



Modélisation expérimentale et numérique de l'écoulement au sein d'un système convertisseur de l'énergie de la houle

Gaspard Fourestier

► To cite this version:

Gaspard Fourestier. Modélisation expérimentale et numérique de l'écoulement au sein d'un système convertisseur de l'énergie de la houle. Sciences de la Terre. Université de Bretagne occidentale - Brest, 2017. Français. NNT : 2017BRES0039 . tel-03738041

HAL Id: tel-03738041

<https://theses.hal.science/tel-03738041>

Submitted on 25 Jul 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



université de bretagne
occidentale

UNIVERSITE
BRETAGNE
LOIRE

THÈSE / UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

sous le sceau de l'Université Bretagne Loire

pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

Mention : Sciences pour l'ingénieur

École Doctorale des Sciences de la Mer)

présentée par

Gaspard Fourestier

Préparée à l'IRDL (Institut de Recherche
Dupuy de Lôme), et à l'Ifremer

Modélisation expérimentale et numérique de l'écoulement au sein d'un système convertisseur de l'énergie de la houle

Thèse soutenue le 11 mai 2017

devant le jury composé de :

Elie RIVOALEN

Professeur des universités, INSA Rouen / *rapporteur*

Olivier KIMMOUN

Maître de Conférence HDR, Ecole Centrale Marseille / *rapporteur*

Jean-Yves BILLARD

Professeur des universités, Ecole Navale / *examinateur*

Mohammed BENBOUZID

Professeur des universités, UBO / *examinateur*

Yves-Marie SCOLAN

Enseignant-Chercheur HDR, ENSTA Bretagne / *directeur*

Marc LE BOULLUEC

Ingénieur, Ifremer / *Invité*

Philippe MAGALDI

Ingénieur, GEPS Techno / *Invité*

THÈSE DE DOCTORAT

De l'UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

Pour l'Université Bretagne Loire

École Doctorale Des Sciences de la Mer

Mention :

Sciences pour l'ingénieur

Présenté par :

Gaspard FOURESTIER

**Modélisation expérimentale et numérique de l'écoulement au sein d'un
système convertisseur de l'énergie de la houle**

Physical and numerical model of the flow inside a wave energy converter

Soutenue le 11 Mai 2017 devant le jury composé de :

M Elie RIVOALEN

M Olivier KIMMOUN

M Jean-Yves BILLARD

M Mohamed BENBOUZID

M Yves-Marie SCOLAN

INSA Rouen

École Centrale Marseille

École Navale

UBO

ENSTA Bretagne

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Directeur de Thèse

Encadrée par :

M Yves-Marie SCOLAN

M Marc LE BOULLUEC

M Philippe MAGALDI

ENSTA Bretagne

Ifremer

GEPS Techno

Directeur de Thèse



Remerciements

Tout d'abord, je voudrais remercier les trois personnes qui ont supervisé ce travail : Philippe Magaldi pour son soutien durant ces trois années et ses précieux conseils pour achever la thèse ; Marc Le Boulluec pour ses remarques clairvoyantes, les cabanes d'indien que l'on a construites et son thé ; enfin je voudrais remercier Yves-Marie Scolas pour ses relectures rapides et ses conseils avisés.

Je voudrais remercier les rapporteurs Olivier Kimmoun et Elie Rivoalen pour le temps qu'ils ont consacré à l'évaluation de cette thèse. Merci aussi aux autres membres du jury, Mohammed Benbouzid et Jean-Yves Billard, pour avoir accepté d'évaluer mon travail.

Cette thèse est le fruit du travail des équipes du bassin de l'Ifremer Brest et de Geps Techno. Je voudrais donc remercier Aurélien Tancray, Alan Tassin, Dominique Leroux et Daniel Priour. Je voudrais remercier plus particulièrement Nicolas Ivanoff, Jérémy Ohana et Sébastien Chalony pour leur aide avant, pendant et après mes campagnes expérimentales. Je voudrais aussi remercier mes collègues présents et passés chez Geps Techno et en particulier Josefina Cazares Cortés, Nicolas Desmars et Jacques Pruilh qui ont fait leur stage chez Geps, Grégoire Ivray et Edouard Couturier pour les sorties sur les bouées et les conseils électriques, Clément Le Gall pour le Génépy qu'on a commencé et Timothée Santagostini pour les discussions OpenFOAM et les maillages.

Je voudrais aussi remercier Mme Pietraru pour ses réponses à mes questions il y a quelques années.

Merci aussi à mes collègues de bureau à l'ENSTA et à nos voisins de palier : Antoine, Julien et Bartélémy, et Chloé, Vincent, Antoine, Ned et Morgan.

Merci à tous les Similis pour les soirées en musique et en couleur. Merci à Men Er Vag et à ses équipiers pour toutes ces belles navigations. Merci aussi aux copains de Brest et d'ailleurs.

Merci à mes parents et frères et sœur pour leur soutien, et pour l'une d'entre eux pour les quelques heures de travail ensemble.

Enfin, merci à Loly pour son soutien et ses encouragements.

Table des matières

Remerciements	3
Liste des figures	9
Liste des tableaux	23
Chapitre 1 : Introduction.....	27
Chapitre 2 : Bibliographie.....	29
2.1. Les systèmes récupérateurs d'énergie de la houle	29
2.1.1. Généralités sur les énergies marines renouvelables (EMR)	29
2.1.2. La ressource houlomotrice	30
2.1.3. Classification des différents systèmes houlomoteurs.....	32
2.1.4. Le système houlomoteur de GEPS Techno.....	37
2.2. Les tourbillons de vidange.....	41
2.2.1. Les différents régimes d'écoulement	42
2.2.2. Modèles analytiques des tourbillons de vidange	44
2.2.3. Études expérimentales des tourbillons de vidange.....	53
2.2.4. Les modèles numériques.....	55
2.2.5. Synthèse	57
2.3. La turbine.....	58
2.3.1. Classification des différentes turbines classiques	58
2.3.2. Hauteur brute, hauteur nette et puissance utile	58
2.3.3. Triangle des vitesses et puissance récupérée sur l'arbre.....	59
2.3.4. Variables de fonctionnement des turbines.....	60
2.3.5. Méthodes numériques	61
2.3.6. Turbine système hydraulique à tourbillon gravitationnel (SHTG).....	65
2.4. Les méthodes numériques	69
2.4.1. Les équations de bases.....	69
2.4.2. Les moyens logiciels et matériels	74
2.5. Synthèse et objectif de la thèse	75
Chapitre 3 : Le vortex en statique	77
3.1. Présentation de la campagne expérimentale	77
3.1.1. Le dispositif expérimental	77

3.1.2.	L'instrumentation.....	80
3.1.3.	Le protocole expérimental et les configurations étudiées.....	88
3.1.4.	Le post-traitement.....	91
3.1.5.	Relation entre débit et hauteur d'eau.....	98
3.2.	Présentation du modèle numérique	99
3.2.1.	Description d'un cas de référence.....	99
3.2.2.	Influence des paramètres numériques	103
3.3.	Comparaison entre le modèle numérique et les expériences	116
3.3.1.	Comparaison qualitative	116
3.3.2.	Comparaison entre les hauteurs d'eau	117
3.3.3.	Comparaison entre les vitesses	121
3.3.4.	Ajout d'un modèle de turbulence	129
3.4.	Variation paramétrique de grandeurs physiques.....	133
3.4.1.	Variation du diamètre du diaphragme	133
3.4.2.	Variation du débit.....	136
3.5.	Synthèse	138
Chapitre 4 :	L'écoulement dynamique instationnaire	139
4.1.	Présentation de la campagne expérimentale	139
4.1.1.	Le dispositif expérimental	139
4.1.2.	Instrumentation.....	144
4.1.3.	Le protocole expérimental et les différentes configurations étudiées	156
4.2.	Variation des paramètres expérimentaux.....	159
4.3.	Présentation du modèle numérique	169
4.3.1.	Présentation d'un cas de référence	169
4.3.2.	Étude des paramètres numériques	175
4.4.	Comparaison entre résultats numériques et expérimentaux	179
4.4.1.	Comparaison des efforts	179
4.4.2.	Évaluation des masses ajoutées	185
4.4.3.	Comparaison des hauteurs d'eau.....	190
4.5.	Synthèse	196
Chapitre 5 :	Étude préliminaire de la turbine	197
5.1.	La turbine dans un récipient fixe.....	197
5.1.1.	Présentation du montage expérimental	197
5.1.2.	Configurations étudiées	200

5.1.3.	Comparaison avec le cas sans turbine.....	201
5.2.	La turbine dans le modèle numérique statique	203
5.2.1.	Présentation du modèle numérique	203
5.2.2.	Comparaison entre modèle numérique et expériences	206
5.2.3.	Synthèse	207
5.3.	La turbine en dynamique	207
5.3.1.	Description de la turbine.....	208
5.3.2.	Influence de la turbine sur le reste de l'écoulement	208
5.3.3.	Courbe de puissance	210
5.3.4.	Comportement de la puissance récupérée.....	212
5.4.	Synthèse	215
Chapitre 6 :	Conclusions et perspectives	217
Chapitre 7 :	Références.....	219
Chapitre 8 :	Annexes	225
8.1.	Les caractéristiques de la maquette M05 de GEPS Techno	225
8.2.	Moyens expérimentaux et instrumentations.....	226
8.2.1.	Le programme Labview de l'Ifremer	226
8.2.2.	Les capteurs acoustiques.....	226
8.2.3.	Déviation des lasers par les dioptries non plan.....	227
8.2.4.	Le calcul des incertitudes	228
8.2.5.	Caractéristiques de l'Hexapode.....	231
8.2.6.	Caractéristiques des balances de mesure d'effort.....	231
8.2.7.	Étalonnage des sondes capacitives	233
8.2.8.	Caractérisation des génératrices électriques.....	233
8.3.	Traitement du signal.....	236
8.3.1.	Analyse harmonique.....	236
8.3.2.	Transformée de Fourier Direct	236
8.3.3.	Spectre de Puissance	236
8.3.4.	Filtrage.....	237
8.3.5.	Fonction de transfert.....	241
8.4.	Dynamique du solide.....	242
8.4.1.	Inertie propre du solide.....	242
8.4.2.	Angles d'Euler	242
8.4.3.	Calcul de l'effort de l'eau.....	244

