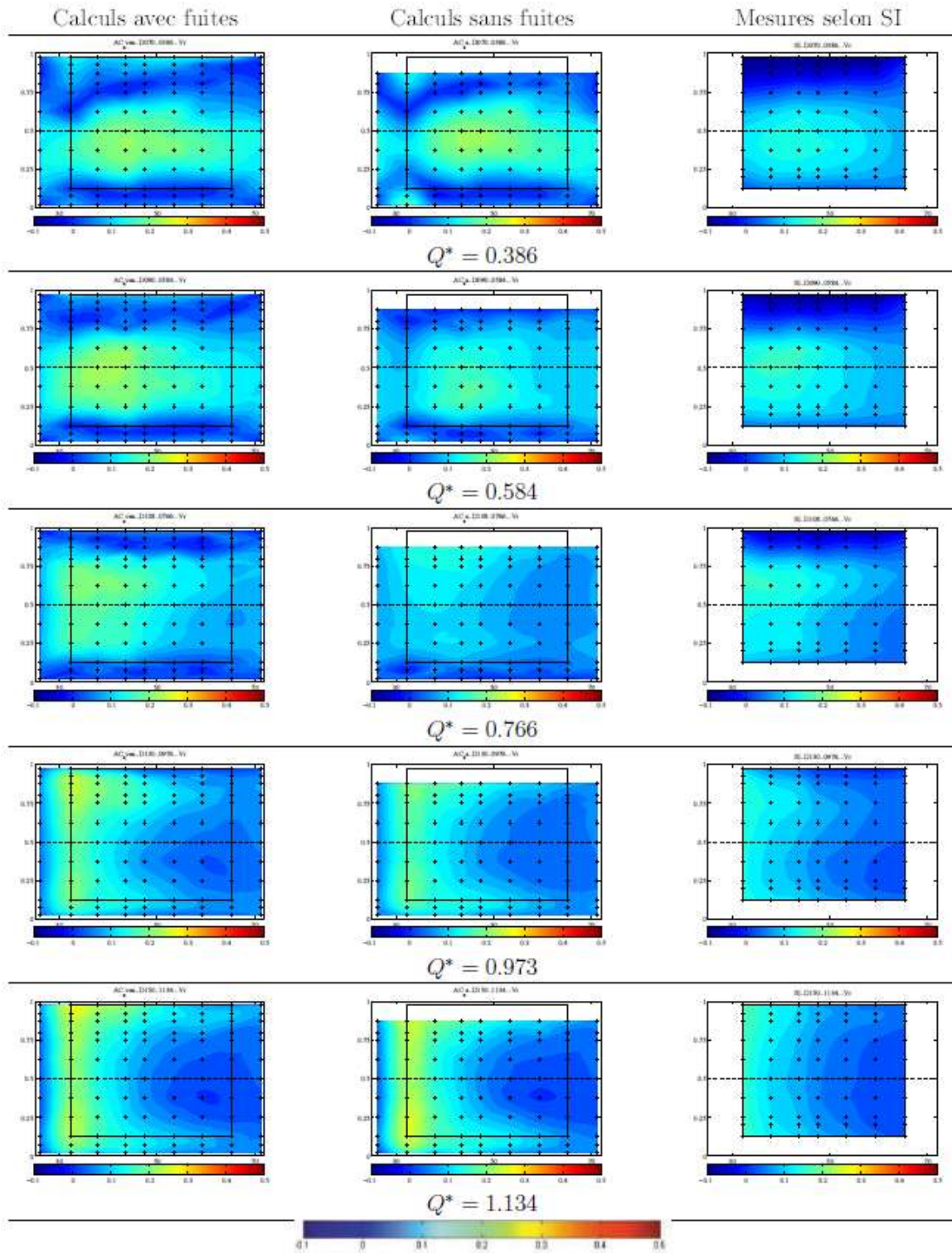


Figure 5.41 Vr en fonction de θ

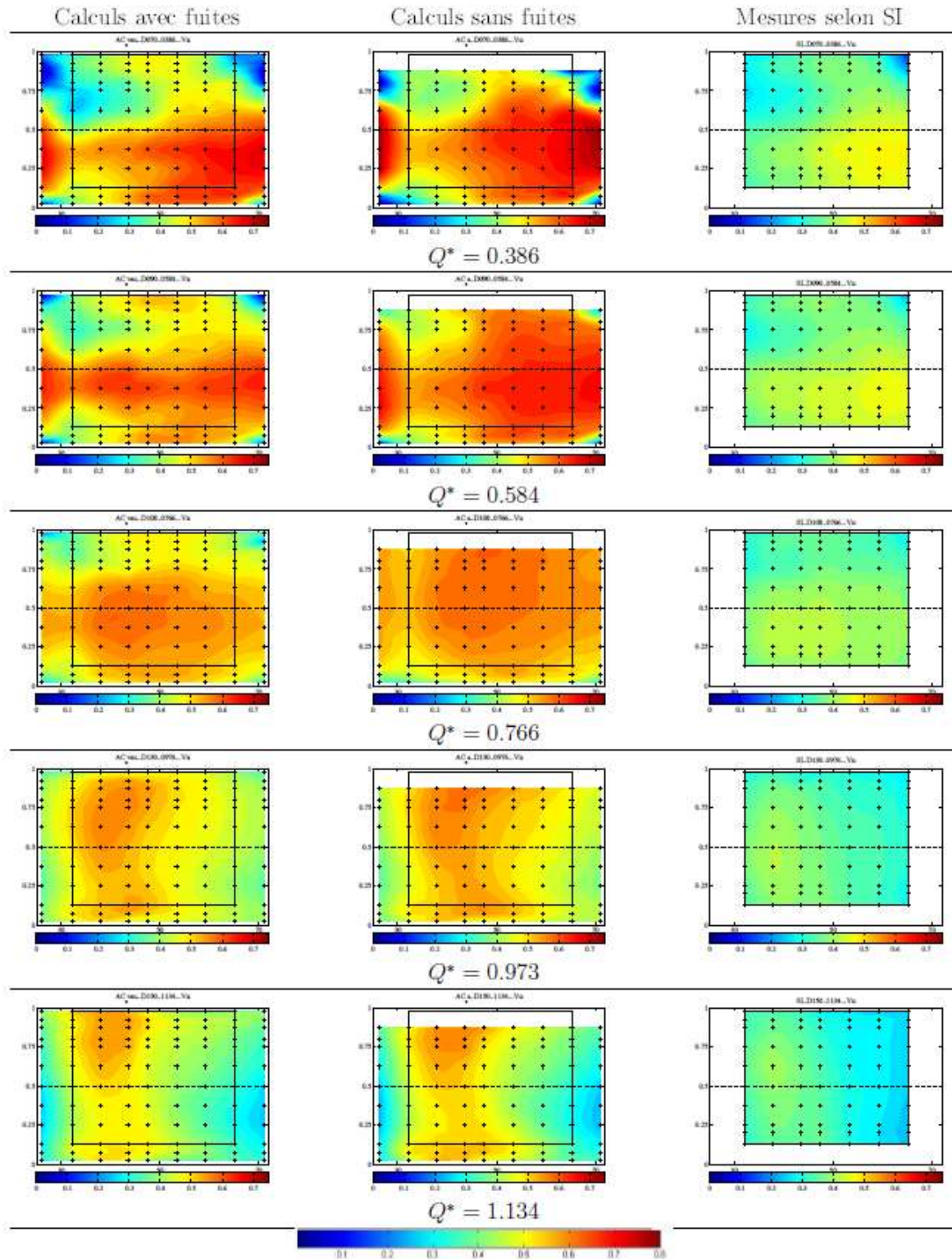


Figure 5.42 V_u en fonction de θ

5.8 Bibliographie

ADAMCZYK J.J. et CELESTINA M.L.,CHEN,J.P. Wake induced unsteady flows: their impact on rotor performance and wake rectification [Conférence] // ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. - The Hague : [s.n.], 1994. - paper 94GT219.

AKHRAS2 Abdul Rahman Etude de l'interaction roue-diffuseur dans une pompe centrifuge // PhD thesis. - 2002.

ARNDT N. [et al.] Experimental Investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several diffusers [Revue]. - 1990. - Vol. 112. - pp. 98-108.

BARRAND J.P. [et al.] Synthesis of the results of tests air and water aimed at critical re-circulating flow rates detection on the inlet and outlet of a centrifugal impeller [Revue] // La Houille Blanche. - 1985. - 5.

BAYEUL-LAINÉ A.C. [et al.] Comparisons between numerical calculations and measurements in the vaned diffuser of SHF impeller [Conférence] // ISFMFE 5th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering. - Jeju : [s.n.], 2012.

BAYEUL-LAINÉ A.C. [et al.] Numerical and experimental investigations in a vaned diffuser of SHF impeller: fluid leakage effect [Conférence] // 21ème Congrès Français de Mécanique. - Bordeaux : [s.n.], 2013.

BAYEUL-LAINÉ A.C.,DUPONT,P. [et al.] Fluid leakage effect on analysis of a vaned diffuser of SHF pump [Conférence] // 15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC 15. - Honolulu : [s.n.], 2014.

BAYEUL-LAINÉ A.C.,DUPONT,P. [et al.] Numerical results with experiments in a vaned diffuser of a centrifugal pump [Revue] // La Houille Blanche. - 2015. - pp. 108-116.

CAIGNAERT G. et PATRICIO O. Pressure fluctuations within the impeller and the inlet duct of a centrifugal pump [Conférence] // The XIX International Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation. - Singapore : [s.n.], 1998. - Vol. II. - pp. 703-710.

CAVAZZINI G. [et al.] Analysis of the rotor-stator interaction in a radial flow pump [Revue] // la houille blanche- revue internationale de l'eau / éd. Padova University of. - Padova : [s.n.], 2009.

CAVAZZINI G. [et al.] Analysis of unsteady flow velocity fields inside the impeller of a radial flow pump: PIV measurements and numerical calculation comparisons [Conférence] // Proceedings of ASME-JSME-HSME Joint Fluids Engineering conference. - Hamamatsu : [s.n.], 2011.

CAVAZZINI G. [et al.] Unsteady velocity PIV measurements and 3D numerical calculation comparisons inside the impeller of a radial pump model [Conférence] // 10th European Conference on Turbomachinery. - Lappeenranta : [s.n.], 2013.

CAVAZZINI G. Experimental and numerical investigation of the rotor-stator interaction in radial turbomachines // Ph.D. thesis. - 2006.

CAVAZZINI G., PAVESI G. et ARDIZZON G. Pressure instabilities in a vaned centrifugal pump [Revue] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part A, Journal of Power and Energy. - 2011. - 7 : Vol. 225. - pp. 930-939.

CHERDIEU P. [et al.] Data reduction problems using a three-hole directional pressure probe to investigate mean flow characteristics in the vaneless gap between impeller and diffuser radial pump [Revue] // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. - 2013. - Vol. 52.

CHERDIEU P. Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge = PhD thesis. - 2014.

CULVER R. et LIU F. Plane methods for flutter computation in multi-stage turbomachines [Conférence] // 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting. - Orlando : [s.n.], 2009.

- DAZIN1 A. [et al.]** Rotating stall in the vaneless of a radial flow pump [Conférence] // Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerodynamics of Internal Flows. - Lyon : [s.n.], 2007. - paper ISAF8-00102.
- DAZIN2 A. [et al.]** Rotating instability in the vaneless diffuser of a radial flow pump [Revue] // Journal of thermal Science. - 2008. - 4 : Vol. 17. - pp. 368-374.
- DAZIN3 A. [et al.]** Rotating instability in the vaneless diffuser of a radial flow pump [Revue] // Journal of thermal science. - 2008. - Vol. 147. - pp. 368-374.
- DAZIN4 A. [et al.]** High speed stereoscopic PIV study of rotating instabilities in a radial vaneless difuser [Revue] // Exp Fluids. - 2011. - pp. 83-93.
- DEAN R.C. et SENOO Y.** Rotating wakes in vaneless diffusers [Revue] // ASME Journal of Basic Engineering. - 1960. - pp. 82-563.
- DUPONT P.,BAYEUL-LAINÉ,A.C. [et al.]** Leakage flow influence on SHF pump model performances [Revue] // International Journal of Fluid Machinery and systems. - 2015. - pp. 274-282.
- ECKARDT D.** Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers. Part 1: flow measurements using a laser velocimeter [Revue] // ASME Publication. - 1980.
- EISELE K. [et al.]** Flow analysis in a pump diffuser, part I: LDA and PTV measurements of the unsteady flow [Revue]. - 1997. - Vol. 119.
- FENG J. et BENRA F.K.,DOHMEN,H.J.** A study on impeller-diffuser interactions in a radial pump [Conférence] // Proceedings of th 7th European Conference on Turbomachinery Fluids Dynamics and Thermodynamics. - ATHENES : [s.n.]. - pp. 773-782.
- FENG J. et BENRA F.K.,DOHMEN,H.J.** Unsteady flow investigation in rotor-stator interface of a radial diffuser pump [Revue] // Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research / éd. Verlag Springer. - 2010. - Vol. 74. - pp. 233-242.
- FENG J., BENRA F.K. et DOHMEN H.J.** Numerical Investigation of pressure fluctuations for different configurations of vaned diffuser pumps [Revue] // International Journal of Rotating Machinery. - 2007.
- FILIPENCO V.G., DENIZ S.,JOHNSTON,J.M. et GREITZER E.M.,CUMPSTY,N.A** Effects of inlet flow field conditions on the performance of centrifugal compressor diffusers, part 1:Discrete-passage diffuser [Conférence] // Proceedings of the ASME Turbo Expo. - Stockholm : [s.n.], 1998. - Vol. 1.
- HIRSCH C.H., KANG,S., POINTET,G.** A numerically supports investigation on the 3D flow in Centrifugal impellers, parts I and II [Revue] // ASME paper. - 1996.
- IDEL'CIK I.E.** Mémento des pertes de charges singulières et de pertes de charges par frottements [Ouvrage]. - [s.l.] : Eyrolles éditions, 1960.
- JAPIKSE D.** Centrifugal compressor design and performance [Ouvrage].- [s.l.] : Wilder VT: Concepts ETI Inc, 1996.
- KHELLADI S. [et al.]** Study of high rotational speed shrouded centrifugal fan: aerodynamics and effects of a shroud associated [Revue] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy. - 2010. - DOI 10.1243/09576509JPE899.
- KRAIN H.** Swirling Impeller Flow [Revue] // Journal of turboamachinery. - 1998. - Vol. 110. - pp. 122-128.
- MENTER F.R. et KUNTZ M.** Adaptation of eddy viscosity turbulence models to unsteady separated flows behind vehicles [Ouvrage] / éd. Springer. - [s.l.] : The aerodynamics of heavy vehicles: trucks, buses and trains, 2002.
- MENTER FR** Two-equation eddy-viscosity turbulence modeling for engineering applications [Revue] // AIAA journal. - 1994. - 8 : Vol. 32. - pp. 1598-1605.

MOORE J. et MOORE J.G. Three-dimensional viscous flow calculations for assessing the thermodynamic performance of centrifugal compressors-study of Eckardt compressor [Ouvrage]. - [s.l.] : AGARD CP, 1980.

MOREL P. Ecoulements décollés dans une pompe de roue centrifuge = PhD thesis. - 1993.

PATRICIO O. Analyse expérimentale des pressions moyennes et fluctuantes dans un canal inter-aubes d'une roue de turbomachine centrifuge // PhD Thesis. - Villeneuve d'Ascq : Université des Sciences et Technologies de Lille, 1999.

PETIT O. et H. NULSSON Numerical investigations of unsteady flow in a centrifugal pump with a vaned diffuser [Revue] // International Journal of Rotating Machinery. - 2013. - ID 961580.

RENEAU L.R. et JOHNSTON J.P.,KLINE,S.J. Performance and design of straight,two-dimensional diffusers [Revue] // Journal of Basic Engineering, Transactions ASME. - 1967. - Vol. 89. - pp. 141-150.