8.4.4.	Masses ajoutées et amortissements	246
8.5.	Post Traitement : calcul des hauteurs d'eau	249

Liste des figures

Figure 2.1 : moyenne annuelle de la ressource houlomotrice en kW/m [Cruz, 2008]. Données issues d'un modèle numérique calibré et corrigé par Fugro OCEANOR à l'aide d'un réseau de bouées de mesures et de mesures par satellites.....	31
Figure 2.2 : Schéma montrant l'ordre de grandeur et l'orientation des systèmes Terminator, Attenuator et Point Absorber [Cruz, 2008]	32
Figure 2.3 : Classification proposée par Hagerman et reprise par Brooke [2003]. A : type d'amortisseur, B : type de point de réaction.....	34
Figure 2.4 : Classification des systèmes houlomoteurs proposée par Falcão [2010]	34
Figure 2.5 : Schéma de la classification proposée par Aubry [2011]	36
Figure 2.6 : Image de synthèse du MLiner imaginé par GEPS Techno	37
Figure 2.7 : Bouée PB03 installée en rade de Brest. Cette bouée est munie du système houlomoteur et de panneaux solaires.....	38
Figure 2.8 : Bouée PH4S installée en rade de Brest. Cette bouée est munie d'un système houlomoteur, d'une éolienne, d'une hydrolienne et de panneaux solaires.....	38
Figure 2.9 : Schémas explicatifs du principe du système de GEPS Techno. Le schéma a) représente le système au repos. Le schéma b) représente l'écoulement lorsque le système est mis en mouvement. Les flèches symbolisent le sens de l'écoulement. Le schéma c) représente le système en présence de la turbine permettant d'extraire l'énergie. Les parois internes rouges et vertes représentent les systèmes anti-retour permettant la communication des différents bassins. Les traits rouges représentent les clapets permettant à l'eau de rentrer dans le bassin central. Ils sont appelés clapets d'injection. Les traits verts symbolisent ceux permettant à l'eau de sortir du bassin central. Ils sont appelés clapets de refoulement. Les clapets représentés en pointillés sont ceux qui sont ouverts lorsque la surface libre prend la position représentée ici.....	40
Figure 2.10 : Schéma de principe du phénomène de tourbillon de vidange, ainsi que le repère utilisé. r est la coordonnée radiale, z est la coordonnée axiale, θ est la composante tangentielle (non représentée sur la figure), d est le diamètre du diaphragme et h_0 est la hauteur d'eau loin du vortex.	42
Figure 2.11 : Les quatre stades de développements proposés par Cristofano et al. Les images a, b, c et d correspondent respectivement au premier, deuxième, troisième et quatrième stade de développement [Cristofano et al., 2014a].	42
Figure 2.12: Classification des tourbillons de vidange. a) vortex sous-critique. b) vortex critique. c) vortex supercritique avec d : diamètre du diaphragme, h_0 : hauteur d'eau, h_0-h_v : profondeur du tourbillon.....	43
Figure 2.13 : Vitesse tangentielle pour différents modèles analytiques de vortex. Cas du vortex sous-critique : $h_0=0.1\text{m}$, $d=0.01\text{m}$, $Q=5.0\text{l/s}$, $\Gamma=1.1\text{e}^{-3}\text{ m}^2/\text{s}$, $r_c=2.8\text{e}^{-4}\text{m}$, $v=1\text{e}^{-6}\text{m}^2/\text{s}$. La courbe de Chen correspond à une vitesse à mi-hauteur.....	51
Figure 2.14 : Vitesse tangentielle et surface libre : comparaison entre le Modèle d'Odgaard et celui de Stepanyants et al. [2008]. Cas d'un vortex sub-critique, conditions identiques à celle de la figure 2.13. La courbe 1 correspond à la solution numérique de Stepanyants et Yeoh, et la courbe 2 au modèle d'Odgaard. La figure est issue de l'article de Stepanyants et Yeoh [2008]......	52

Figure 2.15 : Vitesse tangentielle et surface libre : comparaison entre le Modèle d’Odgaard et celui de Stepanyants et Yeoh [2008]. Cas d’un vortex presque critique : $h_0=0.1\text{m}$, $d=0.01\text{m}$, $Q=7.8\text{e}^{-2}\text{ l/s}$, $\Gamma=2.0\text{e}^{-2}\text{ m}^2/\text{s}$, $r_c=7.1\text{e}^{-4}\text{m}$, $v=1\text{e}^{-6}\text{m}^2/\text{s}$. La courbe 1 correspond à la solution numérique de Stepanyants et Yeoh, et la courbe 2 au modèle d’Odgaard.	52
Figure 2.16 : Schéma de principe des zones de mélange dans les vortex d’intensité intermédiaire [Echávez and McCann, 2002]	55
Figure 2.17 : Schéma de principe des différences de hauteurs d’eau entre l’amont et l’aval de l’ouvrage hydraulique.....	59
Figure 2.18 : Schéma d’une turbine vue perpendiculairement à son axe de rotation avec le triangle des vitesses représenté en entrée (bleu, indice 1) et en sortie (rouge, indice 2). Φ_0 est l’angle de calage des pales.....	60
Figure 2.19 : Schéma d’une turbine (de type Francis), section dans un plan perpendiculaire à son axe de rotation. La zone cerclée de rouge est la zone mobile (rotor). Cette zone est résolue avec un maillage tournant dans le cas de la résolution instationnaire complète. Elle est résolue dans un repère tournant dans le cas de la méthode MRF (<i>Multiple Reference Frame</i>)......	64
Figure 2.20 : Schéma de principe d’un système SHTG : vue de haut (a) et vue de profil (b).....	66
Figure 2.21 : Schémas de principe des installations permettant l’étude du SHTG de plusieurs auteurs : a) Wanchat et Suntivarakorn [2012] ; b) Kueh et al. [2014] ; c) Dhakal et al [2015] ; d) Power et al. [2016].	67
Figure 3.1 : Schéma général de la maquette MT01. Les flèches bleues indiquent le sens général de l’écoulement.....	78
Figure 3.2 : Photo de la maquette MT01 complète.	78
Figure 3.3 : Schéma du bassin d’étude avec les principales notations utilisées : la hauteur d’eau loin du centre du vortex h_0 , le diamètre du diaphragme d et le diamètre du bassin d’étude D	79
Figure 3.4 : Vue de haut de la maquette MT01, position des capteurs acoustiques ainsi que leur numéro d’instrument	81
Figure 3.5 : Schéma du montage permettant la mesure des vitesses par LDV.....	82
Figure 3.6 : Photo du montage utilisé pour les mesures par LDV	83
Figure 3.7 : Schéma du bassin d’étude vue de dessus présentant le principe de la boîte à eau. Le rayon lumineux en présence de la <i>boîte à eau</i> (A) est moins dévié par la paroi circulaire que dans le cas sans <i>boîte à eau</i> (B)	84
Figure 3.8 : Principe de fonctionnement d’un système LDV par rétrodiffusion [Dantec Dynamics, 2011], laser initial de fréquence f_i , décalage de fréquence f_s imposé par la cellule de Bragg sur un des deux faisceaux, lentille de focale f , vitesse de la particule observée U , U_x est la composante de la vitesse qui est mesurée par le laser.	85
Figure 3.9 : Position (en rouge) des différents plans où les mesures de vitesses sont réalisées. Le plan en pointillé n’est parcouru que dans une seule configuration.	85
Figure 3.10 : Schéma explicatif du décalage des volumes de mesure des lasers dans le cas d’un déplacement identique des deux lasers de la distance a dans le plan horizontal. Traits pleins rouge et vert : position initiale des lasers, lignes pointillées rouge et verte : positions des lasers après déplacement du support dans le plan horizontal.	86
Figure 3.11 : Schéma du montage de la PIV.....	87
Figure 3.12 : Position des plans de mesure de la vitesse par PIV. Les traits rouges représentent les plans perpendiculaires à l’axe y et les plans bleus les plans perpendiculaires à l’axe x	87

Figure 3.13 : Organigramme du système d'acquisition et de sauvegarde des mesures lors de la première campagne expérimentale.....	90
Figure 3.14 : Variation temporelle de la hauteur d'eau d'un essai pour tous les capteurs. La ligne cyan correspond aux mesures non filtrées, la droite horizontale rouge est la moyenne des mesures filtrées alors que la droite horizontale bleue correspond à la moyenne des mesures non filtrées. La position de chaque capteur est montrée à la figure 3.4.	91
Figure 3.15: Variation temporelle de la hauteur d'eau d'un essai pour le capteur C179. La ligne cyan correspond aux mesures non filtrées, les points rouges sont les points restant après filtrage, la droite horizontale rouge est la moyenne des mesures filtrées alors que la droite horizontale bleue correspond à la moyenne des mesures non filtrées.	92
Figure 3.16 : Module du spectre des mesures de hauteurs d'eau pour les quatre capteurs dans le bassin d'étude. Cas de la configuration 5.....	93
Figure 3.17 : Module du spectre des mesures de hauteurs d'eau pour les capteurs C155 et C157 et pour les quatre configurations 1, 2, 4 et 5. Les spectres bruts sont lissés pour obtenir les courbes présentées. Pour chaque configuration, les spectres de deux essais sont présentés.	94
Figure 3.18 : Schémas des zones de mesure de vitesse. Les zones cerclées en orange sont les zones où des vitesses non physiques sont observées.	95
Figure 3.19 : Vecteurs vitesses moyens mesurés dans le plan $z=64.5\text{mm}$ dans le cas de la configuration 3.	96
Figure 3.20 : Histogramme des vitesses u_x , u_y , u_z , pour un point dans le plan de l'injection (position $(x, y, z) = (151.5, -110, 24.5)$). On peut remarquer la présence de deux pics dans l'histogramme des vitesses suivant x . Moy, Std et Nb pts sont, pour chaque composante, respectivement le moyenne de la vitesse, sa déviation standard et le nombre de particules dont la vitesse est mesurée sur l'intervalle de temps d'acquisition.	96
Figure 3.21 : Exemple typique de spectre des trois composantes de vitesse.....	97
Figure 3.22 : Second paramètre adimensionnel (h_0/d) en fonction du nombre de Froude ou coefficient de décharge pour les essais réalisés sans turbine.....	98
Figure 3.23 : Schémas des niveaux de raffinement sur SnappyHexMesh.....	99
Figure 3.24 : Schéma des axes utilisés. Géométrie vue du dessus.....	100
Figure 3.25: Schéma des différentes conditions aux limites.....	101
Figure 3.26 : Images vue de dessus et en coupe du maillage du calcul EM5HaBL3R4 (maillage avec un niveau de raffinement intermédiaire).....	104
Figure 3.27 : Évolution temporelle de la vitesse tangentielle au point de coordonnées $(x, y, z)=(0, 0.1, 0.1)$ pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7). Les moyennes sur les dix dernières secondes de chacun des signaux des calculs EM5HaBL3R3.2, EM5HaBL3R4 et EM5HaBL3R2 sont respectivement 0.889 m/s, 0.884 m/s et 0.872 m/s. Les déviations standards associées sont dans le même ordre 0.022 m/s, 0.016 m/s et 0.017 m/s.....	105
Figure 3.28 : Profils verticaux de la vitesse suivant y (dans le sens de l'injection) et de la fraction volumique d'eau en amont de l'injection (dans le canal d'amenée) au temps $t=25\text{s}$, pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7).....	106
Figure 3.29 : Profils verticaux de la vitesse tangentielle et de la fraction volumique juste en aval de l'injection au temps $t= 25\text{s}$, pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7).....	106
Figure 3.30 : Profils verticaux de l'écart relatif de la vitesse tangentielle juste en aval de l'injection au temps $t= 25\text{s}$ y entre différents raffinements du maillage. Le maillage le plus fin est la référence...	107

Figure 3.31 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe des y, à l'altitude $z=0.1\text{m}$ et au temps $t=25\text{s}$, pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7).	107
Figure 3.32 : Profils horizontaux de l'écart relatif sur la vitesse tangentielle le long de l'axe des y pour différents raffinements du maillage, à l'altitude $z=0.1\text{m}$ et au temps $t=25\text{s}$. Le calcul le plus raffiné est la référence.	108
Figure 3.33 : Comparaison des hauteurs d'eau avec et sans maillage de la couche limite en différents points. Les points correspondent aux positions des capteurs acoustiques décrits au paragraphe 3.1.2.1. Les points numéro 0, 1, 2, 3, et 4 correspondent, respectivement, aux positions des capteurs C178, C157, C152, C155 et C153.	109
Figure 3.34 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe des y, à l'altitude 0.1m et au temps $t=20\text{s}$	110
Figure 3.35 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe y, pour un modèle fluide parfait (vert) et un modèle laminaire (bleu), à l'altitude 0.1m et au temps $t=25\text{s}$	111
Figure 3.36 : Profils horizontaux de l'écart relatif sur la vitesse tangentielle le long de l'axe y, du modèle fluide parfait (vert) par rapport au modèle laminaire (EM5HaBL3R2), à l'altitude 0.1m et au temps $t=25\text{s}$	112
Figure 3.37 : Profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique parallèlement à l'axe z au temps $t=25\text{s}$ pour un modèle fluide parfait (vert) et un modèle laminaire (bleu).	112
Figure 3.38 : Image des limites du domaine pour le calcul ou la condition aux limites de sortie est éloignée du diaphragme.	113
Figure 3.39 : Profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique au temps $t=18.8\text{s}$. Pour un cas de référence (bleu) et un cas où la condition aux limites de sortie est éloignée (vert).	113
Figure 3.40 : Profils verticaux de l'écart relatif sur la vitesse tangentielle pour un cas où la condition aux limites de sortie est éloignée (vert) par rapport à un cas de référence (EM5Ha_15deg_BL3).	114
Figure 3.41 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique au temps $t=18.8\text{s}$. Pour un cas de référence (bleu) et un cas où la condition aux limites de sortie est éloignée (vert). ..	114
Figure 3.42 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe y à l'altitude 0.1m pour différentes longueurs d'injection. Les valeurs sont moyennées sur 0.5 s entre les instants 19.5 s et 20 s	115
Figure 3.43 : Profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique parallèlement à l'axe z pour différentes longueurs d'injection. Les valeurs sont moyennées sur 0.5 s entre les instants 19.5 s et 20 s	116
Figure 3.44: Comparaison qualitative entre une photo du vortex observé lors des expériences correspondant à la 5 ^e configuration (a) et le vortex issu du modèle numérique correspondant (b).	117
Figure 3.45: Description des différentes zones du vortex.	117
Figure 3.46 : Comparaison entre hauteurs d'eau mesurées et hauteurs d'eau calculées pour la configuration 5. Les points verts et bleus sont respectivement les hauteurs d'eau calculées et mesurées et se rapportent à l'axe de gauche. Les incertitudes de mesure sont représentées par les barres d'erreur bleues. Les triangles rouges sont les écarts entre les deux hauteurs présentées ci-dessus et se rapportent à l'axe de droite.	118
Figure 3.47 : Position approximative des capteurs acoustiques ainsi que leur numéro d'instrument.	118
Figure 3.48 : Spectre des hauteurs d'eau pour les quatre capteurs positionnés dans le bassin d'étude pour le calcul EM5HaBL3R2.	119

Figure 3.49 : Module du spectre des forces de pression sur les parois verticales dans le bassin d'étude. Seules les deux composantes horizontales de la force sont tracées.....	120
Figure 3.50 : Volume d'eau dans le bassin d'étude pour plusieurs temps. Une ligne de référence rouge est ajoutée sur chaque image afin de faciliter la comparaison des faibles variations de niveau d'eau.....	120
Figure 3.51 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.	121
Figure 3.52 : Écart entre calcul numérique et expérience sur le profil horizontal de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$	122
Figure 3.53 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.	123
Figure 3.54 : Écart entre vitesses mesurées et calculées sur des profils verticaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.....	123
Figure 3.55 : Schéma explicatif de la présence de vitesses qui semblent centrifuges. Le repère bleu est le repère utilisé ici pour représenter les vitesses. Le repère rouge est un repère dont l'origine est placée au centre du vortex. Le vecteur vitesse entouré en pointillé vert a une composante centrifuge dans le repère lié à la géométrie. Le vecteur vitesse entouré avec une ligne tireté orange est n'a quasiment aucune composante radiale dans le repère lié au centre du vortex.....	124
Figure 3.56 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.	125
Figure 3.57 : Écart entre calcul numérique et expérience sur des profils horizontaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.....	126
Figure 3.58 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.	126
Figure 3.59 : Écart entre calcul numérique et expérience sur des profils verticaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.....	127
Figure 3.60 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse axiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.	127
Figure 3.61 : Écart entre calcul numérique et expérience sur les profils verticaux de vitesse axiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.....	128
Figure 3.62 : Comparaison entre vitesses calculées moyennes (à gauche) et vitesses mesurées par PIV (à droite) moyennes. Le plan où est faite cette comparaison est représenté à la figure 3.63. La position de la surface libre calculée est mise en image de fond dans les deux cas.....	129
Figure 3.63 : Plan dans lequel sont comparées les vitesses de la figure précédente.	129
Figure 3.64: Norme du vecteur vorticité dans le plan $z=0.1m$ pour le cas de référence. b) zoom dans le rectangle noir de la figure a).	130
Figure 3.65 : Comparaison entre hauteurs d'eau mesur�es et hauteurs d'eau calcul�es pour la configuration 5, cas du modèle de turbulence $k-\epsilon$ RNG. Les points verts et bleus sont respectivement les hauteurs d'eau calcul�es et mesur�es et se rapportent à l'axe de gauche. Les incertitudes de mesure sont repr�sent�es par les barres d'erreur bleues. Les triangles rouges sont les écarts entre les deux hauteurs pr�sent�es ci-dessus et se rapportent à l'axe de droite. Les hauteurs d'eau calcul�es avec le modèle laminaire sont rappel�es (triangles violets).....	131
Figure 3.66 : Comparaison entre hauteurs d'eau mesur�es et hauteurs d'eau calcul�es pour la configuration 5, cas du modèle de turbulence $k-\omega$ SST. Les points verts et bleus sont respectivement les hauteurs d'eau calcul�es et mesur�es et se rapportent à l'axe de gauche. Les incertitudes de	