RUNDSTADLER P.W., DOLAN F.X. et DEAN R.C. Diffuser data book: diffuser data and interpretation [Ouvrage]. - 1975.

SICOT F. Simulation efficace des écoulements instationnaires // PhD thesis. - Lyon : [s.n.], 2009.

SINHA M. et KATZ J. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes. part I; on flow structures and turbulence [Revue] // Journal of Fluids Engineering. - 1999. - Vol. 122. - pp. 97-107.

SINHA M., KATZ J. et MENEVEAU C. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes, part II: addressing passage averaged and large eddy simulation modeling issues in turbomachinery flows [Revue] // ASME, Journal of Fluids Engineering. - 1999. - 1 : Vol. 122. - pp. 108-116.

TAMM A., GUGAU M. et STOFFEL B. Numerical analysis of the flow field in turbomachines, part I [Conférence] // International congress on quality assesment of Numerical Simulations in Engineering. - Conception : [s.n.], 2002.

UBALDI M. et ZUNINO P.,CATTANEI,A. Relative flow and turbulence measurements downstream of a backward centrifugal impeller [Revue] // ASME paper. - 1992.

WUIBAUT G. [et al.] Experimental analysis of velocities in the outlet part of radial flow pump impeller and the vaneless diffuser using particle image velocimetry [Conférence]. - Charlotte : [s.n.], 2000.

WUIBAUT G. [et al.] Optical PIV and LDV comparisons of internal flow investigations in SHF Impeller [Revue] // International Journal of Rotating Machinery. - 2006. - pp. 1-9.

WUIBAUT G. [et al.] PIV measurements at the outlet part of a radial flow pump impeller and the vaneless diffuser in design and off conditions [Conférence] // 4th International Symposium on Particle Image Velocimetry. - Göttingen : [s.n.], 2001.

WUIBAUT G. [et al.] Rotor stator interactions in a vaned diffuser radial flow pump [Conférence] // Proceedings of the 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. - Stockholm : [s.n.], 2004.

WUIBAUT G. Etude par vélocimétrie par images de particules des interactions roue-diffuseur dans une pompe centrifuge // Ph.D. thesis, thèse de doctorat ENSAM. - Lille : [s.n.], 2001.

Figure 5.1 Méthode « frozen rotor » : le rotor et le stator sont maintenus dans une position fixe (SICOT, 2009).....	80
Figure 5.2 Méthode « plan de mélange » : les sillages ne traversent pas la frontière entre rotor et stator (SICOT, 2009).....	80
Figure 5.3 Structure jet-sillage (AKHRAS2, 2002).....	80
Figure 5.4 Canal inter-aubes du diffuseur SEP.....	80
Figure 5.5 Bilan des travaux autour de RESEDA (en vert ma contribution).....	82
Figure 5.6 Photo de la roue SHF.....	83
Figure 5.7 Modèle « fluide » de la roue SHF.....	83
Figure 5.8 Représentation du banc d'essai (CHERDIEU, 2014).....	84
Figure 5.9 Diffuseur SEP.....	84
Figure 5.10 Schéma de définition des différents débits (CHERDIEU, 2014).....	86
Figure 5.11 Utilisation de lamelles d'étanchéité à l'entrée de la roue : joint labyrinthe (WUIBAUT, 2001).....	87
Figure 5.12 Modèle analytique pour l'estimation du débit de fuite (WUIBAUT, 2001).....	88
Figure 5.13 Schéma de principe du jeu entre la roue et le diffuseur (CHERDIEU, 2014).....	88
Figure 5.14 Système d'acquisition (WUIBAUT, 2001).....	89
Figure 5.15 Mesures PIV (WUIBAUT, 2001).....	90
Figure 5.16 positions de roue étudiées pour le diffuseur SEP (WUIBAUT, 2001).....	91
Figure 5.17 Différentes positions angulaires relatives (CAVAZZINI, 2006).....	91
Figure 5.18 plan laser de G. WUIBAUT (WUIBAUT, 2001).....	91
Figure 5.19 Banc d'essais équipé de la sonde 3 trous (CHERDIEU, 2014).....	92
Figure 5.20 Sonde 3 trous : positionnée dans le canal inter-aubes à gauche, schéma de la sonde à droite (CHERDIEU, 2014).....	92
Figure 5.21 Différentes positions de mesures de la sonde trois trous.....	93
Figure 5.22 positions des sondes de pression instationnaires.....	93
Figure 5.23 Modèle CFD, calculs sans jeux.....	95
Figure 5.24 Plan de coupe du modèle CFD.....	95
Figure 5.25 Modèle avec prise en compte des jeux.....	96
Figure 5.26 Position des sondes.....	97
Figure 5.27 Débits de fuite, comparaison entre les méthodes de calcul.....	98
Figure 5.28 Schémas des fuites.....	98
Figure 5.29 Débits d'entrée dans les différents domaines.....	99
Figure 5.30 Rendements.....	100
Figure 5.31 Performances globales.....	100
Figure 5.32 Pression statique adimensionnelle dans le diffuseur.....	101
Figure 5.33 Pression statique adimensionnelle dans le diffuseur.....	102
Figure 5.34 vitesse de fuite côté carter au rayon moyen des fuites (position P2, radius 257.5 mm, $Q^*_{imp}=0.386$).....	102
Figure 5.35 vitesse dans le plan $b^*=0.5$ et dans la zone médiane de l'entrefer roue-diffuseur $Q^*=0.386$	103
Figure 5.36 vr^* , $Q^*=0.386$, $b^*=0.125$	103
Figure 5.37 Récupération de pression Ψ_s dans le canal du diffuseur en fonction de R^*	104
Figure 5.38 Vr^* dans le diffuseur.....	105
Figure 5.39 α dans le diffuseur.....	106
Figure 5.40 α en fonction de θ (ajouter un schéma pour montrer la position : sonde 1 à gauche, sonde 9 à droite ?).....	108
Figure 5.41 Vr en fonction de θ	109
Figure 5.42 Vu en fonction de θ	110
Tableau 5.1 Caractéristiques principales de la pompe.....	85
Tableau 5.2 Paramètres de mesure PIV.....	91

6 PROJETS DE RECHERCHE

Ma rédaction s'achève sur ce dernier chapitre.

Dans le chapitre 2, j'ai brossé un tableau de mes activités, principalement axé sur mes activités de recherche. Je n'ai pas vraiment insisté sur mes activités de Direction Adjointe qui ont pourtant marqué profondément ma vie professionnelle, peut-être simplement parce que j'ai trouvé d'autres centres d'intérêt ces dernières années.

Dans le chapitre 3, j'ai détaillé les activités auxquelles j'ai participé sur les bassins d'alimentation de pompe, en collaboration avec M. BOIS du LML et de Mme ISSA du Laboratoire d'Hydraulique de l'Université de Génie Civil à Damas. Un sujet de recherche en chassant un autre, j'ai progressivement cessé de travailler sur ce thème. Je sais que ce thème est toujours d'actualité dans la mesure où j'ai rapporté récemment sur un article débattant du sujet, article qui confirmait mes derniers résultats. J'aurais aimé que Mme Issa puisse continuer ses recherches expérimentales dans ce domaine mais les conflits qui ont frappé son pays l'en ont empêché et elle a eu des problèmes bien plus importants à traiter ces dernières années. En écrivant ces lignes, je pense beaucoup à elle.

Dans le chapitre 4, j'ai décrit les activités que nous avons réalisées concernant la modélisation bidimensionnelle des éoliennes à voilure tournante. Avoir travaillé sur ce sujet et sur la cinématique particulière de cette éolienne nous a rapprochés de plusieurs partenaires :

Le Laboratoire de recherche en Hydrodynamique Energétique et Environnement Atmosphérique de Nantes, LHEEA, avec lequel nous sommes partenaires sur l'ANR URBANTURB

L'IRENav, avec qui nous démarrons un projet de propulseur naval

ADV-TECH, en particulier avec Arnaud CURUTCHET, pour qui, nous avons déjà eu deux projets d'élèves, un sur l'éolienne CITYWIND et un sur le propulseur naval.

Chacun de ces projets sera présenté ci-après.

Enfin, dans le chapitre 5, j'ai présenté des études comparatives numériques-expérimentales concernant l'interaction rotor-stator dans une pompe testée en air avec un type de diffuseur. Des pistes de recherche complémentaire ont été dressées en conclusion.

J'espère poursuivre, encore pendant quelques années, mes activités de modélisation, et continuer à apporter mon expérience et ma contribution au Laboratoire et aux jeunes chercheurs. J'envisage, pour cela, d'obtenir l'éméritat grâce à mon travail passé et grâce aux projets de recherche que je présente dans ce chapitre qui s'inscrivent dans ce thème porteur qu'est l'énergie durable, en partenariat avec des industriels ou des structures plus officielles.

C'est pourquoi ce chapitre a pour objectif de préciser mes projets de recherche à moyen terme dans la continuité de la modélisation numérique des écoulements. Par mesure de clarification, j'ai décidé de regrouper ces projets en 3 thèmes :

- les travaux liés à des cinématiques complexes, en mode récupération d'énergie éolienne ou en mode propulsion,
- les travaux liés à la modélisation dans les turbomachines, en particulier dans la roue SHF,
- la simulation de l'impact de l'impact d'une goutte de pluie sur une nappe d'huile.

6.1 Nomenclature

$h(t)$	Déplacement vertical	(m)
U_{∞}, V_0	Vitesse du vent	(m/s)
V_s	Vitesse d'avance du bateau	(m/s)
Z	Nombre d'aubes	(-)

α	Angle de calage		(degrés)
λ	Rapport adimensionnel de vitesses (éolienne)	$\lambda = (\omega_1 R) / V_0$	(-)
λ	Coefficient d'avance absolu (propulseur)	$\lambda = V_s / (\omega_1 R)$	(-)
$\theta(t)$	Angle de battement		(rad)
ω_1	Vitesse angulaire de la turbine		(rad/s)

6.2 Travaux liés à des cinématiques complexes, en mode récupération d'énergie éolienne ou en mode propulsion

Les pistes données dans ce paragraphe ont pour origine les travaux que nous avons réalisés sur les éoliennes et en particulier sur la cinématique particulière de l'éolienne à voile tournante. Ils sont liés aux systèmes combinant plusieurs mouvements :

- Un mouvement de rotation autour d'un axe principal associé à un mouvement d'oscillation autour des axes propres des pales,
- Un mouvement de translation combiné à un mouvement d'oscillation autour des axes propres des ailes (pales),

On distinguera les machines fonctionnant en mode récupération d'énergie comme les éoliennes des machines consommant d'énergie et fournissant un effort comme les propulseurs.

6.2.1 Eolienne CURUTCHET



Figure 6.1 ADV-TECH VAWT (source ADV-TECH)

En 2011, Arnaud CURUTCHET a mis au point une éolienne basée sur le principe du rotor épicycloïdal. Cette éolienne, dite "à pales à incidence variable" montée sur un axe vertical, est à la fois performante et silencieuse, un atout non négligeable dans le domaine de l'éolien.

Après la mise au point définitive du système, le dépôt d'un brevet et celui d'une marque d'éolienne (CITYWIND), Arnaud CURUTCHET et ses quatre associés (Benoit PAILLARD, Eric LE FORESTIER,

Gabriel CORDÉ et Etienne PAILLARD) ont créé la société ADVTECH, avec pour objectif le marché des éoliennes de proximité en milieu urbain.

La CITYWIND (Figure 6.1) est une turbine cyclique à axe vertical avec des mouvements de pales pilotés. La conception des dispositifs cycloïdaux a été proposée au début du XXe siècle et a été brièvement appliquée dans les hélices navales trochoïdes ([(BOSE, et al., 1989), (VAN MANEN, et al., 1997), (ROESLER, et al., 2014), (SANCHEZ-CAJA, et al., 2016)]. Son principe de fonctionnement est identique au système VOITH-SCHNEIDER ou plus récemment au rotor de LIPP. Le fonctionnement de ce type de propulseurs est basé sur la rotation de plusieurs pales autour d'un axe vertical, tandis que chacune est également soumise à une oscillation périodique autour de son axe propre. Ce type de dispositif peut fonctionner en mode propulsion ou en mode de récupération d'énergie. En mode propulsion, il génère une poussée horizontale, avec un rendement hydraulique qui dépend fortement de la cinématique du mouvement des pales. En mode récupération d'énergie, il génère un couple qui permet de récupérer une puissance sur l'arbre principal.

« Le rotor de LIPP » a d'abord été imaginé comme un propulseur de bateau, C'est pourquoi Arnaud CURUTCHET et ses associés ont également travaillé cette année sur ce sujet. Le propulseur est présenté au paragraphe 6.1.3.

L'éolienne CITYWIND a fait l'objet d'essais qui ont été réalisés par le Laboratoire DYNFLUID en 2014.

De notre côté, des travaux de modélisation ont été entrepris dans le cadre d'un projet de troisième année par Vincent FAGNOT (7.11.1.24).

Les avantages significatifs du concept ont été démontrés: un rendement élevé a été obtenu pour une vitesse de rotation modérée de la turbine. L'originalité de cette turbine est l'oscillation périodique de chaque lame autour de son axe propre qui améliore ses performances. Cette éolienne a un rendement supérieur à 40% pour un rapport de vitesse inférieur à un.

Un article, comparant les résultats expérimentaux et numériques, est en cours de rédaction [7.4.21] pour présenter conjointement les résultats expérimentaux et numériques.

Grâce à la combinaison des mouvements, le flux autour de cette éolienne peut être très instable. Il nécessite un réglage adapté et une modélisation appropriée, en particulier pour tenir compte de la cinématique des pales. Comme le meilleur point de fonctionnement de cette turbine est obtenu pour un faible rapport de vitesse, cette machine est assez silencieuse et est très adaptée à l'usage urbain. Notre équipe a déjà publié des travaux sur une turbine VAWT similaire, comme cela a été montré au paragraphe 4. Simultanément ce type d'éolienne continue d'être étudié dans d'autres parties du monde, en particulier en Australie et en Corée (turbine Wollongong [(MAO, et al., 2016)], Turbine cycloïdale à axe vertical [(LEE, et al., 2015)]).

Notre intention est de continuer de caractériser numériquement cette turbine, en particulier dans le cadre de l'ANR, afin de tenir compte des effets 3D et de tenir compte du contexte particulier du milieu urbain.

6.2.2 ANR URBANTURB (2014): analyse du couplage dynamique entre la canopée urbaine et la couche limite atmosphérique

Dans le cadre d'un projet ANR en collaboration avec l'Ecole Centrale de Nantes et l'Université de Lille, Sophie Simonet et moi-même participons à un projet sur la modélisation de la canopée urbaine et plus particulièrement sur l'utilisation d'éoliennes urbaines pour la partie nous concernant. Ce projet a débuté en 2014.

Les zones urbaines sont les lieux des activités humaines, où se déroulent des processus physiques tels que l'absorption et la production d'énergie et de chaleur, les émissions de pollution, l'altération du cycle de l'eau... Tous ces processus impliquent des interactions entre le sol et l'atmosphère. Dans la plupart des cas, c'est le vent, par son action aérodynamique sur les structures urbaines, qui entraîne les échanges entre la canopée urbaine (région comprise entre le sol et le sommet des bâtiments) et l'atmosphère, en favorisant la pollution par la diffusion de

produits chimiques, de particules ou par les échanges thermiques. La compréhension de ces interactions et de la physique sous-jacente est d'une importance cruciale, afin de pouvoir développer des stratégies de gestion, des outils de modélisation et de prévision de la couche limite urbaine bien adaptés. La canopée urbaine est un terrain très hétérogène et multi-échelles dans laquelle le vent présent dans la partie inférieure de l'atmosphère est très turbulent et comporte une large gamme tourbillons, d'échelles très larges spatialement et temporellement parlant (figure 6.2).