mesure sont représentées par les barres d'erreur bleues. Les triangles rouges sont les écarts entre les deux hauteurs présentées ci-dessus et se rapportent à l'axe de droite. Les hauteurs d'eau calculées avec le modèle laminaire sont rappelées (triangles violets).....	131
Figure 3.67 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5, comparaison entre les deux modèles de turbulences testés, le modèle laminaire et les données expérimentales.....	132
Figure 3.68 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5, comparaison entre les deux modèles de turbulences testés, le modèle laminaire et les données expérimentales.....	132
Figure 3.69 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse axiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5, comparaison entre les deux modèles de turbulences testés, le modèle laminaire et les données expérimentales.....	133
Figure 3.70 : Contour de surface libre sur P1 et P2 pour 4 diamètres de diaphragme différents à 28s de simulation.....	134
Figure 3.71 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour trois débits différents. Les valeurs sont moyennées sur 5 s entre les instants 20 s et 25 s.....	136
Figure 3.72 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour trois débits différents. Les valeurs sont moyennées sur 5 s entre les instants 20 s et 25 s.....	137
Figure 3.73 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour trois débits différents dans le cas où la coordonnée verticale a été normalisée par la hauteur d'eau. Les valeurs sont moyennées sur 5 s entre les instants 20 s et 25 s.	137
Figure 4.1 : Schéma du dispositif utilisé lors de la seconde campagne expérimentale.....	140
Figure 4.2 : Photo de la maquette MT02 sur l'Hexapode les différents moyens de mesure sont présentés plus en détail au paragraphe 4.1.2.....	141
Figure 4.3 : Schéma, vue de haut, de la première maquette testée sur l'hexapode. Elle est appelée MT03. Les traits rouges correspondent aux positions des ouvertures permettant de relier les différents bassins.	141
Figure 4.4 : Schéma vu de haut de la maquette MT02, seconde maquette placée sur l'Hexapode...	142
Figure 4.5 : Arrêt sur image de la maquette MT03 proche du maximum d'inclinaison pour un mouvement de 10° d'amplitude et 2 s de période (essai n°146). La caméra se déplace avec la maquette. La position de la surface libre permet de se rendre compte de l'inclinaison de la maquette. Les flèches bleues indiquent le sens de l'écoulement.	142
Figure 4.6 : Schéma des deux types de clapets. Les schémas a.1) et b.1) sont respectivement les vues générales de profil et de haut de la maquette MT03. Les schémas a.2) et b.2) correspondent, respectivement, à une focalisation sur les rectangles pointillés verts des schémas a.1) et b.1). Les clapets représentés en traits pleins (respectivement en pointillés) correspondent aux positions fermées (respectivement ouvertes) de ces derniers. La couleur rouge correspond à la position des clapets lorsque la maquette penche vers la droite sur le schéma a.1). La couleur bleue correspond au cas où elle penche vers la gauche.	143
Figure 4.7 : Schéma du montage des sondes capacitives.	144
Figure 4.8 : Position des sondes capacitives dans la maquette MT03.....	145
Figure 4.9 : Position des sondes capacitives dans la maquette MT02.....	145
Figure 4.10 : Comparaison entre les différents filtres. Variation de hauteur d'eau au cours du temps pour la sonde A3 pendant l'essai n°210. La fréquence de coupure du filtre Butterworth vaut 2.5Hz. La fréquence des mouvements imposés est de 1.5Hz.....	146

Figure 4.11 : Comparaison entre les différents filtres focalisation sur 5 s. Variation de hauteur d'eau au cours du temps pour la sonde A3 pendant l'essai n°210. La fréquence de coupure du filtre Butterworth vaut 2.5Hz. La fréquence des mouvements imposés est de 1.5Hz.	147
Figure 4.12 : Comparaison entre les différents filtres. Spectre des signaux bruts et filtrés pour la sonde A3 pendant l'essai n°210. La fréquence de coupure du filtre Butterworth vaut 2.5Hz. La fréquence des mouvements imposés est de 1.5Hz.....	147
Figure 4.13 : Variation de hauteur d'eau pour les sondes A8 et B5 et roulis en fonction du temps pour l'essai n° 394. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2s de période. Cet essai fait partie de la configuration 5 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et sans turbine.	148
Figure 4.14 : Présentation des différents repères utilisés pour décrire les mouvements de la maquette sur le plateau de l'Hexapode. Les repères R_H et R_M sont fixes par rapport au laboratoire. Le repère R' est lié au plateau de l'Hexapode et se déplace donc avec lui.	149
Figure 4.15 : Effort de l'eau sur la maquette (force selon y et moment autour de x) et roulis en fonction du temps pour l'essai n° 394. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2s de période. Cet essai fait partie de la configuration 5 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et sans turbine.....	151
Figure 4.16: Schéma électrique équivalent du montage électrique utilisé. e est la force électromotrice de la génératrice, r_i est sa résistance interne, R est la résistance de décharge du système, U est la tension aux bornes de cette résistance, i est le courant dans l'installation et U_{ri} est la tension aux bornes de la résistance interne.	152
Figure 4.17 : Vitesse de rotation de la turbine, puissance électrique et roulis en fonction du temps pour l'essai n° 146. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2s de période. Cet essai fait partie de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et turbine.	153
Figure 4.18: Photos de la maquette MT03 pour quatre instants au cours d'une période T du mouvement. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2 s de période pour la configuration 5 (remplissage de 65% d'eau sans turbine).	155
Figure 4.19 : Ouverture du clapet d'injection situé du côté des y négatifs et roulis en fonction du temps au cours de l'essai n°146. Le mouvement est régulier d'amplitude 10° et de période 2s. Cet essai fait partie de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et turbine. En bas, la courbe verte correspond à une régression réalisée à partir des mesures de la position du clapet (croix bleues). L'équation de cette régression est la suivante : $Ouverture = -134t^2 + 6\,303t - 73\,606$	155
Figure 4.20 : Spectre typique des mouvements irréguliers étudiés. En haut, spectre de JONSWAP avec une amplitude de 14° et une période de 2 s. En bas, bruit rose d'amplitude 14°. Les fréquences de coupure respectivement basse et haute de ces deux spectres sont de 0.2 Hz et 1 Hz.	158
Figure 4.21 : Schémas des différents centres de rotations O_{Mi} testés sur la maquette MT03. B est le point de réduction de la balance et C est le centre de carène de l'eau dans la cuve. Ils se déplacent tous les deux avec la maquette.....	159
Figure 4.22 : Module de la fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et le mouvement de rotation imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 3 avec turbine et 65% d'eau.	160

Figure 4.23 : Fonction de transfert entre l'amplitude du moment de l'eau sur la maquette et le mouvement imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 3 avec turbine et 65% d'eau.....	160
Figure 4.24 : Schéma du repère R_c' par rapport aux repères R_H et R_M	162
Figure 4.25 : Module de la première harmonique de la force et du moment induits par l'eau sur la maquette en fonction de l'EGA pour différents mouvements réguliers dont la fréquence est notée en couleur. Configuration 5, 65% d'eau sans turbine.....	162
Figure 4.26 : Module de la première harmonique des variations de hauteur d'eau pour les sondes A6, à gauche (extrémité extérieure des ballasts) et B5, à droite (extrémité intérieure des ballasts, proche du bassin central) en fonction de l'EGA pour différents mouvements réguliers dont la fréquence est notée en couleur. Configuration 5, 65% d'eau sans turbine.....	163
Figure 4.27 : Roulis et accélération du centre de rotation dans les cas où le centre de rotation est au-dessus (en bas) et en dessous de la cuve (en haut).	164
Figure 4.28 : Fonction de transfert de la hauteur d'eau à la sonde A1 normalisée par l'EGA et la longueur des ballasts L_{cuve} , pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas de la maquette MT03 en présence de la turbine et avec un taux de remplissage de 65%. Comparaison entre différentes positions du centre de rotation.	164
Figure 4.29 : Module de la fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et le mouvement imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 8, maquette MT02 avec turbine et 55% d'eau.....	165
Figure 4.30 : Phase de la fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et le mouvement imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 8 avec turbine et 55% d'eau.....	166
Figure 4.31 : Module de la fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la force F_{ex} et le mouvement imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 8, maquette MT02 avec turbine et 55% d'eau.....	166
Figure 4.32 : Fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et, l'EGA et la longueur des ballasts, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas sans turbine, comparaison entre les configurations 5 et 6 avec des hauteurs d'eau au repos différentes.	167
Figure 4.33 : Fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et, l'EGA et la longueur des ballasts, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas avec turbine, comparaison entre les configurations 3 et 4 avec des hauteurs d'eau au repos différentes.	168
Figure 4.34 : Fonction de transfert des moments normalisés par l'EGA, la masse d'eau m , g l'accélération de la pesanteur et la longueur des ballasts L_{cuve} , pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas de la maquette MT03 avec un centre de rotation situé au centre de l'Hexapode et la turbine, comparaison entre les configurations 3 et 4 avec des hauteurs d'eau au repos différentes.	168
Figure 4.35 : Maillage de la maquette MT03, vue de haut.	169
Figure 4.36 : Maillage de la maquette MT03, vue de profil.	169
Figure 4.37 : Maillage de la maquette MT03, vue de haut zoom sur les clapets.....	170
Figure 4.38 : Mouvements typiques imposés à la maquette. a) mouvement sinusoïdal simple de 10° d'amplitude et 2 s de période. b) mouvement correspondant à l'essai n°437, celui-ci est un mouvement irrégulier déterminé à partir d'un spectre de type JONSWAP de 14° d'amplitude et 2 s de	

période de pic. c) focalisation sur les 45 premières secondes du mouvement de l'essai n° 437 décrit au b).....	170
Figure 4.39 : Image présentant les positions des différentes conditions aux limites appliquées.....	171
Figure 4.40 : Schéma montrant les conditions aux limites représentant les clapets à l'intérieur de la maquette MT03. a) Vue en coupe de l'intérieur du maillage. b) Focalisation sur les clapets d'injection (zone encadrée en pointillés noirs sur la figure a). c) Focalisation sur les clapets d'éjection (zone encadrée en pointillés bleus sur la figure a). Les conditions aux limites représentant les clapets (<i>cyclics</i>) sont en rouge.	173
Figure 4.41 : Vitesses de l'eau dans un plan horizontal 1.3 cm au-dessus du diaphragme, focalisation sur le bassin central pour un mouvement de 10° d'amplitude et 2 s de période. Les neuf images présentées sont réparties sur la dernière période d'oscillation du calcul. L'instant de chacune des images est indiqué. La vitesse maximale de la légende est de 1.08 m/s et la vitesse minimale est de 0.01 m/s.....	175
Figure 4.42 : Hauteur d'eau sur la sonde B6 pour quatre maillages utilisés.....	176
Figure 4.43 : Évolution de l'amplitude de la dernière oscillation de la sonde B6 en fonction du maillage utilisé.....	176
Figure 4.44 : Variation de la force de pression sur le fond par rapport à sa valeur initiale pour les différents maillages de la maquette MT03. La force est exprimée dans le repère mobile R'.	177
Figure 4.45 : Valeurs moyennes, amplitude, valeur maximale et valeur minimale de la dernière oscillation de la force de pression sur le fond pour les différents maillages de la maquette MT03. .	177
Figure 4.46 : Hauteur d'eau à la sonde A1 pour les quatre cas de calcul : M32c5Rx10P2, pimple1, pimple2 et pimple3.	178
Figure 4.47 : Évolution de la vitesse tangentielle au point de coordonnées : (0, 0.065, 0.3) pour les quatre cas de calcul considérés. Un filtre Butterworth d'ordre 4 et de fréquence de coupure 2.5 Hz est utilisé pour filtrer les vitesses calculées.	179
Figure 4.48 : Comparaison entre les données numériques (en vert) et expérimentales (en bleu). Le roulis imposé numériquement et expérimentalement est montré en haut. En bas, la force de pression suivant y issue du calcul (en vert) et la force suivant y mesurée expérimentalement sont comparées pour un mouvement régulier de rotation autour de l'axe x de 10° d'amplitude et de 2 secondes de période, cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. La force est exprimée ici dans le repère mobile R' lié à la maquette.....	180
Figure 4.49 : Comparaison entre la force de pression suivant y issue du calcul (en vert) et la force suivant y mesurée expérimentalement pour un mouvement régulier de rotation autour de l'axe x de 10° d'amplitude et de 2 secondes de période, cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. La force est exprimée ici dans le repère mobile R' lié à la maquette. Focalisation sur les dernières périodes.	180
Figure 4.50 : Comparaison entre le moment suivant x de la force de pression issue du calcul (en vert) et le moment suivant x mesuré expérimentalement pour un mouvement régulier de rotation autour de l'axe x de 10° d'amplitude et de 2 secondes de période, cas de la maquette MT03.....	181
Figure 4.51 : Cinq premières harmoniques de la force suivant y', comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine.	181
Figure 4.52 : Cinq premières harmoniques du moment autour de l'axe x' par rapport au point B, comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine.....	182

Figure 4.53 : Module de la fonction de transfert entre la force suivant l'axe y et, l'EGA, la masse de l'eau m et l'accélération de la pesanteur g pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).	183
Figure 4.54 : Module de la fonction de transfert entre le moment autour de l'axe x et, l'EGA, la masse de l'eau m, la longueur des ballasts et l'accélération de la pesanteur g pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).....	183
Figure 4.55 : Phase de la fonction de transfert entre la force suivant l'axe y et la rotation autour de l'axe x pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).....	184
Figure 4.56 : Phase de la fonction de transfert entre le moment autour de l'axe x et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).....	184
Figure 4.57 : Maillage surfacique réalisé pour le calcul des cuves avec HydroSTAR.	186
Figure 4.58 : Coefficient en roulis des matrices de Masse + Masse ajoutée de l'eau en fonction de la fréquence. En haut masse + masse ajoutée pour un seul ballast (traits pleins) et pour le bassin central (cuve cylindrique) seul (lignes tiretés), en bas masse + masse ajoutée pour l'ensemble de la maquette. Les calculs sont réalisés pour trois valeurs du coefficient de frottement ϵ : 0.01, 0.10, 0.2.	187
Figure 4.59 : Coefficient en roulis de la matrice d'amortissement en fonction de la fréquence. En haut amortissement pour un seul ballast (traits pleins) et pour le bassin central (cuve cylindrique) seul (lignes tiretés), en bas amortissement pour l'ensemble de la maquette. Les calculs sont réalisés pour trois valeurs du coefficient de frottement ϵ : 0.01, 0.10, 0.2.	187
Figure 4.60 : Coefficient de couplage entre roulis et embardée de la matrice des masses ajoutées. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.	188
Figure 4.61 : Coefficient en roulis de la matrice de masse ajoutée. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.	189
Figure 4.62 : Coefficient en roulis de la matrice d'amortissement. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.	189
Figure 4.63 : Coefficient de couplage entre roulis et embardée de la matrice d'amortissement. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.	190
Figure 4.64: Variation de hauteur d'eau à la sonde A6 dans la maquette MT03 pour l'essai n°362, comparaison entre mesures expérimentales et données issues du calcul. Le mouvement est sinusoïdal avec 10° d'amplitude et 2 s de périodes. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).	191

Figure 4.65 : Cinq premières harmoniques de la hauteur d'eau au niveau de la sonde A6, comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine.....	192
Figure 4.66 : Variation de hauteur d'eau à la sonde A6 dans la maquette MT03 pour l'essai n°362, comparaison entre mesures expérimentales et données issues du calcul. Le mouvement est sinusoïdal avec 5° d'amplitude et 2 s de périodes. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).....	192
Figure 4.67 : Variation de hauteur d'eau à la sonde B5 dans la maquette MT03 pour l'essai n°362, comparaison entre mesures expérimentales et données issues du calcul. Le mouvement est sinusoïdal avec 10° d'amplitude et 2 s de périodes. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).....	193
Figure 4.68 : Cinq premières harmoniques de la hauteur d'eau au niveau de la sonde B5, comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).....	193
Figure 4.69 : Module de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde A6 (extrémité extérieure du ballast) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitudes du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.	194
Figure 4.70 : Phase de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde A6 (extrémité extérieure du ballast) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitude du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.	194
Figure 4.71: Module de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde B5 (côté intérieur du ballast, près du bassin central) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitude du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.....	195
Figure 4.72 : Phase de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde B5 (côté intérieur du ballast, près du bassin central) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitude du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.....	195
Figure 5.1 : Photos de la turbine utilisée lors de la première campagne expérimentale. A) photo de la turbine vue de dessous, b) photo de la turbine fixée sur son montage, le support en plexiglass est ensuite fixé sur le haut du bassin d'étude de la maquette MT01.....	198
Figure 5.2 : Photo de la turbine en position sur la maquette MT01 sans l'ensemble multiplicateur + génératrice	198
Figure 5.3 : Schéma électrique en présence d'un générateur électrique.....	199
Figure 5.4 : hauteurs d'eau mesurées dans le canal d'amenée avec et sans turbine pour des débits similaires (10.9 l/s pour le cas avec turbine et 10.3 l/s pour le cas sans).	201
Figure 5.5 : Hauteur d'eau normalisée en fonction du nombre de Froude ou coefficient de décharge pour les configurations avec et sans la turbine.....	202
Figure 5.6 : Profils verticaux de vitesse tangentielle, comparaison entre les vitesses mesurées pour les cas avec (marqueur en étoile) et sans (marqueur « + ») turbine. Le cas sans turbine correspond à un débit de 14.0 l/s, une hauteur d'eau au niveau de la sonde C178 de 27.7 cm et un diamètre du diaphragme de 200 mm. Le cas avec turbine correspond à un débit de 14.1 l/s, une hauteur d'eau au niveau de la sonde C178 de 28.7 cm et un diamètre du diaphragme de 130 mm.	202

Figure 5.7 : Géométrie du domaine considéré. Le diaphragme est en rouge, l'injection en bleu, la turbine est en vert, et l'atmosphère est en orange transparent.	204
Figure 5.8 : Vue de haut d'une coupe horizontale du maillage utilisé.....	204
Figure 5.9 : Vue de haut d'une coupe horizontale du maillage, focalisation sur les pales	205
Figure 5.10 : Vue plongeante sur le bassin d'étude. La zone représentée en bleu clair est la zone définie comme étant tournante.....	205
Figure 5.11 : Comparaison qualitative entre une image présentant la surface libre issue du résultat du modèle numérique (à gauche) et une photographie obtenue lors des expériences (à droite). Cas de la configuration 6 (diaphragme de 130 mm, la pompe MP3 et la turbine).	206
Figure 5.12 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$. Comparaison entre les données expérimentales moyennes mesurées pour la configuration 6 (diaphragme de 130 mm, la pompe MP3 et la turbine) et le modèle numérique réalisé. Les données numériques sont moyennées sur les cinq dernières secondes du calcul.	207
Figure 5.13 : Photo vue de dessous de la turbine utilisée durant la seconde campagne expérimentale	208
Figure 5.14 : Évolution temporelle du roulis et de la variation temporelle de la hauteur d'eau au niveau de la sonde B6 pour un essai en présence de la turbine (essai n°146) et un essai sans turbine (essai n°362)	209
Figure 5.15 : Module de la première harmonique pour toutes les sondes et les six composantes d'efforts pour un essai en présence de la turbine (essai n°146) et un essai sans turbine (essai n°362)	210
Figure 5.16 : Amplitude de la première harmonique de la sonde B6 en fonction de l'EGA pour des essais réguliers, avec et sans turbine.	210
Figure 5.17 : Puissance électrique moyenne (en haut) et module de la seconde harmonique de la puissance (en bas) en fonction de la vitesse de rotation pour un mouvement de roulis régulier d'amplitude 10° et de période 2 s. Les points sont obtenus pour plusieurs valeurs de la résistance de décharge allant de $1\ \Omega$ à $500\ \Omega$ (+ une valeur à $1\ M\Omega$). Cas de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau.	211
Figure 5.18 : Puissance électrique moyenne(en haut) et module de la seconde harmonique de la puissance (en bas) en fonction de l'EGA pour plusieurs valeurs de la fréquence f du mouvement imposé. Cas de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau.	212
Figure 5.19 : Puissance électrique moyenne(en haut) et module de la seconde harmonique de la puissance (en bas) en fonction de l'EGA pour plusieurs valeurs de la fréquence f du mouvement imposé. Cas de la configuration 4 : maquette MT03 avec 56% de hauteur d'eau.	213
Figure 5.20 : Roulis, différence de hauteur d'eau RMS entre l'amont et l'aval du bassin central et puissance électrique en fonction du temps pour un mouvement de roulis régulier d'amplitude 10° et de période 2 s. Cas de l'essai n° 146 qui fait partie de la configuration 3, maquette MT03 avec 65% d'eau et la turbine.	214
Figure 5.21 : Déphasage de la seconde harmonique de la puissance électrique par rapport au mouvement imposé en fonction de ega/ω (en haut) et de la période T du mouvement imposé ($T = 2\pi/\omega$). Les deux remplissages de MT03 sont confondus sur ces courbes.....	214
Figure 8.1 : Aperçu du fichier dans lequel sont stockées les mesures.....	226
Figure 8.2 : Chemin des lasers à travers les différents milieux rencontrés lors de la première campagne expérimentale. Les parois en plexiglass sont représentées en noir. Le point rouge de droite correspond à l'origine de l'instrument de mesure, les points de départ des deux lasers sont situés de	