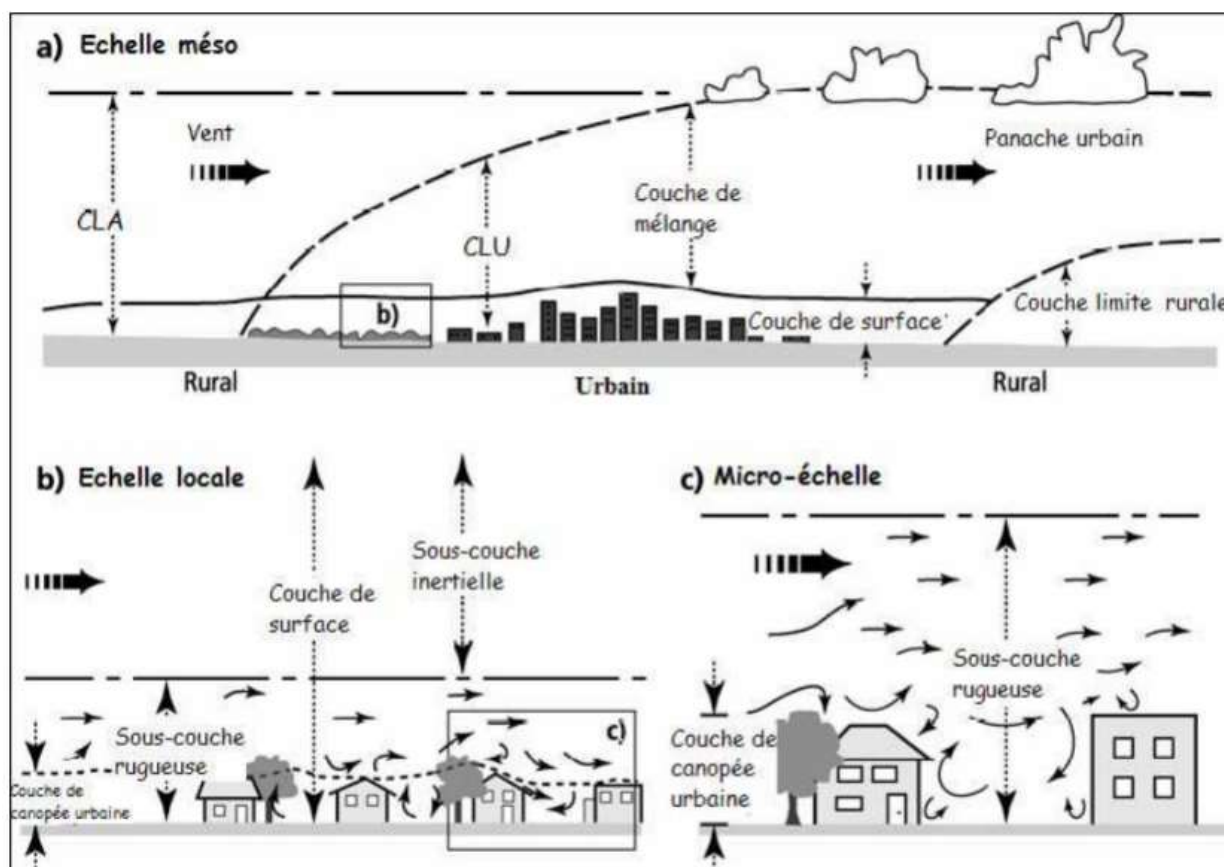


Figure 6.2 Représentation de la couche limite urbaine [(COLOMBERT, 2008)]

L'objet général du projet ANR est de mieux comprendre les mécanismes d'interactions entre la canopée urbaine et la basse atmosphère en vue de développer de nouvelles stratégies de modélisation de ces mécanismes.

Les expertises combinées des deux partenaires, LHEEA (Laboratoire de recherche en Hydrodynamique Énergétique et Environnement Atmosphérique de Nantes) et LML (Laboratoire de Mécanique de Lille), regroupant deux communautés, respectivement en couche limite urbaine (milieu ouvert) et en écoulement turbulent délimité (milieu fermé), à la fois expérimentalement et numériquement, doivent permettre de réaliser une bonne compréhension physique et une modélisation de la canopée urbaine. Notre contribution (Mme Simonet et moi-même), dans ce projet, est d'étudier la faisabilité d'implémentation des modèles, qui auront été développés par les autres partenaires, dans un code commercial de simulation numérique en mécanique des fluides (star CCM+), à l'aide des équations moyennées de Reynolds, dans l'objectif de prédire, le plus précisément possible, les performances de petites éoliennes en milieu urbain.

Débuté en janvier 2014, la durée prévisionnelle de l'ANR est de 60 mois. Notre intervention est prévue 9 mois avant la fin du projet, soit aux alentours de janvier 2019.

Dans une première phase, nous étudierons la faisabilité de l'implémentation du modèle développé par le LHEEA. Les modèles, mis en œuvre dans Star CCM+, sont basés sur la thèse de MARTINEZ (MARTINEZ, 2011) et sont appliqués pour les modèles de turbulence $k-\varepsilon$ et $k-\omega$.

Dans la littérature, la méthode préférée pour modéliser la rugosité est d'utiliser la loi RICHARD et HOXEY (RICHARD, et al., 1993) pour la distribution de la vitesse (répartition logarithmique en fonction de la longueur de rugosité physique, de la distance normale de la paroi et de la constante de VON KARMAN). Le modèle ABL actuel inclus dans Star CCM + semble être très simple et doit être vérifié. De ce point de vue, mettre en œuvre un autre modèle dans un code commercial serait une véritable amélioration. Dans cette tâche, la possibilité d'introduire le nouveau modèle développé par le groupe LHEEA, grâce aux « field functions » sera examinée, comparée aux résultats expérimentaux du LHEEA et au modèle ABL actuel afin de valider sa capacité de mieux appréhender la physique d'un tel phénomène.

Dans une seconde phase, nous utiliserons ce nouveau modèle pour la simulation d'une petite éolienne urbaine. En 2007, dans le projet WINEUR [(WINEUR, 2007), (WINEUR, 2007) (un projet européen)], il a été démontré que la puissance attendue, en supposant qu'il y ait une vitesse moyenne du vent de 5,5 m/s, s'élèverait approximativement à 150 à 400 kWh/m² par an à comparer à celle des grandes turbines qui varie entre 800 et 1200 kWh/m²/an. Il est évident que les grandes turbines sont clairement plus puissantes que les petites turbines verticales (éoliennes urbaines) en raison des conditions de fonctionnement très différentes dans lesquelles elles sont mises en œuvre, puisque les ressources éoliennes ne sont pas les mêmes en milieu urbain. Même si elles n'atteindront jamais la production des grandes turbines éoliennes, on peut s'attendre à ce que l'efficacité des petites éoliennes soit sensiblement améliorée. En outre, ces petites turbines génèrent de l'électricité qui peut être consommée directement sur le site de production. Cela signifie que l'électricité produite est effectivement utilisée. WALKER (WALKER, 2011) montre que les éoliennes urbaines montées sur les bâtiments se situent dans la couche de rugosité de surface, qui s'étend au-dessus des éléments urbains entre une à trois fois leur hauteur. Cette couche limite est fortement influencée par les caractéristiques de la surface.

L'écoulement d'air est très turbulent dans cette zone de l'ABL. Par conséquent, l'écoulement dans l'éolienne est fortement affecté par ces turbulences. La recherche sur la couche limite dans les zones urbaines a été principalement motivée par l'intérêt pour la dispersion de la pollution. Peu de recherches ont été menées sur la vitesse du vent urbain en vue des applications de turbines éoliennes.

En 2012, la quantification de la ressource éolienne a été examinée par BLACKLEDGE, SUNDERLAND et al [(BLACKLEDGE, et al., 2013), (BLACKLEDGE, et al., 2012)]. Leur travail met en évidence qu'il est possible de fournir des directives pour le placement correct des petites éoliennes dans les environnements urbains et que leur potentiel de génération d'énergie et de recouvrement des coûts est prévisible.

Les tâches précitées permettront d'élaborer une description appropriée du paysage urbain qui peut être pris en considération pour estimer les paramètres du modèle avec une précision suffisante pour que la ressource éolienne puisse être évaluée. Le travail sera axé sur la modélisation autour d'une UWT (turbine éolienne urbaine) dans le code Star CCM + pour prédire les ressources éoliennes et les performances de sortie attendues des petites éoliennes montées sur les toits des bâtiments dans l'environnement urbain, en particulier avec l'éolienne CURUTCHET.

6.2.3 Propulseurs cycloïdaux

Le fonctionnement d'un propulseur marin (figure 6.3) est très différent de celui des hélices marines classiques. Il est le résultat de la combinaison de la rotation de plusieurs pales autour d'un axe vertical, associée à un mouvement d'oscillation de chaque pale autour de son axe propre comme c'était le cas des éoliennes présentées au chapitre 4 et au paragraphe 6.1.1. L'avantage de ces dispositifs est de générer une force de poussée dont la direction est réglable à 360°. La cinématique élaborée du mouvement des pales produit une poussée horizontale dont le rendement hydrodynamique dépend fortement de la loi de commande des pales.

Le propulseur VOITH-SCHNEIDER, par exemple développe très rapidement une poussée dans une direction quelconque, ce qui apporte une grande maniabilité aux navires qui en sont équipés. Cependant, sa cinématique épicycloïdale (figure 6.4) lui impose une vitesse périphérique

supérieure à la vitesse du navire, ce qui restreint son utilisation aux navires de services (remorqueur, bac, baliseur...) à faible vitesse d'avance. Inversement, les propulseurs à cinématique trochoïdale dont la vitesse périphérique est inférieure à la vitesse du navire permettent d'envisager des vitesses d'avance bien supérieures.

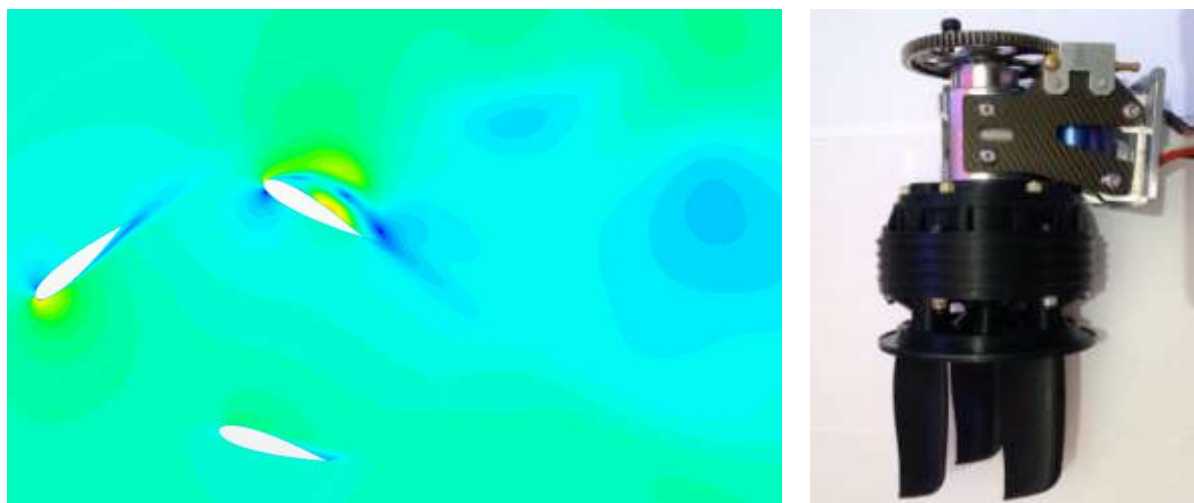


Figure 6.3 Propulseur ADV-TECH (à droite simulation, à gauche, le propulseur)

Un enjeu majeur de cette approche est l'étude et l'optimisation de la forme et de la cinématique des pales du système en mode propulseur. Les solveurs CFD modernes, associés aux méthodes d'optimisation auxquels ils sont maintenant couplés, offrent aujourd'hui des perspectives nouvelles sur ce plan.

Des travaux de modélisation ont été entrepris dans le cadre d'un projet de master par Thibaud FAVRE-BULLE (7.9.1.14). Ses travaux sont en cours d'analyse.

Une collaboration a été engagée depuis plusieurs mois entre les campus A&M de Bordeaux, Lille, et l'IRENav, en vue d'analyser les écoulements dans ces machines à axe transverse, afin d'optimiser la cinématique des pales et par conséquent les rendements.

Dans ce contexte, un projet commun intitulé «Analyse des écoulements au sein d'un propulseur vectoriel à axe transverse innovant» a été entrepris entre l'IRENav et le LMFL, dans le cadre de l'abondement Carnot ARTS AAP-2017, en vue d'engager les travaux amont nécessaires à une collaboration pluriannuelle entre ces deux laboratoires, avec à la fois des enjeux scientifiques et des applications futures prometteuses.

Ce projet original porte sur le développement et l'instrumentation d'une plateforme numérique et d'optimisation de la forme et de la cinématique des pales d'un système en mode propulseur. Il s'appuie sur une collaboration forte entre l'expérimentation développée au sein de l'IRENav et de modélisation numérique à partir des compétences du LMFL. Le financement demandé porte à la fois sur un financement complémentaire d'équipements et de soutien RH ingénieur. Le projet a des perspectives à court terme d'association de recherche doctorale (septembre 2018).

Ses enjeux et perspectives sont :

- La compréhension de la dynamique des écoulements pour des cinématiques complexes des pales d'un rotor à axe transverse
- La génération de loi optimisée permettant de passer des déplacements à faible vitesse ($\lambda < 1$; VOITH-SCHNEIDER) à des déplacements à grande vitesse ($\lambda > 1$; LIPP) (figure 6.4) **(Attention le coefficient λ défini ici est l'inverse de celui défini pour les éoliennes)**,
- L'optimisation des paramètres du système pour obtenir le meilleur rendement,
- L'optimisation de la loi de commande pour maximiser l'effort propulsif,
- Le système réversible pouvant fonctionner en EMR (Energies marines renouvelables),

- L'optimisation de la loi de commande pour maximiser l'effort tangentiel, donc le coefficient de puissance C_p ,
à terme, la création d'une plateforme expérimentale et numérique inscrite comme une plateforme technologique CARNOT

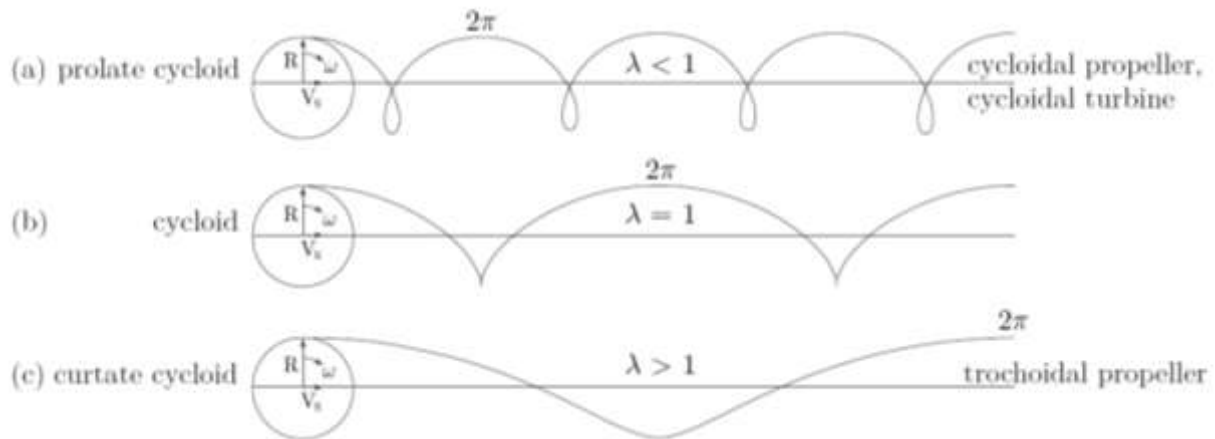


Figure 6.4 Différentes cinématiques [(ROESLER, et al., 2014)]

«⁶ Le travail proposé pour une durée de 12 mois a pour objectif d'analyser les écoulements au sein d'un propulseur à axe transverse par une approche conjointe numérique et expérimentale : il s'agit de comprendre la dynamique locale des écoulements au cours d'un cycle, afin de proposer ultérieurement des améliorations de la cinématique du mouvement des pales, de leur géométrie et plus généralement de l'ensemble des paramètres qui caractérisent la géométrie et la dynamique du propulseur. L'objectif visé par cette double approche est d'obtenir une efficacité hydrodynamique maximale, à partir de l'analyse et de la compréhension fine des phénomènes instationnaires au sein du propulseur. On cherchera notamment à caractériser précisément les cinématiques pour les modes trochoïdaux et épicycloïdaux et la meilleure façon de passer d'un mode à l'autre pour bénéficier de leurs avantages respectifs. Les calculs seront mis en œuvre à partir d'un solveur CFD URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes), à la fois en deux dimensions (coupe horizontale) afin de mener à bien le processus d'optimisation et en trois dimensions (3D) afin de quantifier précisément les performances et confirmer les données obtenues en 2D.