part et d'autre de ce point à 3 cm de celui-ci. Les trajets de chacun des deux lasers sont dessinés en couleurs, chaque tronçon dans un milieu correspond à une couleur. Le point de focalisation des lasers est visible sur la gauche.	227
Figure 8.3 : Chemin des lasers à travers les différents milieux rencontrés lors de la première campagne expérimentale. Les parois en plexiglass sont représentées en noir. Le point rouge de droite correspond à l'origine de l'instrument de mesure, les points de départ des deux lasers sont situés de part et d'autre de ce point à 3 cm de celui-ci. Les trajets de chacun des deux lasers sont dessinés en couleurs, chaque tronçon dans un milieu correspond à une couleur. Le point de focalisation des lasers est visible sur la gauche, il est ici situé à l'intérieur de la paroi en plexiglass.....	228
Figure 8.4 : Dispositif permettant la caractérisation des génératrices	234
Figure 8.5 : Puissances et rendement de la génératrice G02 en fonction du couple appliqué et de la résistance de décharge.....	235
Figure 8.6 : Vitesse de rotation de la génératrice G02 en fonction du couple appliqué sur l'axe du multiplicateur et puissance électrique moyenne en fonction de la vitesse de rotation de la génératrice pour différentes valeurs de la résistance de décharge.....	235
Figure 8.7 : Variation de hauteur d'eau, signal initial et filtrés avec un filtre Butterworth d'ordre 4 et plusieurs valeurs de la fréquence de coupure. Essai 241, sonde A3.....	237
Figure 8.8 : Spectre de la hauteur d'eau du signal initial et du signal filtré avec un filtre Butterworth d'ordre 4 et différentes valeurs de la fréquence de coupure. Essai 241, sonde A3.	238
Figure 8.9 : Diagramme de l'algorithme utilisé pour le filtre seuil.....	239
Figure 8.10 : Variation de hauteur d'eau, signal initial et filtrés avec un filtre seuil et plusieurs valeurs du nombre d'itérations. Essai 241, sonde A3.....	239
Figure 8.11 : Spectre de la hauteur d'eau du signal initial et du signal filtré pour un filtre seuil et plusieurs valeurs du nombre d'itérations. Essai 241, sonde A3.....	240
Figure 8.12 : Variation de hauteur d'eau, signal initial et filtrés avec un filtre seuil et plusieurs valeurs du seuil. Essai 241, sonde A3.....	240
Figure 8.13 : Spectre de la hauteur d'eau du signal initial et du signal filtré pour un filtre seuil et plusieurs valeurs du seuil. Essai 241, sonde A3.....	241
Figure 8.14 : Schéma des angles d'Euler utilisés	243
Figure 8.15 : Cellules sélectionnées pour déterminer la hauteur d'eau au niveau des sondes capacitives dans la maquette MT03.....	249

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Ordre de grandeur des principales ressources d'énergie renouvelable marine, estimation de la totalité de l'énergie annuelle disponible pour chacun de ces ressources, de leur part exploitable et de l'énergie électrique récupérable (en millier de TWh ou PWh) avec des systèmes dont les rendements η sont précisés entre parenthèses [Multon, 2012]	29
Tableau 2.2 : Récapitulatif des problèmes soulevés et des méthodes utilisées pour les résoudre.	41
Tableau 2.3 : Tableau récapitulatif des mesures réalisées lors des campagnes expérimentales réalisées (C1 et C2) et des chapitres où elles sont exposées dans le présent document.....	41
Tableau 2.4 : Tableau comparatif de classifications des types de vortex	43
Tableau 2.5 : Tableau récapitulatif des différents modèles analytiques proposés.....	48
Tableau 2.6 : Récapitulatif de la constante de proportionnalité entre la viscosité turbulente et la circulation obtenue par différents auteurs.....	51
Tableau 2.7 : Matrice dimensionnelle des paramètres.....	53
Tableau 2.8 : Résumé des différentes définitions données par plusieurs auteurs des différents nombres sans dimensions utilisés. P_1 et P_2 sont les paramètres géométriques 1 et 2. N_r est le paramètre de circulation. Re est le nombre de Reynolds. Fr est le nombre de Froude. We est le nombre de Weber. Q est le débit. d est le diamètre du diaphragme. ν est la viscosité cinématique. g est l'accélération de la pesanteur. σ est la tension de surface du liquide dans le gaz. ρ est la masse volumique du liquide. h_0 est le niveau d'eau au-dessus du diaphragme. h' est le niveau d'eau au-dessus du fond du diaphragme ($h' = h_0 + e$, où e est l'épaisseur du diaphragme). U est la vitesse moyenne en sortie du bassin. h_c est la hauteur critique. h_i est la profondeur de l'axe du diaphragme et b_i est hauteur du diaphragme au-dessus du fond du bassin dans le cas de l'expérience de Anwar et al.	54
Tableau 2.9 : Tableau résumant différentes manières de modéliser les turbines.....	62
Tableau 2.10: Récapitulatif des différentes études numériques trouvées dans la bibliographie.....	66
Tableau 2.11 : Récapitulatif des différentes études expérimentales trouvées dans la bibliographie. H_{inj} correspond à la hauteur du fond de l'injection par rapport au diaphragme, A_{pales} correspond à l'aire des pales utilisées, η_{max} est le rendement maximal obtenu par les différents auteurs (il correspond au rapport entre la puissance disponible et la puissance extraite mais sa définition exacte n'est pas fournie par tous les auteurs), $F_{résistante}$ est l'effort résistant appliqué à l'axe de la turbine pour la freiner et en prélever l'énergie et F_{max} est l'effort résistant nécessaire pour arrêter la turbine.....	66
Tableau 3.1 : Débit maximal des pompes utilisées	80
Tableau 3.2 : Caractéristiques principales des systèmes de mesure de vitesses par LDV utilisés (FlowExplorer, Dantec).....	83
Tableau 3.3 : Tableau présentant l'ensemble des configurations étudiées dans le détail. La colonne « Pompe » correspond à la pompe utilisée : PP pour Petite Pompe et MP et GP pour Moyenne Pompe et Grande Pompe respectivement. Le numéro après GP et MP correspond au cran de la vanne qui est utilisé pour cette configuration. S'il vaut 0, la vanne est fermée, le débit est donc nul, s'il vaut 8, la vanne est ouverte et le débit est alors maximal.	89
Tableau 3.4 : Tableau présentant l'ensemble des configurations étudiées succinctement (mesure de hauteur d'eau uniquement). La colonne « Pompe » correspond à la pompe utilisée : PP pour Petite	

Pompe et MP et GP pour Moyenne Pompe et Grande Pompe respectivement. Le numéro après GP et MP correspond au cran de la vanne qui est utilisé pour cette configuration. S'il vaut 0, la vanne est fermée, le débit est donc nul, s'il vaut 8, la vanne est ouverte et le débit est alors maximal.....	89
Tableau 3.5 : Schémas numériques utilisés.....	100
Tableau 3.6 : Récapitulatif des conditions aux limites utilisées dans le cas de référence.....	102
Tableau 3.7 : Présentation des différents maillages étudiés. Le temps de calcul du maillage le plus fin est de 419 h pour 60 s, il est ramené à 175 h pour 25 s en supposant que le temps de calcul est proportionnel à la durée simulée.....	103
Tableau 3.8 : Valeur du nombre de Courant et temps de calcul sur 8 processeurs (premier calcul effectué sur Caparmor et les autres sur Badiane, voir 2.4.2.2).	109
Tableau 3.9 : Vue 3D du vortex pour les 4 diamètres de diaphragme (vortex stabilisé pour les trois plus grands diaphragmes et 3 instants différents pour le plus petit).	134
Tableau 3.10 : Profils des vitesses tangentielles pour les 4 tailles de diaphragmes à 3 hauteurs différentes.....	135
Tableau 3.11 : Débit utilisé pour les trois calculs présentés.	136
Tableau 4.1 : Tableau résumant les caractéristiques des deux génératrices utilisées. r_i résistance interne de la génératrice, et k est le coefficient de proportionnalité entre la force électromotrice et la vitesse de rotation de l'axe de la génératrice.	153
Tableau 4.2 : Tableau récapitulatif des voies de mesures.	156
Tableau 4.3 : Tableau récapitulatif des différents types de mouvements testés en fonction de la maquette, de la quantité d'eau dans la maquette et de la présence ou non de la turbine.	157
Tableau 4.4 : Tableau récapitulatif des différentes altitudes du centre de rotation par rapport au plateau de l'Hexapode, pour chaque configuration.....	158
Tableau 4.5 : Tableau récapitulatif des moyennes des hauteurs d'eau testées ainsi que des fréquences de résonance associées à ces hauteurs d'eau. Ces fréquences sont évaluées en considérant des bassins rectangulaires fermés de profondeur constante, et une longueur d'onde égale à deux fois la longueur des ballasts.	167
Tableau 4.6 : Tableau récapitulatif des conditions aux limites utilisées.....	171
Tableau 4.7 : Tableau récapitulant les principales caractéristiques des maillages utilisés.....	175
Tableau 4.8 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques des calculs.....	178
Tableau 4.9 : Fréquences de résonance des ballasts des deux maquettes. Elles sont estimées en considérant que les ballasts sont des bassins rectangulaires fermés et de profondeur constante, pour une vague de longueur d'onde égale à deux fois la longueur des ballasts.....	185
Tableau 5.1 : Tableau récapitulant les conditions des deux configurations étudiées avec la turbine.	200
Tableau 5.2 : Vitesse de rotation, puissance mécanique et coefficient de Rateau pour les deux configurations étudiées.....	200
Tableau 8.1 : Dimensions de la maquette M05 de GEPS Techno, principales caractéristiques de l'écoulement observé et estimation de quelques nombres adimensionnels.....	225
Tableau 8.2 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques des sondes acoustiques utilisées	226
Tableau 8.3 : Coefficients évalués lors de l'étalonnage associé à chaque capteur et les incertitudes de mesures associées à cet étalonnage.	227
Tableau 8.4 : Incertitudes à 95% évaluées lors de l'étalonnage in-situ	230

Tableau 8.5 : Tableau présentant les principales caractéristiques de l'Hexapode [IFREMER Brest, 2011].....	231
Tableau 8.6 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques de la balance UDW3-250 (« petite balance »)	231
Tableau 8.7 : Principales caractéristiques de la balance MC12-4K (« grande balance »)	232
Tableau 8.8 : Position du point de mesures des efforts évalués par le constructeur des balances dans un repère parallèle au repère R_H mais dont l'origine est située au centre du plateau supérieur des balances (celui auquel est fixé la maquette pour la grande balance et la génératrice pour la petite balance).	232
Tableau 8.9 : Erreur maximale mesurée lors de l'étalonnage de la balance réalisé par le fournisseur pour les deux balances (erreur donnée en % de la pleine échelle pour chaque direction) ainsi que la date de cet étalonnage.....	232
Tableau 8.10 : Coefficient de proportionnalité et incertitude à 95% établis lors de l'étalonnage des seize sondes capacitives sur la maquette MT03.	233

Chapitre 1 : Introduction

En 2014, à l'échelle mondiale, 23 800 TWh (2 milliards de tonnes équivalent pétrole) d'électricité ont été produits [International Energy Agency, 2016], 66.7% [International Energy Agency, 2016] de ceux-ci le sont à partir de combustibles fossiles (gaz naturel, charbon et pétrole) et 10.6% [International Energy Agency, 2016] le sont à partir de combustibles minéraux fissibles. Ces deux sources sont non renouvelables et polluantes. En 2014, 32 400 Mt de CO₂ [International Energy Agency, 2016] sont émises dans l'atmosphère par la combustion de carburants, ce qui favorise le réchauffement climatique. L'accident nucléaire de Fukushima, en 2011, a rappelé violemment les risques liés à la solution nucléaire. D'autre part, les sites d'extraction des combustibles sont répartis inégalement, en particulier ceux du pétrole (les 100 plus grands champs concentrent la moitié de la production globale de pétrole brut [Sorrell et al., 2012], et les dix pays produisant le plus de pétrole brut concentrent 60% de la production mondiale [International Energy Agency, 2016]). Cette situation est susceptible d'attiser les tensions entre pays.

Le développement de sources d'énergie alternatives, moins polluantes et mieux réparties est donc nécessaire. Parmi les différentes sources imaginées, les énergies marines sont encore peu développées mais ont un potentiel important. Une de ces énergies est l'énergie des vagues, appelée énergie houlomotrice. La récupération de l'énergie houlomotrice donne lieu à une multitude de concepts, très variés. Aujourd'hui, aucun de ces concepts n'est commercialisé à grande échelle, car aucun n'a fait complètement ses preuves.

Cette thèse se propose d'étudier le fonctionnement d'une partie d'un système houlomoteur. Ce système est imaginé et développé par la société GEPS Techno.

Ce système est constitué d'un flotteur dans lequel sont placées des cuves partiellement remplies d'eau. Ces cuves communiquent les unes avec les autres. Lorsque le flotteur est mis en mouvement par les vagues des différences de niveau d'eau apparaissent entre les cuves et un écoulement se met en place entre celles-ci. Une turbine, permettant de récupérer l'énergie, est placée à l'endroit où l'écoulement est le plus important en termes de vitesse du fluide.

Une compréhension fine de l'écoulement à l'intérieur de ce système est primordiale pour affiner sa conception, dimensionner les cuves et maximiser l'énergie récupérée. Ce travail de thèse cherche donc à mieux comprendre cet écoulement. Dans l'une des cuves du système houlomoteur se forme un tourbillon de type vidange, celui-ci est donc aussi étudié en détail.

Cette thèse est découpée en quatre parties. La première partie (chapitre 2) présente les généralités sur l'énergie houlomotrice, les tourbillons de vidange, les turbines hydrauliques et les méthodes numériques utilisées.

Chapitre 1 : Introduction

La deuxième partie (chapitre 3) se concentre sur l'étude numérique et expérimentale du tourbillon de vidange. Les résultats de ces deux approches sont comparés.

La troisième partie (chapitre 4) expose l'étude numérique et expérimentale portant sur l'écoulement à l'intérieur d'une maquette du système houlomoteur. L'influence de la hauteur d'eau dans les cuves et du mouvement imposé au système est étudiée expérimentalement. Les résultats provenant des calculs numériques sont comparés aux données obtenues expérimentalement.

La quatrième partie (chapitre 5) présente une étude préliminaire sur la turbine et l'énergie récupérée par celle-ci, à la fois dans le tourbillon de vidange statique (celui de la deuxième partie) et dans les cuves en mouvement (présentées en troisième partie). Dans le cas du tourbillon de vidange, l'influence de la présence de la turbine sur l'écoulement est exposée. Dans le cas de l'extraction d'énergie dans le système houlomoteur, l'influence de la turbine sur l'écoulement est étudiée ainsi que l'évolution de la puissance électrique extraite en fonction des mouvements imposés et du remplissage.

Enfin, cette thèse est complétée de conclusions et perspectives (chapitre 6), des références (chapitre 7) et des annexes (chapitre 8).

Chapitre 2 : Bibliographie

2.1. Les systèmes récupérateurs d'énergie de la houle

2.1.1. Généralités sur les énergies marines renouvelables (EMR)

L'énergie solaire reçue chaque année par la terre correspond à plus de 6 000 fois la consommation humaine d'énergie primaire [Multon et al., 2010] (cette consommation est d'environ 13.7 milliards de tonnes équivalent pétrole [International Energy Agency, 2016] ou 159 000 TWh en 2014). Les océans, couvrent environ 70% de la planète, reçoivent, stockent et transfèrent une grande partie de cette énergie considérable. De plus, une partie importante de la population humaine vit près des côtes [Noi, 1999], ce qui limite le transport d'électricité sur de longues distances en cas d'utilisation de l'énergie disponible en mer à proximité des côtes.

Les ressources énergétiques marines sont très variées. On compte des énergies provenant directement ou non de l'énergie solaire (solaire photovoltaïque, énergie thermique des mers, vents, vagues, courants de circulation thermohaline) mais aussi des énergies provenant des marées et de la biomasse marine. Toutes ces ressources peuvent être exploitées, tout en conservant un taux d'exploitation raisonnable pour en limiter l'impact et conserver leur caractère renouvelable. Le tableau 2.1 issu de [Multon, 2012] présente une estimation des importantes quantités d'énergie qui pourraient être récupérées en mer.

Tableau 2.1 : Ordre de grandeur des principales ressources d'énergie renouvelable marine, estimation de la totalité de l'énergie annuelle disponible pour chacun de ces ressources, de leur part exploitable et de l'énergie électrique récupérable (en millier de TWh ou PWh) avec des systèmes dont les rendements η sont précisés entre parenthèses [Multon, 2012]

énergies annuelles	solaire	courants océaniques continus	biomasse marine	éolien offshore	Houle	osmotique	marémoteur (marée)	hydrolien (marée)
estimation globale	400 000	?	450	>>500	80	30	22	
part exploitable	4 000 (1/100° ?)	1 ?	4 (1/100°)	100	2	0.3 ?	0.8	1.8
énergie électrique récupérable	80 ($\eta=2\%$)	0.3 ($\eta=30\%$)	1 ($\eta=25\%$)	37 ($\eta=37\%$)	0.75 ($\eta=35\%$)	0.1 ? ($\eta=30\%$)	0.6 ($\eta=75\%$)	0.7 ($\eta=37\%$)

Tous les systèmes récupérateurs d'énergies en mer doivent faire face au milieu marin qui est particulièrement agressif. En outre, les conditions de mer et l'éloignement réduisent l'accès fréquent à ces dispositifs. Ces derniers devront donc être particulièrement résistants, leur maintenance, leur exploitation, leur installation et leur démantèlement devant par ailleurs être aussi aisés que possible.

Chapitre 2 : Bibliographie

2.1.2. La ressource houlomotrice

Les vagues sont générées par le vent. Celui-ci souffle à la surface de l'eau, et crée d'abord de petites ondulations qui grandissent au fur et à mesure du forçage aérodynamique jusqu'à atteindre des hauteurs de plusieurs mètres si le vent souffle suffisamment longtemps, suffisamment fort et sur une distance suffisamment grande.

Une fois créées, les vagues se propagent quasiment sans perte d'énergie à la surface de l'eau tant que la profondeur est grande par rapport à la longueur d'onde. Les vagues sont ainsi créées par le vent au large et se propagent ensuite avec ou sans vent jusqu'à la côte. En arrivant à proximité des côtes, la profondeur d'eau diminue et l'énergie des vagues est soit réfléchiée vers le large, soit dissipée selon la topographie et la nature du fond.

Les vagues sont des ondes de gravité caractérisées par des amplitudes et périodes. Il est possible de déterminer l'énergie d'une onde monochromatique par unité de surface horizontale. Celle-ci est constituée pour moitié d'énergie cinétique et pour moitié d'énergie potentielle et vaut :

$$E_v = \frac{\rho g H^2}{8} \quad (\text{en } J/m^2) \quad (2.1)$$

où ρ est la masse volumique de l'eau de mer, g l'accélération de la pesanteur, H est la hauteur crête à creux de la vague.