Les résultats seront confrontés aux mesures qui seront effectuées sur une maquette dans le tunnel hydrodynamique de l'IRENav et sur la plateforme SHIVA dans le bassin à circulation de l'Ifremer Boulogne/Mer. L'écoulement autour des pales y sera analysé par des mesures de champ de vitesse instantanées fondées sur des techniques PIV résolues en temps (4 Mpixel de résolution spatiale à fréquence d'acquisition de 15Hz et/ou 1 Mpixel à 3kHz) et à l'aide de visualisation par caméra rapide (2000 images/s) pour l'aspect cavitation. Cette analyse fine de l'écoulement permettra également de valider les efforts globaux sur le dispositif. Une mesure directe des efforts nécessitera l'acquisition de 4 cellules d'efforts 3D et la fabrication d'une pale instrumentée en capteurs de pression et en jauges de déformations pour la plateforme SHIVA. L'influence de plusieurs paramètres tels que l'inhomogénéité de l'écoulement amont et la présence de cavitation pour certaines cinématiques de pales seront étudiées au cours de ce projet.

La compréhension des écoulements internes dans le propulseur sera basée principalement sur la réalisation de calculs 3D instationnaires avec le code STAR CCM+, pour quelques configurations de design de pales, de cinématique du propulseur, et conditions hydrodynamiques en termes de vitesse et

⁶ Issu de la demande abondement Carnot Arts_AAP2017

de pression. On cherchera durant les 12 mois impartis au projet à comprendre l'influence de divers paramètres du système sur le fonctionnement et le rendement du propulseur, afin de préparer dans un second temps une démarche d'optimisation. Les résultats numériques obtenus seront confrontés aux mesures de performance et de vitesses menées sur une maquette dans le tunnel hydrodynamique de l'IRENav. Il s'agira notamment de valider les données globales issues des calculs, ainsi que les données locales de champs de vitesses, avant d'entamer le processus d'optimisation. Cette dernière étape sera menée ultérieurement dans le cadre de la thèse prévue à la suite de ce projet, sur la base de l'approche numérique. On cherchera à s'appuyer par exemple sur les démarches d'optimisation de formes de profils portants développées ces dernières années par S. BRIZZOLARA (VIRGINIA TECH), qui pourra éventuellement contribuer directement au projet le moment venu.

Pour le projet de 12 mois qui fait l'objet de cette demande d'abondement, on prévoit de mener les deux activités numériques et expérimentales en parallèle dans un premier temps (6 mois environ), avant de mener l'analyse et la confrontation des résultats, dans l'objectif de compréhension fine de l'évolution des écoulements dans le rotor et de l'influence des divers paramètres cités précédemment :

- *Mise en œuvre de calculs STARCCM+ et analyse des écoulements internes et des rendements pour diverses configurations hydrodynamiques et plusieurs paramètres géométriques et cinématiques*
- *Mise en œuvre de mesures PIV rapides et d'observation par caméra rapide pour caractériser l'écoulement autour d'une pale au cours de sa cinématique, dans le tunnel hydrodynamique de l'IRENav et confrontation des données aux résultats numériques.*
- *Premiers tests en canal de circulation de la plateforme SHIVA (IFREMER BOULOGNE/MER) »*

Dans la continuité de ce projet, trois thèses sont envisagées :

- Une thèse AER, axée expérimental, côté IRENav qui devrait démarrer en octobre 2018,
- Une thèse CSC sur l'étude des écoulements à forte incidence sur des foils, notamment au cours de mouvements similaires à ceux d'un propulseur trochoïdal, qui débute en octobre 2017,
- Une thèse numérique sur la modélisation 3D du propulseur, dont le financement est à définir (DGA+...), pour un début en octobre 2018,

avec des échanges réguliers entre les différents partenaires du groupe de travail.

6.2.4 Collaboration avec l'Université des Sciences et Technologies Houari Boumediene en Algérie

M. Ali BOUDIS (7.11.4.11) a effectué un stage de recherche sur la modélisation numérique des ailes battantes au Laboratoire de Mécanique de LILLE au sein du Campus de Lille durant la période du 19 novembre au 16 décembre 2016 dans l'objectif de futures collaborations avec l'Université des Sciences et Technologies Houari BOUMEDIENNE.

Depuis quelques années, M. BOUDIS travaille sur la récupération d'énergie, mais aussi sur les drones dont le fonctionnement est basé sur du bio mimétisme, en particulier sur celui des ailes battantes des insectes.

L'objectif principal du stage était l'étude aérodynamique de l'écoulement autour d'un profil en oscillation combinée de translation et d'oscillation (figure 6.5), simulant une aile battante dans le mode de l'extraction de l'énergie. Les simulations numériques de cet écoulement et de la cinématique du mouvement du profil ont été réalisées à l'aide du code STAR CCM+. M. BOUDIS a entrepris une étude comparative quantitative et qualitative entre les résultats de calculs, obtenus par STAR CCM+, et les résultats obtenus au CDER à l'aide du code ANSYS Fluent. Il a montré que cette comparaison était très satisfaisante.

Ses travaux ont conduit à la rédaction d'un article qui a été proposé au congrès ISROMAC 2017. Ce papier est fourni en annexe 6.

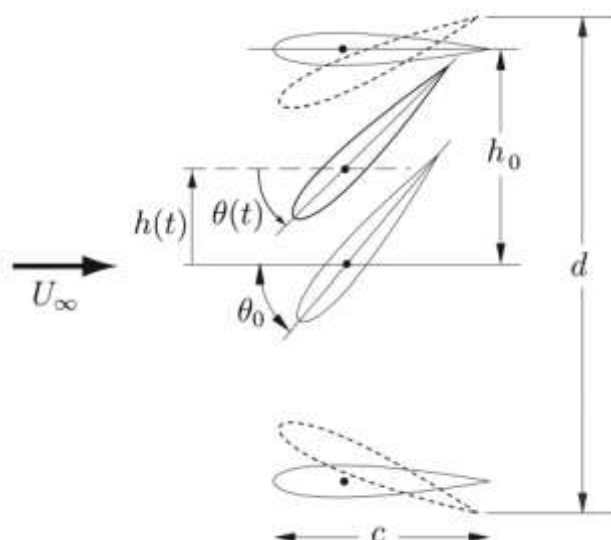


Figure 6.5 Mouvement d'une aile battante [(KINSEY, et al., 2008)]

La collaboration entre nos deux laboratoires devrait se poursuivre.

6.3 Les travaux liés à la modélisation dans des turbomachines

6.3.1 Modélisation de l'interaction roue-diffuseur, roue SHF

Les projets futurs ont été évoqués en conclusion du chapitre 5 :

- Une analyse plus approfondie des résultats dans les zones d'entrée et de sortie afin de comprendre le rôle des débits de fuite et de l'interaction rotor-stator.
- Une étude détaillée des zones de recirculation à l'entrée du diffuseur dues au débit de fuite dans l'entrefer est à réaliser, ainsi que l'analyse comparative entre résultats de calcul et résultats de mesure qui permettrait de commenter la validité et l'utilité des mesures instationnaires de l'écoulement malgré le caractère instationnaire de l'écoulement.

L'aspect instationnaire n'a pas été analysé à ce jour, ce pourrait être une piste de recherche supplémentaire

6.3.2 Récupération d'énergie dans le tunnel sous la manche à l'aide de turbines à double flux

Le tunnel sous la manche [(htt), (htt1)] est composé de trois tunnels (figures 6.6 et 6.7) :

- Les deux tunnels latéraux, de diamètre 7,6 mètres, permettant le passage des trains dans un sens et dans l'autre,
- Le tunnel central, de 4,8 m de diamètre, pour le tunnel de service.

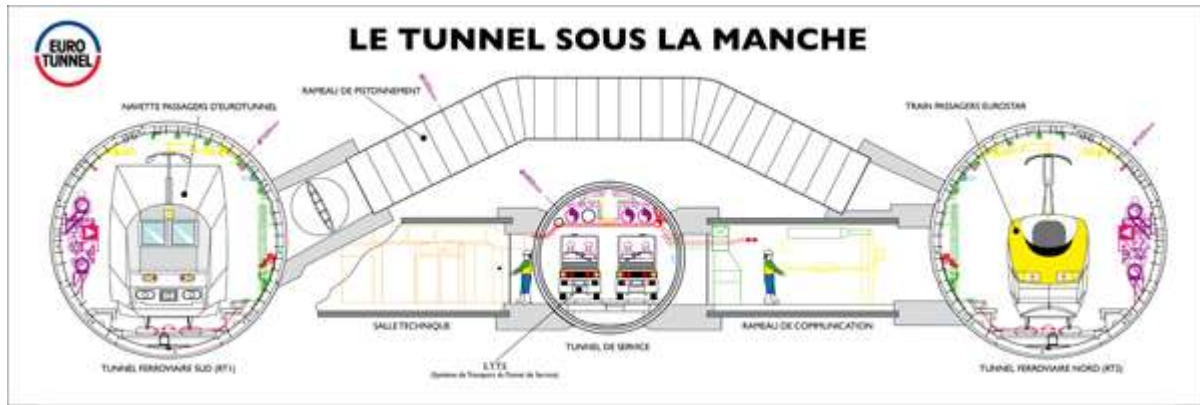


Figure 6.6 Coupe transversale du tunnel sous la manche

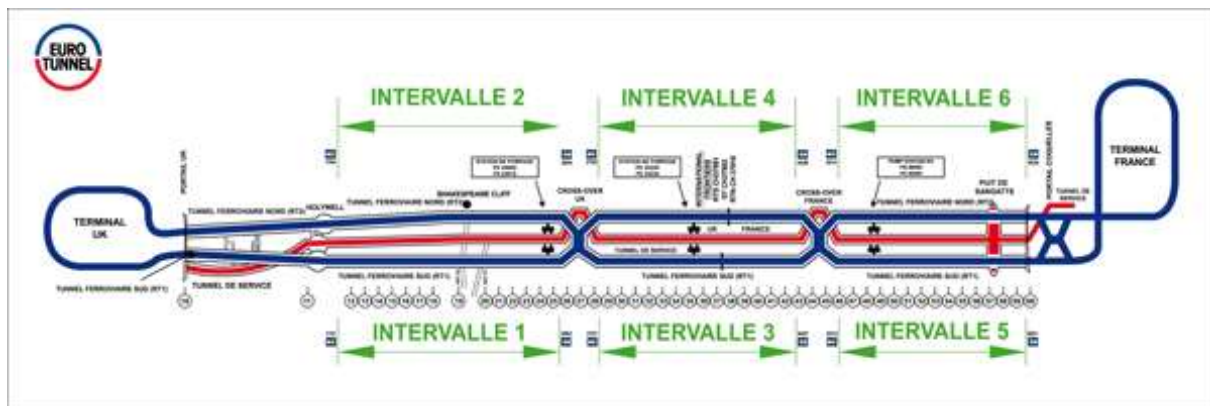


Figure 6.7 Plan du tunnel

Le tunnel de service assure plusieurs fonctions :

- Circulation de véhicules qui assure le transport du personnel pour les opérations de maintenance et de secours.
- Communication avec les tunnels ferroviaires, en cas d'incident pour l'évacuation des passagers
- Ventilation des tunnels ferroviaires : ce tunnel distribue de l'air froid vers les tunnels ferroviaires
-

Il y a un accès tous les 375 mètres entre les 3 tunnels sur la longueur qui est d'environ 49 km. La fréquence de passage des trains est d'environ 320 trains par jour. Chaque passage de train dans un tunnel produit un flux d'air important dans les rameaux de pistonement (partie supérieure de la figure 6.6), dont l'énergie est pour l'instant dissipée par perte de charge, pour éviter des perturbations dans l'autre tunnel de circulation. En l'absence de tels systèmes de perte de charge, des fluctuations de vitesses (dans les deux sens) et de pression très importantes sont mesurées, comme on peut le voir sur la figure 6.8. Il faut également considérer les frottements fluides qui sont importants et qui entraînent une augmentation de température dans les tunnels.

La société Eurotunnel souhaite mettre en place dans ces rameaux de pistonement un système de récupération d'énergie d'origine aérodynamique sous forme électrique à l'aide de turbines réversibles (pouvant fonctionner dans les deux sens de circulation) et d'alternateurs. Un projet a donc été engagé entre le Laboratoire de Mécanique (A. DAZIN, O. COUTIER-DELGOSHA et moi-même en co-encadrants) et Eurotunnel. Ce projet concerne l'étude expérimentale et numérique pour la conception de turbines axiales à double flux en vue de leur implémentation dans le tunnel. L'objectif final est de fournir un prototype à échelle 1 en vue de valider son fonctionnement en conditions réelles et de déterminer si cela peut être étendu à tous les rameaux de positionnement.

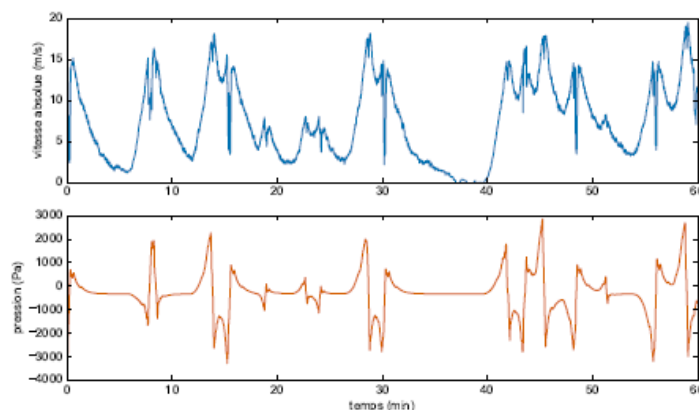


Figure 6.8 Relevés de vitesse et de pression dans un rameau de pistonnement (mémoire de Théo DELECOUR)

Ce sujet fait d'ores et déjà l'objet d'un travail de fin d'études dans le cadre d'un stage au sein du laboratoire par Théo DELECOUR (7.11.4.12).

M. DELECOUR débutera, en octobre 2017, une thèse sur ce même sujet, co-encadrée par A. DAZIN, O. COUTIER-DELGOSHA, et moi-même.

6.4 Simulation numérique directe d'une gouttelette de pluie impactant une marée noire (co-encadrement de la thèse de Moahamed Houssein GHANDOUR)

L'objectif de la thèse de M. GHANDOUR est d'étudier les différents phénomènes associés aux effets de la pluie sur une nappe d'hydrocarbures en mer, en se focalisant notamment sur les mécanismes de rupture de la nappe, de dispersion du pétrole, et de formation d'aérosols par éjection de gouttes de pétrole dans l'atmosphère.

Les rejets occasionnels, accidentels ou non, sont en effet une source majeure de pollution dans les eaux continentales. Bien que dans presque la moitié de tous les cas de contamination, la cause exacte ne soit jamais déterminée, les déversements d'hydrocarbures peuvent être dus à des erreurs humaines, des rejets accidentels ou volontaires de résidus de cargaison, débordement de réservoirs domestique ou industriel, fuite des stations-service,...

Face à la contamination par les hydrocarbures des cours d'eau intérieurs ou des eaux côtières, les pouvoirs publics et les industriels sont souvent impuissants pour intervenir efficacement.

C'est pourquoi des plans d'urgence sont établis par de nombreux organismes gouvernementaux. Il s'agit souvent de modèles mathématiques capables de prédire le mouvement de la nappe et la répartition de concentration des particules d'hydrocarbures dans les eaux côtières. Je considérerai cela comme une approche globale.

«⁷ Le transport et le devenir de l'huile déversée peuvent être affectés par les processus physiques, chimiques et biologiques tels que la propagation, l'advection, l'évaporation, la dissolution, l'émulsion, la photo-oxydation, la sédimentation et la biodégradation des composants. Ces processus se produisent généralement longtemps après le déversement d'hydrocarbures. Sous l'action de la vague de rupture et de la turbulence de la couche supérieure, la nappe d'hydrocarbures se décompose en

⁷ Rapport d'avancement Mohamed Gandhour

petites particules, qui sont advectées et diffusent dans la colonne d'eau. Certaines particules refont surface, tandis que d'autres formeront des émulsions eau dans l'huile ou huile dans l'eau. La densité de l'huile en émulsion résultante est proche de celle de l'eau. Les particules d'huile peuvent rester dans la colonne d'eau pendant une longue période, et polluer l'environnement de l'eau plus profonde... Dans le cas de déversements d'hydrocarbures en mer, des aérosols d'huile peuvent être générés sous l'effet des interactions vent/eau, des interactions eau/trafic maritime, de l'impact des gouttes de pluie sur la nappe de pétrole, et d'autres opérations de nettoyage naturelles ou mécaniques, tout comme pour les aérosols marins habituels. Ces aérosols d'huile peuvent contenir des produits toxiques. Un autre facteur important est l'utilisation de dispersants. Les dispersants sont utilisés pour briser la nappe d'huile en minuscules gouttelettes qui seront éliminées par certaines bactéries. Les dispersants diminuent la tension interfaciale entre l'eau et l'huile, entraînant l'entrée du dispersant dans la colonne d'eau. Pendant l'étape initiale de l'application de dispersant, il est possible pour le dispersant et/ou la gouttelette dispersante d'huile de devenir aérosol. L'impact des gouttes de pluie provoque en particulier la génération d'aérosols marins. La production d'aérosols marins par les précipitations n'a pas fait l'objet d'études approfondies. L'impact de la pluie pourrait donc contribuer à l'aérosolisation des nappes de pétrole brut. ».

Le but de la thèse de M. GHANDOUR est donc la compréhension des phénomènes hydrodynamiques de base associés à l'impact d'une goutte d'eau sur une nappe de pétrole, et notamment les comportements respectifs des différents composants en jeu (eau/air/pétrole). On réalise pour cela des simulations numériques directes (sans modèle de turbulence, ce qui implique de modéliser les très petites échelles), dont les principales difficultés sont liés à la prise en compte de 3 composants non miscibles, qui engendrent de très nombreuses interfaces. Dans le cadre de la thèse, on s'est fixé les objectifs suivants :

- Caractérisation des aérosols dus à l'impact des gouttes de pluie sur la nappe d'huile,
- Etude des paramètres caractéristiques de la couche d'huile qui influencent le comportement de l'éclaboussure associée à l'impact de la goutte de pluie,
- Analyse des effets des produits dispersants, qui agissent en modifiant les tensions superficielles eau/pétrole.

Depuis cette année, je co-encadre la thèse avec O. COUTIER-DELGOSHA.

6.5 Bibliographie

BLACKLEDGE J. [et al.] Analysis of Wind Velocity and the Quantification of Wind Turbulence in Rural and Urban Environments using the Levy Index and Fractal Dimension [Revue] // ISAST Journal of Computing and Intelligent Systems. - 2012. - 1 : Vol. 4. - pp. 7-17.

BLACKLEDGE J. [et al.] Small Wind Turbines in Turbulent (Urban) Environments: A Predictable Wind Generation Resource [Revue] // Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics. - [s.l.] : Elsevier, 2013. - Vol. 121. - pp. 70-81.

BOSE NEIL et PETER S.K. LAI Experimental Performance of a Trochoidal Propeller with High-Aspect-Ratio Blades [Revue] // Marine Technology. - 1989. - Vol. 263. - pp. 192-201.

COLOMBERT M. Contribution à l'analyse de la prise en compte du climat urbain dans les différents moyens d'intervention sur la ville // PhD Thesis. - Paris : [s.n.], 2008.

<http://tpetunnelsouslamanche.e-monsite.com/> [En ligne].

<http://www.eurotunnelgroup.com/fr/Lien-Fixe/infrastructure/> [En ligne].

KINSEY T. et DUMAS G. Parametric study of an oscillating airfoil in a power extraction regime [Revue] // AIAA J.. - 2008. - 9 : Vol. 46. - pp. 1318-1330.

LEE C.H. [et al.] Optimal design and verification tests of cycloidal vertical axis wind turbine [Revue] // Journal of renewable and sustainable energy. - 2015. - Vol. 7.

MAO Z., TIAN W. et YAN S. Influence analysis of blade chord length on the performance of a four-bladed Wolongon wind turbine [Revue] // Journal of Renewable and Sustainable Energy. - 2016. - Vol. 8.

MARTINEZ B. Wind resource in complex terrain with OpenFOAM [Msc Thesis]. - Denmark : [s.n.], 2011.

OKE T.R. Boundary Layer Climates [Ouvrage]. - Londres : [s.n.], 1978. - Methuen & Co Ltd : p. 372.

RICHARD P.J. et HOXEY R.P. Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the k-epsilon model [Revue] // Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. - 1993. - Vol. 46. - pp. 145-153.

ROESLER B.T. et FRANCSIQUEZ M.,EPPS,B.T. Design and Analysis of Trochoidal Propulsors Using Non linear Programming Optimization Techniques. [Revue] // ASME. International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. - 2014. - Vol. 8B.

SANCHEZ-CAJA A. et MARTIO J. On the optimum performance of oscillating foil propulsors [Revue] // Journal of Marine Science and Technolog. - June 2016.

VAN MANEN J. et VAN TERWISGA T. A New Way of Simulating Whale Tail Propulsion [Conférence] // Twenty-First Symposium on Naval Hydrodynamics. - 1997.

WALKER S.L. Building mounted wind turbines and their suitability for the urban scale—A review of methods of estimating urban wind resource [Revue] // Energy and Building. - 2011. - Vol. 43. - pp. 1852-1862.

WINEUR project1 Urban wind turbines. - 2007.

WINEUR project2 Catalog of urban wind turbine manufacturers. - 2007.

Figure 6.1 ADV-TECH VAWT (source ADV-TECH).....	116
Figure 6.2 Représentation de la couche limite urbaine [(COLOMBERT, 2008)].....	118
Figure 6.3 Propulseur ADV-TECH (à droite simulation, à gauche, le propulseur)	120
Figure 6.4 Différentes cinématiques [(ROESLER, et al., 2014)]	121
Figure 6.5 Mouvement d'une aile battante [(KINSEY, et al., 2008)].....	123
Figure 6.6 Coupe transversale du tunnel sous la manche	124
Figure 6.7 Plan du tunnel	124
Figure 6.8 Relevés de vitesse et de pression dans un rameau de pistonement (mémoire de Théo DELECOUR).....	125

7 PUBLICATIONS

7.1/ ARTICLES DANS DES REVUES INTERNATIONALES OU NATIONALES AVEC COMITE DE LECTURE REPERTORIEES PAR LES BASES DE DONNEES INTERNATIONALES

7.2/ ARTICLES DANS DES REVUES AVEC COMITE DE LECTURE NON REPERTORIEES PAR LES BASES DE DONNEES INTERNATIONALES

7.3/ ARTICLES DANS DES REVUES SANS COMITE DE LECTURE

7.4/ COMMUNICATIONS AVEC ACTES DANS CONGRES INTERNATIONAL

7.5/ COMMUNICATIONS AVEC ACTES DANS CONGRES NATIONAL

7.6/ PUBLICATIONS DE VULGARISATION (participation à la rédaction d'un document commun de cours)

7.7/ AUTRES PRODUCTIONS

7.7.1 Rapports d'études

7.7.1.1 Etablissements NEU

7.7.1.2 Société d'études et de recherche d'Arts et Métiers (S.E.R.A.M.)

7.7.1.3 ARTS

7.7.2 Rapports scientifiques et rapports de contrats

7.7.3 Rapports d'expertises (Anvar, ANR Astrid)

7.8/ CO-ENCADREMENTS DE THESE

7.9/ ENCADREMENTS DE MASTER

7.9.1 DEA ou Master M2

7.9.2 Mastère (SYSPEC)

7.9.3 Master M1 (master turbulence)

7.10/ MEMOIRE ET THESE

7.11/ ENCADREMENTS DE PROJETS D'ELEVES INGENIEURS ET ACCUEIL DE STAGIAIRES

7.11.1 Projets de troisième année

7.11.2 Projets de deuxième année

7.11.3 Projets de première année

7.11.4 Accueil de stagiaires

7.12/ PARTICIPATION A DES CONGRES ET COLLOQUES

7.1 ARTICLES DANS DES REVUES INTERNATIONALES OU NATIONALES AVEC COMITE DE LECTURE REPERTORIEES PAR LES BASES DE DONNEES INTERNATIONALES

- 7.1.1 G. BOIS, A. C. BAYEUL-LAINÉ, C. LECLERC, B. MEREDITH, Y. LEBOUVIER, Numerical Torque Converter Performance Predictions: Validation and Application to a Rapid One Dimensional Approach. ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting; 06/2005
- 7.1.2 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, D. DUTHEIL, G. CAIGNAERT, Numerical study of cavitating flow inside a flush valve. *Mécanique & Industries* 12/2010; 12(06). DOI:10.1051/meca/2011143
- 7.1.3 Q. SI, P. DUPONT, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DAZIN, O. ROUSSETTE, S. YUAN, An Experimental Study of the Flow Field Inside the Diffuser Passage of a Laboratory Centrifugal Pump. *Journal of Fluids Engineering* 03/2015; 137(6). DOI:10.1115/1.4029671
- 7.1.4 A. C. BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT, G. CAVAZZINI, G. PAVESI, A. DAZIN, P. CHERDIEU, G. BOIS, O. ROUSSETTE, Comparisons RANS and URANS numerical results with experiments in a vaned diffuser of a centrifugal pump. *La Houille Blanche* 05/2015; 2(2015). DOI:10.1051/lhb/20150026
- 7.1.5 P. DUPONT, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DAZIN, G. BOIS, O. ROUSSETTE, Q. SI, Leakage Flow Influence on SHF pump model performances. *International Journal of Fluid Machinery and Systems* 07/2015; 8(3). DOI:10.5293/IJFMS.2015.8.3.193
- 7.1.6 Q. SI, P. DUPONT, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DAZIN, O. ROUSSETTE, G. BOIS, Static pressure recovery analysis in the vane island diffuser of a centrifugal pump. *Journal of Mechanical Science and Technology* 02/2016; 30(2). DOI:10.1007/s12206-016-0108-7

7.2 ARTICLES DANS DES REVUES AVEC COMITE DE LECTURE NON REPERTORIEES PAR LES BASES DE DONNEES INTERNATIONALES

- 7.2.1 A C BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, A. ISSA, Numerical simulation of flow field in water-pump sump and inlet suction pipe. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science* 09/2010; 12(1). DOI:10.1088/1755-1315/12/1/012083
- 7.2.2 A C BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, G. BOIS, A. ISSA, Two-phase numerical study of the flow field formed in water pump sump: Influence of air entrainment. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science* 11/2012; 15(part 2). DOI:10.1088/1755-1315/15/2/022007
- 7.2.3 A. C. BAYEUL-LAINÉ, Patrick DUPONT, G. CAVAZZINI, A. DAZIN, P. CHERDIEU, et al.. Investigations in a vaned diffuser of SHF impeller, *journees shf juin 2013, Jun 2013, France*. pp.1.<hal-00916058>

- 7.2.4 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, G. BOIS: Unsteady flow field in a mini VAWT with relative rotation blades: Analysis of temporal results. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 09/2013; 52. DOI:10.1088/1757-899X/52/5/052002
- 7.2.5 P. CHERDIEU, P. DUPONT, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DAZIN, G. BOIS, Data reduction problems using a 3 - hole directional pressure probe to investigate mean flow characteristics in the vaneless gap between impeller and diffuser radial pump. IOP Conference Series Earth and Environmental Science 09/2013; 52(topic 2). DOI:10.1088/1757-899X/52/2/022018
- 7.2.6 A. C. BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT, G. CAVAZZINI, P. CHERDIEU, A. DAZIN, G. BOIS, O. ROUSSETTE: Comparisons between calculations and measurements in vaned diffuser of SHF impeller. Paiguan Jixie Gongcheng Xuebao/Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 12/2013; 31(12). DOI:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.12.001
- 7.2.7 P. DUPONT, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DAZIN, G. BOIS, O. ROUSSETTE, Q. SI: Leakage flow simulation in a specific pump model. IOP Conference Series Earth and Environmental Science 09/2014; 22. DOI:10.1088/1755-1315/22/1/012012

7.3 PUBLICATIONS DANS DES REVUES SANS COMITE DE LECTURE

- 7.3.1 P. MICHEAU, A.C. BAYEUL-LAINÉ, L.M. GAUDEFROY, Le Pôle Frein. Une expérience originale de relation Université-Industrie-Exploitant, Revue générale des Chemins de fer - 11 ème année - pp 25 à 29 - septembre 1992
- 7.3.2 ABOUJAIB M. & BAYEUL-LAINÉ A.C., Numerical analysis of the flow in a rotating vaneless diffusor. 1st European Conference « Turbomachinery – Fluid dynamic and thermodynamic aspects, Computational methods », Erlangen (Allemagne), VDI Berichte 1185, pp 197-210, 1-3 mars 1995
- 7.3.3 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, gerard WILS: Modélisation numérique de l'hydrovoile WILS, ISSN: 2356-5608, 2ème conférence Internationale des énergies renouvelables CIER-2014 International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET) Vol.3-pp.88-96, Copyright - IPCO 2015
- 7.3.4 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET. URANS flow stream in a small VAWT. Proceedings of Engineering & Technology (PET), 2015, special issue:2`eme conf`erence Internationale des `energies renouvelables CIER - 2014, pp.1-7.

7.4 COMMUNICATIONS AVEC ACTES DANS CONGRES INTERNATIONAL

- 7.4.1 M. ABOUJAÏB, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Numerical analysis of the flow in a rotating vaneless diffuser, Eur. Congr. on Computational methods in applied Sc., ATHENES (GRECE), 7-11 septembre 1998.
- 7.4.2 A.ISSA, A C BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, Numerical Simulation of Flow Field Formed in Water Pump-Sump. iahr, 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, FOZ DO IGUASSU (BRESIL); 10/2008

- 7.4.3 A. ISSA, A. C. BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, Numerical study of the influence of Geometrical Parameters on flow in water Pump-Sump. 14th International Conference on Fluid Flow Technologies; 09/2009, Budapest
- 7.4.4 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, G. CAIGNAERT, Numerical study of cavitating flow inside a flush valve, 14th International Conference on Fluid Flow Technologies; 09/2009, Budapest
- 7.4.5 A. C. BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, S. SIMONET, Etude numerique instation-naire d'une micro-eolienne à axe vertical, 1ère Conférence Franco-Syrienne sur les énergies renouvelables, Oct 2010, Damas, Syria. 14 p.<hal-00915114>
- 7.4.6 A. C. BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, Unsteady simulation of flow in a micro vertical axis wind turbine, 21st International Symposium on Transport Phenomena (ISTP 21); 2-5 November, 2010, Kaohsiung City, Taiwan
- 7.4.7 A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DOCKTER, G. BOIS, S. SIMONET, Numerical simulation in a vertical wind axis turbine with pitch controlled blades, 4th IC-EpsMso;Athènes (Grèce) 07/2011
- 7.4.8 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, A. DOCKTER, G. BOIS, Numerical study of flow stream in a mini VAWT with relative rotating blades, 22nd International Symposium on Transport Phenomena (ISTP 22); Delft, Netherlands, 11/2011
- 7.4.9 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, G. BOIS, Spectral analysis of unsteady flow simulation in a small VAWT, 14th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery; ISROMAC-14 February 27th-March 2 nd, 2012, Honolulu, HI, USA
- 7.4.10 A. C. BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT, P. CHERDIEU, A. DAZIN, G. BOIS, O. ROUSSETTE, Comparisons between numerical calculations and measurements in vaned diffuser of SHF impeller. 5th International Symposium on Fluid Machinery and Fluids Engineering (ISFMFE 2012), Jeju, Korea (south); 10/2012
- 7.4.11 G. CAVAZZINI, G. PAVESI, P. DUPONT, A. DAZIN, A C BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, Unsteady velocity PIV measurements and 3D numerical calculation comparisons inside the impeller of a radial pump model. 10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland; 04/2013
- 7.4.12 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, G. BOIS, VAWT with controlled blades : influence of wake of one turbine on power coefficient on the next turbine. 5th IC-EpsMsO; Athènes, Grèce, 07/2013
- 7.4.13 A C BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT, L. MICCOLI, G. CAVAZZINI, A. DAZIN, G. PAVESI, G. BOIS: Fluid leakage effect on analysis of a vaned diffuser of SHF pump, 15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-15, honolulu, hawaii, USA; 02/2014
- 7.4.14 Y. ALLAB, A. KINDINIS, A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, O. COUTIER-DELGOSHA, Indoor climate quality assessment in high school classroom: ventilation strategies and occupancy management, roomvent2014, sao polo brazil; 10/2014
- 7.4.15 Q. SI, P. DUPONT, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. DAZIN, O. ROUSSETTE, S. YUAN, G. BOIS, Static pressure recovery analysis in the vane island diffuser of a centrifugal pump, 6th

International Symposium on Fluid Machinery and Fluids Engineering (ISFMFE 2014), Wuhan, China; 10/2014

- 7.4.16 Y. ALLAB, A. KINDINIS, F. CAUSONE, S. SIMONET, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Indoor climate assessment of a classroom with mechanical ventilation and operable windows. 35 th AIVC Conference, Madris; 09/2015
- 7.4.17 Y. ALLAB, A. KINDINIS, F. CAUSONE, A. TATTI, S. SIMONET, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Ventilation rates and thermal comfort assessment in a naturally ventilated classroom. Clima 2016, Aalborg; 05/2016
- 7.4.18 A. C. BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT, A. DAZIN, G. BOIS, Investigations inside a vaned diffuser of a centrifugal pump at low flowrates. 28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems IAHR, grenoble; 07/2016
- 7.4.19 Banglun ZHOU, Antoine DAZIN, Annie-Claude BAYEUL-LAINÉ, Jianping YUAN¹, Yaguang HENG, Patrick DUPONT, Najib OUARAZI, "Low cost" approach for the prediction of rotating instabilities in the vaneless diffuser of a radial flow pump, SimHydro 2017, 14-16 June 2017, Sophia Antipolis, Papier proposé
- 7.4.20 A. BOUDIS, A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. BENZAOUI, H. OUALLI, O. GUERRI, Numerical investigation of the effect of motion trajectory on the vortex shedding process behind a flapping airfoil, ISROMAC-17, décembre 2017. Papier proposé.
- 7.4.21 A. C. BAYEUL-LAINÉ, V. FAGNOT, S. SIMONET, A. CURUTCHET, I. DOBREV, F. MASSOUH, B. PAILLARD, G. CORDÉ, Urans Simulation of Urban specific VAWT Citywind, ISROMAC-17, décembre 2017. Papier proposé, pas finalisé dans les délais, à transformer en article pour revue

7.5 COMMUNICATIONS AVEC ACTES DANS CONGRES NATIONAL

- 7.5.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ et J.P. BARRAND, Analyse asymptotique des phénomènes convectifs au sein d'une cavité annulaire horizontale, 9ème congrès Français de Mécanique, 5-8 septembre 1989.
- 7.5.2 A. C. BAYEUL-LAINÉ, G. CAIGNAERT, B. CREPIN, Calculs d'écoulements autour d'un profil en incidence en vue de la détermination du bruit généré. colloque sur le bruit des ventilateurs à basse vitesse, ECL et Cetiat, lyon; 11/2001
- 7.5.3 G. BOIS, A. C. BAYEUL-LAINÉ, C. LECLERC, B. MEREDITH, Y. LEBOUVIER, Analyse numérique des hétérogénéités des écoulements délivrés par les différents organes d'un convertisseur de couple automobile. Applications pour une meilleure prédétermination rapide des performances globale, 16ième Congrès Français de Mécanique , Nice Octobre 2003.
- 7.5.4 A C BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT, G CAVAZZINI, P CHERDIEU, A DAZIN, G BOIS, O ROUSSETTE, Numerical and experimental investigations in a vaned diffuser of SHF impeller: fluid leakage effect, 21ème congrès français de mécanique, Bordeaux (France); 08/2013
- 7.5.5 P. CHERDIEU, A. DAZIN, P. DUPONT, A C BAYEUL-LAINÉ, O. ROUSSETTE, G. BOIS, Analysis of Unsteadinesses in a Vaned Diffuser of Centrifugal Machinery. 21ème congrès français de mécanique, Bordeaux (France); 08/2013

7.5.6 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, A. ISSA, G. BOIS, The importance of the knowledge of flow stream in water sump pump. 21 ème congrès français de mécanique, Bordeaux (France); 08/2013

7.6 PUBLICATIONS DE VULGARISATION (participation à la rédaction d'un document commun de cours)

7.6.1 J.P. BARRAND, A.C. BAYEUL-LAINÉ, D. BRUNEAU, P. SEBASTIAN, R. REY, Mécanique des fluides, UV 3G01 (289p), polycopié commun, rédaction d'un chapitre sur les fluides compressibles et animation du travail de groupe, Février 1999 (version 1.0), 2000, (version 1.1)

7.7 AUTRES PRODUCTIONS

7.7.1 Rapports d'études

7.7.1.1 Etablissements NEU

7.7.1.1.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul par ordinateur des différences d'enthalpies et températures en salle, 75ET38, 04/12/75, C1 2001.00, DPS 4100.

7.7.1.1.2 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Détermination des courbes caractéristiques de l'air humide en altitude, 75ET39, 04/12/75, C1 200 1.00, DPS 4096.

7.7.1.1.3 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Nouvelle Méthode de calcul des charges, 76ET14, 24/06/76, C1 2006, DPS 4370.

7.7.1.1.4 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Compléments et rectificatifs du calcul des déperditions d'un local industriel en régime continu, 76ET23, 17/12/76, C1 2022, DPS 4803.

7.7.1.1.5 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Nouveau programme d'essais d'humidification. Ordinateur Honeywell Bull type 6615, 77ET33, 14/09/77, C1 6306.00, DPS 5067.

7.7.1.1.6 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Longueur des fibres coton : le digital Fibrographe. 79ET01, 26/01/79, C1 6511.00, DPS 5506.

7.7.1.1.7 A.C. BAYEUL-LAINÉ, L'analyseur SHIRLEY, 79ET02, 29/01/79, C1 6511, DPS 5515.

7.1.1.8 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul d'un CV % global en sortant des données individuelles de chaque coude, 79ET08, 08/02/79, C1 1910.92, DPS 4212.

7.7.1.1.9 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Coefficients de pertes de charge des organes d'équilibrage les plus utilisés en textile, 79ET09, 05/03/79.

7.7.1.10 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Etude récapitulative des essais de rotor Ventifloc, 80ET07, 14/05/80, C1 5743, DPS 6012.

7.7.1.11 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Etude thermodynamique du séchoir phase vapeur, 80ET50, 225/09/80.

7.7.1.12 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Extrait des règles neige et vent NV 65, 82ET18, 15/06/82, DPS 6592.

7.7.1.13 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul des charpentes Jetline V, 83ET01, 17/01/83, DPS 7068.

7.7.1.14 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Résistance des trémies Jetline au poids de matière, 83ET14.

7.7.1.2 S.E.R.A.M.

7.7.1.2.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ, B. DESMET, Calcul par éléments finis d'une poulie de frein à bande, DS 25052. Société DMS. 19 Juillet 1984.

7.7.1.2.2 A.C. BAYEUL-LAINÉ, B. DESMET, Calcul par éléments finis d'une vanne cryogénique HP SEREG, DS 25035. Gaz de France. Octobre 1984.

7.7.1.2.3 A.C. BAYEUL-LAINÉ, J. CHARLEY, Calcul de la réponse d'une tuyauterie à des sollicitations harmoniques du type déplacement, 195/1. Usinor Dunkerque. Décembre 1984.

7.7.1.2.4 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul des contraintes dans des tuyauteries soumises à des sollicitations harmoniques du type accélération et déplacement, 239. CLECIM. Avril 1985.

7.7.1.2.5 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul par éléments finis d'une bride de tuyauterie, 63/1. CLECIM. Juillet 1985.

7.7.1.2.6 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Maillage de la vanne cryogénique Gaz de France, DS 25035. Gaz de France. Août 1985.

7.7.1.2.7 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calculs mécaniques de la vanne Gaz de France, DS 25035. Gaz de France. Février 1986.

7.7.1.2.8 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calculs mécaniques d'une "vanne close" B 00 20, DS 25117, Alstom Fluide. Juin 1986.

7.7.1.2.9 A.C. BAYEUL-LAINÉ, P. MOREL, Calculs mécaniques par éléments finis d'un corps de pompe type EPREM, DS 25024. FAPMO. Juin 1987.

7.7.1.2.10 J. CHARLEY, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Logiciel de calcul de lignes d'arbres en dynamique, DS 251338. Société Alstom Ferroviaire. Février 1988.

7.7.1.2.11 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul des modes propres du châssis de pompe EPA, FAPMO, DS 25256. Société FAPMO. Mai 1988.

7.7.1.2.12 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul du châssis de pompe EPA FAPMO sous l'effet d'une accélération, DS 25256. Société FAPMO. Juillet 1988.

7.7.1.2.13 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul par éléments finis de deux portes de stérilisateur Ø 500 et Ø 1100, DS 25289. Société LEQUEUX. Décembre 1988.

7.7.1.2.14 P. MOREL, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul de deux supports d'antenne soumis aux effets du vent, DS 25294. Société SNEC. Janvier 1989.

- 7.7.1.2.15 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul des modes propres et déformées modales de deux réseaux de tuyauteries, DS 25310. Société BOET. Mai 1989.
- 7.7.1.2.16 A.C. BAYEUL-LAINÉ, P MOREL, Calcul des efforts et d'articulations des compas des banches sous l'effet du vent, DS 25324. Société OUTINORD. Octobre 1989.
- 7.7.1.2.17 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Etude dynamique du réseau de tuyauterie SIM 764. DS 25328. Société BOET, Décembre 1989.
- 7.7.1.2.18 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Vérification d'une poutre de pont roulant soumise à différents cas de sollicitations à l'aide du logiciel SYSTUS, (plan Peuner Z-NR 8951 + notice Statische Berechnung zum Portalkan PTK), Dossiers 25356 et 25359 M. OLIVIER octobre 90 .
- 7.7.1.2.19 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Calcul d'un fond de cuve soumis à une charge verticale. Dossier 25409, Société Kestner, Février 1992.
- 7.7.1.2.20 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Contribution à l'étude du freinage en fonction des paramètres rail-roue (synthèse et compléments des travaux de GRANGER-OTHMANI) Dossier 25398, décembre 1992
- 7.7.1.2.21 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Contribution à l'étude du freinage en fonction des paramètres du contact roue-rail, Dossier 25398 - Société GEC Alsthom Ets CIMT - rapport de contrat-décembre 1992
- 7.7.1.2.22 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Vérification d'un plafond tendu, Dossier 25466, Rapport 93ET12 - Société New Mat- 1993

7.7.2 Rapports scientifiques et rapports de contrats

- 7.7.2.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Identification de la diffusivité thermique de sable utilisé en fonderie, Rapport interne. Octobre 1986.
- 7.7.2.2 J.P. BARRAND, A.C. BAYEUL-LAINÉ, G. CARETTE, Optimisation du réchauffage des produits transportés par wagon-citerne, Rapport d'exécution de travaux dans le cadre d'un contrat AFME-ENSAM (Lille). (Décision d'aide à la recherche n°4.0000.2149. Octobre 1987).
- 7.7.2.3 S. DEGALLAIX, G. DEGALLAIX, Y DESPLANQUES, G. WATTREMEZ, M. BRICOUT, G. MESMACQUE, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Etude complémentaire des matériaux de freinage, Convention région n° 91.39.002- décembre 1992
- 7.7.2.4 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Etude exploratoire du freinage dans le domaine des trains à grande vitesse, Pôle Frein, Convention Région n° 90 38 00 72. Mars 1992.
- 7.7.2.5 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Etude complémentaire des matériaux de freinage partie IV, Organisation et gestion du Pôle Frein. Convention région n°9139002, Décembre 1992
- 7.7.2.6 J.P. BARRAND, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Influence des frottements visqueux et des singularités sur le temps de réponse d'une commande de frein ferroviaire. Rapport de fin de contrat CIMT - 1993

- 7.7.2.7 J.P. BARRAND, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Contribution d'entretoise de forme quelconque dans le comportement aéraulique de disques de frein ventilés. Rapport de fin de contrat CIMT, 1993
- 7.7.2.8 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Contribution au logiciel de calcul des écoulements quasitridimensionnels en turbomachines C3D : modélisation des pertes, tracés graphiques sur support VMS. Rapport avec édition de la notice d'analyse sur les pertes, Avril 1996
- 7.7.2.9 A.C. BAYEUL-LAINÉ « Ecoulements autour d'un profil » Rapport d'activité, programme Ecodev 2000 (10- Arc bruit des ventilateurs), édition CNRS, 2 mai 2001
- 7.7.2.10 A. C. BAYEUL-LAINÉ Rapport de calcul EED: étude de l'écoulement autour d'un phare, calculs 2D et 3D, 2007
- 7.7.2.11 A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, G. CAIGNAERT: rapport de calculs vanne presto, Assistance au développement d'un nouveau robinet de Chasse, 2008
- 7.7.2.12 A. C. BAYEUL-LAINÉ: modélisation instationnaire bidimensionnelle de la microéolienne Piéole à l'aide du code de calcul Star CCM+, octobre 2009
- 7.7.2.13 A. C. BAYEUL-LAINÉ: Modélisation tridimensionnelle de l'hydrovoile de M. Gérard WILLS à l'aide du code de calcul Star CCM+, 2011
- 7.7.2.14 A. C. BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS, P. CARPENTIER: modelisation d'une pompe (une cellule roue-diffuseur) a l'aide du code de calcul STAR CCM+. 2012
- 7.7.2.15 A. C. BAYEUL-LAINÉ, G. BOIS: modélisation de la sonde helioxy, 2012
- 7.7.2.16 A. C. BAYEUL-LAINÉ Etude et adaptation de la vitesse de rotation d'un ventilateur, Société MATEV, 2015
- 7.7.2.17 A. C. BAYEUL-LAINÉ Optimisation de la forme des hottes, Société MATEV, février 2016
- 7.7.2.18 A. C. BAYEUL-LAINÉ, P. CARPENTIER Simulation du transfert de chaleur dans la pompe AMAREX, KSB, juin 2016

7.7.3 RAPPORTS D'EXPERTISES ANVAR

- 7.7.3.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Rapport d'expertise sur la demande d'aide à l'Innovation déposée par M. DUCROUX : Mise au point d'un nouveau type de robinet pour circuit sodium liquide des surrégénérateurs nucléaires. Avril 1985.
- 7.7.3.2 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Rapport d'expertise technico-industrielle du dossier de demande de prêt participatif technologique déposé par les Ets SARASIN et Cie. Août 1985.
- 7.7.3.3 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Rapport d'expertise sur la demande d'aide à l'Innovation déposée par la société FLANDRIA : Création d'une toiture de vérandas style victorien à pente variable. Janvier 1993
- 7.7.3.4 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Rapport d'expertise sur la demande d'aide à l'Innovation déposée par la société COTRALU : réalisation de vérandas et autres produits aluminium livrés prêts à monte. Aout 1995
- 7.7.3.5 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Rapport d'expertise 2016 ANR ASTRID

7.8 CO-ENCADREMENTS DE THESES

- 7.8.1 M. Maher ABOUJAIB (50 %), Modélisation numérique d'un écoulement dans un diffuseur lisse fixe ou tournant de turbomachine centrifuge, 18 décembre 1997
Jury: M. J.P. BARRAND, Mme A. C. BAYEUL-LAINÉ, MM. D. BUISINE, G. CAIGNAERT, B. DESMET, M. PLUVIOSE
- 7.8.2 M. Stéphane BOLPAIRE (50 %), Etude des écoulements instationnaires dans une pompe en régime de démarrage ou en régime établi, 24 juillet 2000
Jury: MM G. ALBANO, J.P. BARRAND, Mme A. C. BAYEUL-LAINÉ, MM. G. CAIGNAERT, J.F. COMBES, B. DESMET, J.L. KUENY
- 7.8.3 M. Johan CALLUIERE (50 %), Modélisation et optimisation d'un convertisseur de couple, 1999 – 2002 ; non soutenue
- 7.8.4 Mme A. ISSA (50 %), Etudes hydrauliques de l'influence des géométries des bassins sur l'alimentation de pompes, Décembre 2009
Jury: MM B. DESMET, J.L. KUENY, P. DUPONT, Mme A. C. BAYEUL-LAINÉ, M. G. BOIS
- 7.8.5 M. Yacine ALLAB (20%), Evaluation des performances des systèmes de ventilation dans les bâtiments réels : confort thermique, qualité de l'air intérieur et efficacité de ventilation
Prévue 2017
Jury :

7.9 ENCADREMENTS DE MASTER

7.9.1 DEA ou master M2

- 7.9.1.1 A. PICAUVET, L'inventaire des techniques d'évacuation de calories en vue d'augmenter les flux et d'optimiser les répartitions de température dans le système de freinage, Juin 91
- 7.9.1.2 H. KALO, Etude bibliographique du contact rail-roue, Juin 91
- 7.9.1.3 M. CARPENTIER, Modélisation par éléments finis d'une structure de machine-outil pour usinage T.G.V. 2003.
- 7.9.1.4 M. JABLONKA, Optimisation d'un convertisseur de couple : modélisation numérique de l'écoulement de l'huile à l'aide du code de calcul FLUENT, Juillet 98
- 7.9.1.5 J. MAYEUR, Modélisation des écoulements internes dans une roue de turbomachines avec diffuseur lisse, Juillet 2000
- 7.9.1.6 B. CREPIN, Calculs d'écoulements autour d'un profil en incidence en vue de la détermination du bruit généré avec la méthode LES ,2001 (DEA non soutenu)
- 7.9.1.7 J. FERREIRA, Modélisation des écoulements internes d'une pompe centrifuge avec le code de calcul par volumes finis Fine/turbo de la société Numeca, 2001 (DEA non soutenu, PFE soutenu)
- 7.9.1.8 M. MEULAND, Méthode LES (2D, éventuellement 3d) à l'aide d'un code de calcul industriel de mécanique des fluides FLUENT, 2002

- 7.9.1.9 M. ADAMA MAIGA , Etude numérique et expérimentale de la cavitation par poche, juin 2003
Société : Institut de recherche de l'Ecole Navale (J. A Astolfi, F. Deniset)
Enseignants encadrants : G. BOIS, A. C. BAYEUL-LAINÉ
- 7.9.1.10 M. SERT, Modélisation des écoulements 3D dans un étage de compresseur axial en vue de détecter numériquement l'apparition des zones de pompage. Etude et simulation des phénomènes non-stationnaires au sein du compresseur expérimental CME2 , septembre 2012
- 7.9.1.11 A. ROYER (master SMI), Prédiction des performances d'une petite éolienne à axe vertical, 2013
Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET
- 7.9.1.12 P. DAUDIN (master SMI), Optimisation des dérives d'un catamaran de croisière rapide, 2013
Enseignants encadrants : O. COUTIER-DELGOSHA, A. C. BAYEUL-LAINÉ
- 7.9.1.13 L. MICCOLI (stage de master, mars-septembre 2013, université de Padoue), Numerical investigations in a vaned diffuser of shf impeller taking into account the effect of fluid leakages, 2013
Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ
- 7.9.1.14 T. FAVRE-BULLE, Modélisation numérique d'un propulseur naval trochoïdal innovant, 2017
Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, O. COUTIER, DELGOSHA
- 7.9.1.15 A. ACHHOUD, La simulation numérique des écoulements dans un conduit d'écluse fluviale, 2017
Enseignants encadrants : A. DAZIN, A. C. BAYEUL-LAINÉ

7.9.2 Mastère SYSPEC

- 7.9.2.1 LAMARRE, Efficacité énergétiques de bâtiments de la ville d'Arras, Juillet 2008
Encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET
- 7.9.2.2 O. MAMOLO et F. SABATIER, Analyse et perspectives des filières de productions d'énergies renouvelables, mars 2015
Encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET

7.9.3 Master M1

- 7.9.3.1 SELCUK SAVAS CAN, Etude de l'influence des modèles de turbulence sur la simulation numérique des écoulements cavitants sous star CCM+ et FLUENT, septembre 2011,
Encadrants : O. COUTIER DELGOSHA, A. C. BAYEUL-LAINÉ

7.9.4 Master M1 (master turbulence)

- 7.9.4.1 W. REICHL Numerical investigations in a vaned diffuser of shf impeller taking into account the effect of fluid leakages, July 2013
Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, P. DUPONT
- 7.9.4.2 J. JOJOMON, Simulation of a separated turbulent boundary layer, July 2014

Tutors: A. C. BAYEUL-LAINÉ, F. KERHERVÉ

7.9.4.3 Z. ZHENG, Numerical experiment of an urban like turbulent boundary layer, Huly 2015
Supervisors: A. C. BAYEUL-LAINÉ, R. MATHIS

7.10 MEMOIRE ET THESE

7.10.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Simulation numérique du cycle d'un moteur à essence en vue de la comparaison des performances de procédés de suralimentation, Mémoire CNAM - Lille - Juin 1984

7.10.2 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Analyse des phénomènes convectifs au sein d'une cavité annulaire horizontale au cours de la fusion d'un matériau, Thèse docteur Ingénieur en mécanique, USTLFA, Février 1989.

7.11 ENCADREMENTS DE PROJETS D'ELEVES INGENIEURS ET ACCUEIL DE STAGIAIRES

7.11.1 Projets de troisième année

7.11.1.1 Projets de projets de fins d'études de :

7.11.1.1 LANGELIN et OLCZAK, Calcul des contraintes mécaniques et thermiques dans la roue E28, Juin 1985.

7.11.1.2 GRANGER ET OTHMANI, Contribution à l'étude du freinage en fonction des paramètres du contact rail-roue, Juin 1992.

7.11.1.3 MANGANO et LETERTRE, Etude de paliers aérodynamique à encoches, Enseignants encadrants : J.M. DAVID, Th. COOREVITS et A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 95

7.11.1.4 DEVIN et TRANIER (PFE n° Li 28), Etude d'une sonde directionnelle dans un diffuseur, Enseignants encadrants : A.C BAYEUL-LAINÉ, D. STEVENAERT, Juin 94

7.11.1.5 QUINAUX et SAVALLE (PFE LI n° 11), Modélisation de réseaux de refroidissement par jets impactants. Application aux colliers à douches équipant les moteurs civils CFM.56, Société : SNECMA (M. FERNANDEZ), Enseignant encadrant : A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 95

7.11.1.6 PIFFAUT et GALLET (PFE S5 avant S6), Modélisation du bruit hydraulique dans les pompes centrifuges, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET (lille), V. DARU (Paris), Juin 1997

7.11.1.7 LUCIANI et HUET, Etude du refroidissement par film des aubages des turbines haute-pression des moteurs d'avion en liaison avec SNECMA, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET (lille), V. DARU (Paris), Juin 1997

7.11.1.8 DUEZ et GISQUIERE, Tolérancement des paramètres géométriques de définition d'un convertisseur de couple, Société : STA, Enseignants encadrants : J.P. BARRAND, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1998

- 7.11.1.9 CARTERON et MIOT, Analyse du comportement d'un groupe de ventilation à l'aide du logiciel FLUENT et comparaison avec les essais expérimentaux, Enseignants encadrants : G. BOIS, A.C. BAYEUL-LAINÉ, D. STEVENAERT, Juin 2000
- 7.11.1.10 BORDAS et SALHI, Contribution à l'optimisation d'un convertisseur de couple, Société : STA (MM MEREDITH et LEBOUVIER), Enseignants encadrants : G. BOIS, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2001
- 7.11.1.11 FERREIRA José, Modélisation des écoulements internes d'une pompe centrifuge avec le code de calcul par volumes finis Fine/turbo de la société Numeca pour Ecole Nationale Supérieure des Techniques Industrielles et des Mines de Douai (option Energétique), Juillet 2001
- 7.11.1.12 FRANCO et LEBRUN, Optimisation des critères géométriques d'un convertisseur de couple pour boîte automatique automobile, Société : STA (MM MARIA et LEBOUVIER), Enseignants encadrants : G. BOIS, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2002
- 7.11.1.13 BARON et DUMONT, Optimisation des critères géométriques d'un convertisseur de couple pour boîte automatique automobile (poursuite des travaux de 2002), Société : STA (MM MARIA et LEBOUVIER), Enseignants encadrants : G. BOIS, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2003
- 7.11.1.14 Tao LIU, L'analyse mécanique des pièces plastiques par éléments finis, Société : Molb création, Enseignants encadrants : D. STEVENAERT, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2006.

7.11.1.2 Projets d'expertise

- 7.11.1.15 Gratien MARTY, Calculs de thermique sous-capot Sûreté De Fonctionnement, Société : Centre Technique Renault d'Aubevoye (M. BREMONT), Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 2007.
- 7.11.1.16 L. LAMOUREUX, Conception et développement de cycles d'essais sur bancs d'essais moteur en fin de chaîne de production, Société : RENAULT, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, J.M. DAVID, Juin 2008.
- 7.11.1.17 S. SALABERT, Modélisation du flux de graines oléagineuses à travers une presse de trituration à vis continue, Société : La Mécanique Moderne, Enseignants encadrants : G. BOIS, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2008.
- 7.11.1.18 LAMARRE, DUTCH PARERA, COGNARD, Mairie d'Arras, Projet SYSPEC, 2008.
- 7.11.1.19 I DUTCH PARERA, Etude technico-économique de l'efficacité énergétique de l'aérogare passager de l'aéroport de Lesquin : Gestion des consommations énergétiques et analyse de la thermique bâtiment, Société : Aéroport de Lille-Lesquin, Encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 2008.
- 7.11.1.20 S BENITO Etude technico-économique de l'efficacité énergétique du CER ENSAM de Lille : Gestion des consommations énergétiques et analyse de la thermique bâtiment. Enseignants encadrants : S. SIMONET ,A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2008.
- 7.11.1.21 Quentin THUILLIER, Projet WINDISPLAY : conception, fabrication et étude de la micro-éolienne Windisplay, Société WINDISPLAY (M. J. VALETTE), Enseignant encadrant : A.C. BAYEUL-LAINÉ, Décembre 2010.

7.11.1.22. Pierre POUZIN, Development of an acoustic probe in order to determine angle of incidence, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Société : THALES Avionics (N. DECLERCQ), Juin 2013.

7.11.1.23 Xavier ROBLIN, 10-vins, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, Société : 10-vins, Septembre 2016.

7.11.1.3 PJE

7.11.1.24 V. FAGNOT, Simulation d'une éolienne à voilure tournante Citywind- ADV TECH, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Société : ADV TECH, Janvier 2017.

7.11.1.25 P. GABRIEL & C. CABAILLE, Etat de l'art de l'éolien urbain et tours écologiques, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2017.

7.11.1.26 P.L. LOUIS, Modélisation d'un filtre à huile, étude de faisabilité, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, P. CARPENTIER, Société : XFP FILTER, Janvier 2017.

7.11.2 Projets de deuxième année

7.11.2.1 Projets lourds :

7.11.2.1 S. de BERNY - X. DEFRENNES, Etude d'une pelle pour E.C.L. Juin 1985.

7.11.2.2 PAPROCKI M. - SACCO H., Mise au point expérimentale sur la convection naturelle. Juin 1986.

7.11.2.3 LECLERC – LEFEU, Etude de la soudure d'un rail. Juin 1990.

7.11.2.4 BOURDIM., Etude bibliographique sur la possibilité d'un frein céramique. Juin 1990.

7.11.2.5 BEN ABDALLAH LOFTI - J. LIONEL, Etude du refroidissement des disques de frein de T.G.V. Juin 1991.

7.11.2.6 GRAZER – JOLY, Etudes thermiques sur frein bogie moteur. Juin 1991.

7.11.2.7 GUIBLIN – PERILLAT, Etude thermique d'un frein de T.G.V. Juin 1991.

7.11.2.8 LEMAIRE – LEMAN, Etude d'un conteneur frigorifique (Klege). Juin 1991.

7.11.2.9 MARTY – LAMBRECHTS, Détermination des contraintes dans des maillons d'élingue et établissement d'abaques (Davaine Chaîne) Juin 1991.

7.11.2.10 DEWEWER - LARDEUR - MALLE – VERBRUGGE, Cotyle de hanche. Juin 1991.

7.11.2.11 JEAN – LEROYER, Refroidissement disques de frein. Juin 1992.

7.11.2.12 TAYARI – FONDIMARE, Validation du code SYSTUS pour panneaux sandwichs. Juin 1992.

7.11.2.13 ALBERTY – AUDIN, Etude d'un papillon de vanne, Alstom Fluides Sapag. Juin 1992.

7.11.2.14 COPIN – HABERT, Etude des supports d'assiette, Cristallerie d'Arques. Juin 1992.

7.11.2.15 ASTEL – ZIMMER, Etude comparative du cotyle grâce au logiciel SYSTUS, Juin 1992.

La plupart de ces projets utilisaient la modélisation par éléments finis à l'aide du logiciel SYSTUS.

7.11.2.2 Projets d'approfondissement

7.11.2.16 BASILE, VAN HOLDER, Freins Michelin, Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1994.

7.11.2.17 THERIOT, POIRIER, Modélisation d'écoulements dans une pompe (C3D), Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1994.

7.11.2.18 Modélisation d'écoulement en turbomachine, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 95.

7.11.2.19 GUIDEZ, GRATTEPANCHE, BAUDUIN, Analyse d'injection dans une conduite, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 95.

7.11.2.20 KOOPMAN, LEROUX, Etude de l'écoulement dans une roue centrifuge (BRITE NS 32). Comparaison des résultats avec des résultats expérimentaux., Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 96.

7.11.2.21 MALLET, LEMAIRE, Etude de l'écoulement dans une roue et un diffuseur centrifuge (roue de gènes). Comparaison avec d'autres résultats numériques., Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 96.

7.11.2.22 HUET, COCQUEMPOT, Modélisation de l'écoulement dans un canal inter-aubes., Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 96.

7.11.2.23 HIOLLE, LEMAN, Etude de la relation pitting-cavitation, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, J.M. DAVID, Juin 96.

7.11.2.24 GOYER, HEURTEBISE, Elaboration d'un code de calcul bidimensionnel thermique par éléments finis, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. PICAVET, Juin 96.

7.11.2.25 Elaboration d'un code de calcul d'un palier aérodynamique par éléments finis, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, A. PICAVET, Juin 96.

7.11.2.26 LALANDRE, TAPPING, Etude d'un brûleur jet auto-refroidi Ceric : Combustion, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, D. STEVENAERT, Juin 1997.

7.11.2.27 MUYL, SALIC, Etude d'un hydroptère, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, B. PENEL, Juin 1997.

7.11.2.28 COTTIN, JASPART, Hydroptère, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, B. PENEL, Juin 1997.

7.11.2.29 LECLERCQ, FARJON, Etude d'un hydroptère : détermination du foil
Enseignants encadrants : B. PICHEREAU, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1998.

- 7.11.2.30 DEGUILLAGE, ALOUI, Calcul d'un compresseur centrifuge à l'aide du code de calcul FLUENT, Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1998.
- 7.11.2.31 CHAMPO, DELECOLLE, Etude d'un hydroptère : recherche pratique de l'hélice adaptée, Enseignants encadrants : J.P. WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1999.
- 7.11.2.32 SHERGINE, CHAMPAROU, Calcul d'un ventilateur centrifuge à l'aide du code FLUENT, Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1999.
- 7.11.2.33 DEQUEKER, PUOLLIAS, Calcul d'une trompe d'aspiration à l'aide du code FLUENT, Enseignant encadrant : A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1999.
- 7.11.2.34 CARTERON, MIOT, Calcul d'une filière à l'aide du code FLUENT, Société Nortène, Enseignants encadrants : J.P. WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 1999.

7.11.2.3 Projets de dominante

- 7.11.2.35 LOUIS, MALLET, REISCH, SITTERLIN, Module de frappe pour rivetage aéronautique, Société Dassault Seclin, Enseignants encadrants : J.M DAVID, J.P. WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2000.
- 7.11.2.36 Contribution à la mise au point d'un étalon de capacité, Enseignants encadrants : T. COOREVITS, J.P. WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ , O. GIBARU, Juin 2000.
- 7.11.2.37 BOISSON, GEPEL, GODIN, STANISLAWIAK, Conception d'un procédé de nettoyage de condenseurs, Société BEAUDREY, Enseignants encadrants : G. CAIGNAERT, J.P. WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ , D. STEVENAERT, Juin 2001.
- 7.11.2.38 GAVRILOVIC, MESSENGER, PASSEMARD, VIGNAL, Conception d'un système expérimental d'études de l'écoulement dans une turbomachine, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ , J.P. WEISBECKER , G. BOIS, Juin 2001.
- 7.11.2.39 DEVAUX, DONIGUIAN, GARRET, SANCHEZ, Conception et réalisation d'une microturbine, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ , J. GAVOIS , B. PICHEREAU, Juin 2001.
- 7.11.2.40 DERVAUX, DUMORTIER, GRIGAUT, LHEUREUX, Conception et réalisation d'une microturbine, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ , J. GAVOIS , B. PICHEREAU, Juin 2002.
- 7.11.2.41 BOUYGUES, DIEU, ESCANDE, MAILLARD, POURE, Conception d'un mandrin de bobineuse (Société DMS), Enseignants encadrants : WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ , S. LELEU, Juin 2002.
- 7.11.2.42 DANDOIS, MARTINET, PRIVAT, Mise au point de modèles de calcul de pièces sous pression (Société NEU Transports pneumatiques), Enseignants encadrants : WEISBECKER, A. C. BAYEUL-LAINÉ , B. PICHEREAU, Juin 2002.

7.11.2.4 Projets métiers

- 7.11.2.43 P COPPIN, GUEZEL, PORIN, Numérisation d'une maquette, Enseignants encadrants : A. C. BAYEUL-LAINÉ, T. COOREVITS, Juin 2007.
- 7.11.2.44 BOUCLEY, MOUI, PERIER, VIVARES, Solairport : audit énergétique de l'aéroport de Lille-Lesquin, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2008.
- 7.11.2.45 BOULNOIS, CAJET, CANAL, LEFEBVRE, LORANT, Projet Kitondolo, problématique de l'eau dans un groupement de villages africains, Enseignants encadrants : S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2009.
- 7.11.2.46 RAFFIN, HOUBAS, VEILLON, ROMAND, Etude et comparaison de l'enveloppe d'un bâtiment, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2009.
- 7.11.2.47 MASCLÉ, MATHIEU, MESSIAEN, TARET, Etude d'un dispositif de mise en giration de l'air dans un puits canadien, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2009.
- 7.11.2.48 BLANCHET, HASSANALY, SURLEREAUX, THOMAS, TISSIER, Efficacité énergétique : optimisation du chauffage de l'ENSAM, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2010.
- 7.11.2.49 GUILBERT, OUTREMAN, GEORGE PICOT, PONCHE, DE RUGY, Optimisation d'un puits canadien, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2010.
- 7.11.2.50 DOCKTER, NGUYEN, PETIT, PONCIN, Conception des pales d'un totem éolien, Société : WINDISPLAY (M. J. VALETTE), Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, B. CHARAT, Juin 2011.
- 7.11.2.51 BOUCHAIN, CATY, LABOULLE, RHEINS, Etude thermique du centre de documentation, Enseignants encadrants : S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, P. CARPENTIER, Février 2011.
- 7.11.2.52 RIVIERE, CORMONT, CORDI, LEMOINE, Etude thermique du centre de documentation, Enseignants encadrants : S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, P. CARPENTIER, Juin 2011.
- 7.11.2.53. GEUZIEC, LANNE, PATRY, LY, Accès à l'eau potable au Sénégal, Enseignants encadrants, S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Janvier 2012.
- 7.11.2.54 DIJON, DELAISSE, SYED, CHEDRUE, ZENG, Etude énergétique du centre de documentation, Enseignants encadrants : P. CARPENTIER, A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2012.
- 7.11.2.55 HONORE, TAUVRVY, CAVECIN, GAZAIGNES, Accès à l'eau à Bembou au Sénégal, Enseignants encadrants : S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2012.
- 7.11.2.56. EL ARAKI, DERNIS, VANDORPE, DURAND, Défi aérospatial, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 2012, récompensé par le prix Thalès.
- 7.11.2.57 DE VRIES, GAUTELLIER, HUILLIER, TROUART, Conception, optimisation et réalisation d'un conduit d'échappement pour combi volkswagen, Enseignants encadrants : P. CARPENTIER, A.C. BAYEUL-LAINÉ, VAN GORP, Juin 2012.

- 7.11.2.58 ANDRE, BEIJARD, NUSSBAUMER, PELLETIER, Défi aérospatial étudiant A pleinGadz, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 2013.
- 7.11.2.59 DELIGNON, GAMBET, GENEST, RATIER, etude du comportement d'une enveloppe chauffee par air chaud -definition d'un scenario de regulation, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2014.
- 7.11.2.60 AGNES, LAOT, MIZERA, ZAIDA, Etude de faisabilite de l'houlomoteur invente par gerard wills, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, P. CARPENTIER, B. CHARAT, Juin 2015.
- 7.11.2.61 CROCHEZ, DELAUNAY, PHILIPPE, SOULARY, Bathwaves, Enseignants encadrants : B. CHARAT, P. CARPENTIER, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2015.
- 7.11.2.62 BUGOT, KAOUDJI-BIGORGNE, KORRY, SINGH, SOURIMANT, Evaluation de la qualité du climat intérieur (confort thermique et qualité de l'air) Modélisation d'une salle de cours, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Juin 2015.
- 7.11.2.63 DELORT, HENRY, NURIT, PEROT, SCHINCARIOL, Conception et simulation d'une coque pour monocoque, projet HYDROCONTEST, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, P. CARPENTIER, B.CHARAT, M. DUBOC, Janvier 2016.
- 7.11.2.64 BOUCHAMI, DUHAUT, HADDOU, JOUVEAU, LAMBERT-FOLLIOT, SIMON, Optimisation de l'architecture d'une ferme éolienne offshore, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, F. GRUSON, Janvier 2016.
- 7.11.2.65 BOCQUET, SIMON-BARBOUX, GUEHO, MESTDAGH, Etude de l'effet riblet et de son application dans le cadre du projet HydroContest, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, P. CARPENTIER, O. COUTIER-DELGOSHA, Janvier 2016.
- 7.11.2.66 GUIVAR, DELFAULT, MERVILLE, FLOUCAUD, SCHNERB, Optimisation d'hydrofoil en vue de son application dans le cadre du projet HydroContest, Enseignants encadrants : P. CARPENTIER, B.CHARAT, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Janvier 2016.
- 7.11.2.67 PUJOS, SELOT, BRUN-VITELLI, HIOLET, TONNIN, LEBEZE, Optimisation d'une ferme d'éolienne off-shore, Enseignants encadrants : F. GRUSON, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Janvier 2017.
- 7.11.2.68 TOULY, PAUMELLE, DUCHEMIN, SCHERB, PONS, DUPUIS, Efficacité energetique-économie d'energie, Optimisation des échangeurs du reseau de chauffage de la ville de Lille, Enseignants encadrants : S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Janvier 2017.
- 7.11.2.69 HUET, MENAGE, JUDEAUX, BALLESTER, BOUSSABOUN, LAUDENBACH, Couveuse biomimétique et écoreponsable – Propulsion, Enseignants encadrants : A.C. BAYEUL-LAINÉ, S. SIMONET, Janvier 2017.
- 7.11.2.70 BACQUIE, BATTE, CASARA, VIAL, RICARD, Défi aerospatial étudiant WP3 – Propulsion, Enseignants encadrants : S. SIMONET, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Janvier 2017.

7.11.3 Projets de première année (initiation à la recherche)

- 7.11.3.1 CHATIGNOUX, YOUSOUFI, GEORGES-PICOT, PLOTTIN, Instabilités dans les turbomachines, Enseignants encadrants : A. DAZIN, A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2009.

7.11.3.2 DALLAVA, GARY, WALLYN, Etude de la déformation d'une voile sur une éolienne à axe vertical, Enseignant encadrant : A.C. BAYEUL-LAINÉ, Juin 2011.

7.11.4 *Accueil de stagiaires*

7.11.4.1 MULLER Philippe, Modélisation d'une roue de compresseur centrifuge à l'aide du code de calcul FLUENT, Etudiant en Maîtrise des Sciences et Techniques Energétique Industrielle (U. F. R. - S. T. G. I. Belfort) en stage au Laboratoire de Mécanique sous la direction de A.C. BAYEUL-LAINÉ pour une période de trois mois, Juin 96.

7.11.4.2 LIBERT Gregory, Modélisation d'écoulement dans les orifices de refroidissement des aubages de turbine, Etudiant en Maîtrise des Sciences et Techniques Mesures et Contrôle (USTL) en stage au Laboratoire de Mécanique sous la direction de A.C. BAYEUL-LAINÉ pour une période de trois mois, Juin 96.

7.11.4.3 M. Julien MAYEUR, Modélisation des écoulements internes dans une roue de turbomachines avec diffuseur lisse, Juillet 2000.

7.11.4.4 M. Hassan SMAOUI, ENSAM Meknes, stage de un mois sur les méthodes numériques utilisant la LES, décembre 2001.

7.11.4.5 A. DOCKTER Modélisation et étude de la micro éolienne windisplay, Stage de revalidation de première année, stage de 1 semestre, Janvier 2011.

7.11.4.6 P. BUTAUD, stage de 1 mois, Eolienne Savonius, Avril 2012.

7.11.4.7. E. de LESQUEN, Analyse numérique sur star CCM+ de l'hydrovoile (d'après l'invention de M. Gérard WILLS), Stage de revalidation de première année, stage de 1 semestre, Juin 2012.

7.11.4.8 Q. SI, Mesures des caractéristiques locales de l'écoulement à l'entrée et dans les canaux d'un diffuseur aubé de pompe centrifuge, 2013.

7.11.4.9 Y. BENKANOUN, Calcul de performance d'hydrolienne de type Darrieus et hydroacoustique, Stage de revalidation de première année, stage de 1 semestre, Janvier 2014.

7.11.4.10 B. ZHOU, Modélisation des instabilités tournantes dans un diffuseur lisse de pompe centrifuge, stage de un an, 2016.

7.11.4.11 A. BOUDIS, Etude aérodynamique et modélisation de l'écoulement autour d'un profil en oscillation « Application à l'extraction de l'énergie », stage de 1 mois, CDER, Alger, décembre 2016.

7.11.4.12 T. DELECOUR, « Modélisation des écoulements dans les turbines à double flux », stage de 4 mois, TFE, Ecole Centrale de Lyon, septembre 2017.
Enseignants encadrants : A. DAZIN, O. COUTIER-DELGOSHA, A. C. BAYEUL-LAINÉ

7.12 PARTICIPATION A DES COLLOQUES

- 7.12.1 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Projets étudiés à l'aide du logiciel TITUS, Journées du club utilisateur TITUS. 23-24 octobre 1985.
- 7.12.2 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Présentation du Pôle Frein, Journées "Recherche en Energétique ENSAM" ; Lille ; p. 2.1.1. à 2.1.5, 5 et 6 Décembre 1990.
- 7.12.3 A.C. BAYEUL-LAINÉ, Présentation du Pôle Frein, Journées "Recherche et Formation pour l'Europe des Matériaux", Firtech 12 Mars 1991.
- 7.12.4 M. ABOUJAIB, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Etude comparative des résultats numériques concernant l'étude de l'écoulement dans un diffuseur lisse tournant obtenus à l'aide du code FLUENT et d'un code simplifié. Première réunion du club des utilisateurs universitaires français de FLUENT - ISITEM Nantes - 30 mai 1995.
- 7.12.5 M. ABOUJAIB, A. C. BAYEUL-LAINÉ, Etude numérique de l'écoulement à débit partiel dans une roue de pompe à disques, Journées Utilisateurs FLUENT, Saint Germain-en Laye, 16-18 septembre 1998.
- 7.12.6 A.C. BAYEUL-LAINÉ, B. CREPIN, G. CAIGNAERT, Calculs d'écoulements autour d'un profil en incidence en vue de la détermination du bruit généré (9 pages), Colloque : Bruit des Ventilateurs à Basse Vitesse, 8 et 9 novembre 2001, LML URA CNRS 1441, ENSAM, 8 Bd Louis XIV, 59046 LILLE cedex.

8 CONCLUSION FINALE

Ma carrière est un juste équilibre entre les activités d'enseignement, les activités de recherche, les activités administratives et les activités de transfert auprès des industriels.

J'ai, volontairement, choisi, dans ce mémoire, de me focaliser sur les activités de recherche, recherche plutôt appliquée comme je l'ai déjà expliqué.

Une grande partie de mes activités n'a pas été développée. Ce sont les trois autres activités, les activités administratives, pédagogiques et de transfert. Même si elles ne sont pas des critères directs pour une demande d'Habilitation à Diriger les Recherches. Elles ont largement contribué à la construction de l'enseignant chercheur que je suis devenue. Ce sont des activités très complémentaires aux activités de recherche.

L'industrie a besoin d'innovation, ce qu'apporte la recherche. Intégrer nos étudiants dans nos activités de recherche permet de leur montrer l'intérêt de la recherche. La recherche conduit à la mise à jour de nos enseignements, ce qui permet de les maintenir dans l'actualité. Et n'est-ce pas un juste retour que de transmettre nos compétences au travers du transfert technologique vers les entreprises.

Je pense profondément qu'un enseignant chercheur devrait essayer de pratiquer ces différentes activités dans une proportion la plus équitable possible. Le fondateur de la première entreprise que j'ai intégré, les Ets NEU, l'avait parfaitement compris puisque le département Recherche représentait une part importante de la Société. C'était en 1974. Ce n'est pas de la nostalgie, une simple analyse rétrospective.

Pour résumer ce mémoire, j'ai bien conscience que je propose ici beaucoup de projets futurs, compte-tenu de mon contexte personnel. Je pense toutefois que faire des projets, c'est le sel de la vie et dans le cas présent le sel de la vie professionnelle.

Les compétences que j'ai développées, l'expérience acquise dans les quatre domaines d'activités me conduisent à demander l'Habilitation à Diriger les Recherches pour poursuivre des activités de recherche dans le domaine de la modélisation numérique, notamment sur les sujets en lien avec le développement durable