On peut alors calculer la puissance moyenne de cette vague sur une période par unité de largeur frontale :

$$P_v = \frac{\rho g^2}{32 \pi} H^2 T \quad (\text{en } Wm^{-1}) \quad (2.2)$$

La représentation simplifiée d'une onde de déformation sinusoïdale ne correspond que très rarement à la réalité. On observe en général une multitude de vagues qui ont des hauteurs et des périodes variables. Pour étudier les vagues réelles, on considère qu'en un endroit donné la distribution statistique de ces vagues ne varie pas dans le temps sur une certaine durée (en général une à trois heures). Cet intervalle de temps et les paramètres caractéristiques des vagues sont appelés état de mer. On représente les vagues d'un état de mer comme étant une somme de vagues élémentaires. L'étude de ces vagues consiste à étudier le spectre du signal de l'élévation de la surface libre en un point fixé. Les mesures classiques portent en effet sur l'élévation en un point. On note $S_\eta(f)$ la densité spectrale de ce signal.

On définit m_n , le moment d'ordre n de $S_\eta(f)$ par :

$$m_n = \int_0^\infty f^n S_\eta(f) df \quad (\text{en } m^2 s^{-n}) \quad (2.3)$$

Il existe une relation entre la hauteur significative des vagues H_s et le moment d'ordre 0 du spectre m_0 (appelé variance) :

$$H_s = 4\sqrt{m_0} \quad (\text{en } m) \quad (2.4)$$

Cette hauteur correspond à la hauteur des vagues observées visuellement par un marin expérimenté.

On peut aussi définir diverses périodes particulières, dont la période énergétique T_e :

Chapitre 2 : Bibliographie

$$T_e = \frac{m_{-1}}{m_0} \quad (\text{en } s) \quad (2.5)$$

On peut alors établir la puissance par mètre de front d'onde de la houle d'un état de mer irrégulier :

$$P_v = \frac{\rho g^2}{64\pi} H_s^2 T_e \quad (\text{en } W/m) \quad (2.6)$$

Des campagnes de mesures en mer ont permis de définir des spectres standard typiques qui permettent de disposer d'un modèle spectral simple de la houle. Par exemple le spectre de Pierson-Moskowitz peut s'écrire sous la forme :

$$S_{PM}(f) = 5 \frac{H_s^2 f_p^4}{16 f^5} \exp\left(-\frac{5}{4} \left(\frac{f_p}{f}\right)^4\right) \quad (\text{en } m^2 s) \quad (2.7)$$

où f_p , appelée fréquence de pic, est la fréquence pour laquelle $S_{PM}(f)$ est maximum. Ce spectre est un cas particulier du spectre de JONSWAP avec une largeur de bande égale à 1 [Molin, 2002, p.43, 44].

À partir de l'équation (2.6), on peut calculer la puissance d'un état de mer à un endroit donné. En répétant cette opération pour un grand nombre d'états de mer (observés durant 20 ans par exemple) et en un grand nombre d'endroits sur les océans, on peut construire une cartographie des puissances moyennes des vagues comme celle présentée figure 2.1.

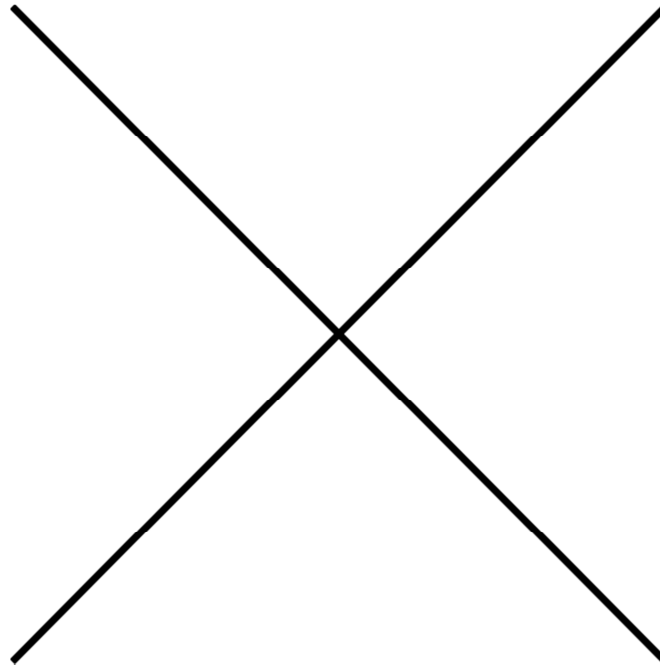


Figure 2.1 : moyenne annuelle de la ressource houlomotrice en kW/m [Cruz, 2008]. Données issues d'un modèle numérique calibré et corrigé par Fugro OCEANOR à l'aide d'un réseau de bouées de mesures et de mesures par satellites

Le seuil de 20kW/m est généralement admis comme seuil de rentabilité économique des systèmes houlomoteurs [Aubry et al., 2012]. On constate qu'une large partie des côtes se situe dans des zones avec des moyennes annuelles supérieures à ce seuil. Les côtes, bordant l'Est des océans, et comprises entre 30° et 60° de latitude nord ou sud sont les zones avec les ressources houlomotrices les plus élevées (sud du Chili, Afrique du Sud, sud-ouest de l'Australie, côtes ouest des États-Unis et du Canada, ouest de l'Europe).

Chapitre 2 : Bibliographie

2.1.3. Classification des différents systèmes houlomoteurs

Il existe une multitude de concepts de récupération de l'énergie de la houle. Cette diversité a donné lieu à des classifications entre les différents systèmes.

L'une des premières classifications proposées consiste à classer les systèmes houlomoteurs en fonction de leur direction principale par rapport à l'axe des vagues [Aubry *et al.*, 2012]. On distingue trois types de géométries :

- Les absorbeurs ponctuels (*point absorber*) sont des systèmes qui ont des dimensions faibles par rapport à la longueur d'onde des vagues. Ils sont en général axisymétriques.
- Les *terminator* sont des systèmes qui ont une dimension horizontale principale qui est perpendiculaire à l'axe des vagues.
- Les atténuateurs (*attenuator*) sont des systèmes qui ont aussi une dimension horizontale principale mais celle-ci est parallèle à l'axe de propagation des vagues.

La figure 2.2 montre un schéma de ces trois types de géométries. Cette classification est surtout adaptée aux systèmes flottants [Cruz, 2008]. Même si elle peut s'adapter aussi aux autres systèmes, elle ne donne pas suffisamment d'information pour rendre compte des différences fondamentales qui peuvent exister entre les multiples systèmes.

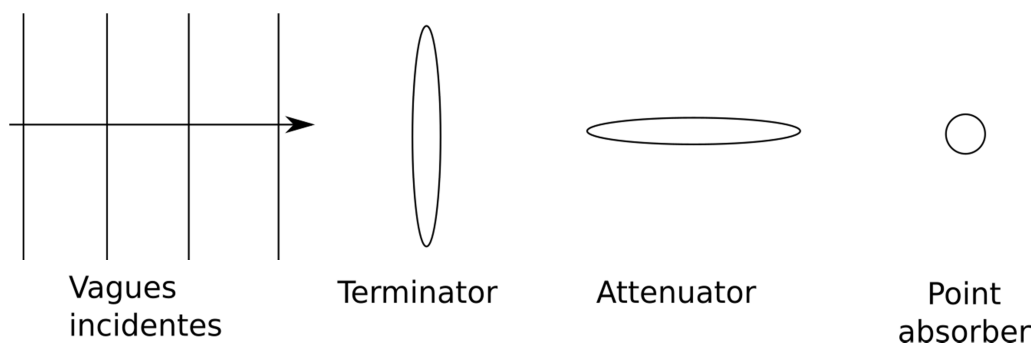


Figure 2.2 : Schéma montrant l'ordre de grandeur et l'orientation des systèmes Terminator, Attenuator et Point Absorber [Cruz, 2008]

Une seconde classification permettant de donner davantage d'information sur le système et sur les éventuels coûts de maintenance et de connexion électrique, consiste à classer les systèmes en fonction de leur implantation géographique (distance par rapport à la côte) :

- Les systèmes *onshore*, comme Mutriku ou LIMPET, sont situés sur la côte. Ils sont généralement intégrés à une construction humaine (digue) ou à une falaise. Ils possèdent l'avantage d'être faciles d'accès à la fois pour la maintenance, l'installation et le démantèlement, et pour la connexion du système au réseau électrique (pas besoin de câble immergé). Ils ont cependant le désavantage de ne recevoir qu'une fraction de la puissance houlomotrice disponible au large (celle-ci diminue au fur et à mesure que la profondeur d'eau diminue). Ils ne peuvent être produits massivement, car ils peuvent entrer en concurrence avec les multiples autres usages de la côte et sont très dépendants du site de construction (intégration à la géométrie et à la géologie du lieu, préservation du littoral)
- Les systèmes *nearshore*, comme CETO ou Oyster, sont situés près des côtes (distance d'une centaine de mètres à 1 ou 2 km) et à des profondeurs d'eau relativement faibles (moins d'un quart de la longueur d'onde de la houle) ce qui permet de déposer sur le fond les systèmes

Chapitre 2 : Bibliographie

submergés. De plus, la proximité avec le littoral facilite l'accessibilité et la maintenance du système. Cette proximité permet aussi de transmettre l'énergie produite sous forme de fluide sous pression. Enfin, ces dispositifs peuvent capter une ressource houlomotrice plus importante que sur la côte, mais légèrement plus faible qu'au large (probablement 10% plus faible [Aubry *et al.*, 2012]). Cependant, les états de mers les plus énergétiques sont moins probables qu'en eau profonde. Les contraintes de conception à utiliser pour dimensionner le système sont donc moins exigeantes. De plus, à cause de la réfraction, la houle reçue par les systèmes les plus proches de la cote est plus unidirectionnelle que pour les systèmes offshore.

- Les systèmes *offshore* sont situés loin des côtes, en grande profondeur (profondeur supérieure à un tiers de la longueur d'onde des vagues). L'énergie houlomotrice captée par ces systèmes n'est pas atténuée par le fond. Cependant, cette situation exige aussi que le système résiste aux états de mer les plus importants. En revanche, à moins d'utiliser en mer l'énergie récupérée, pour que le projet soit économiquement viable, il faut rapatrier l'énergie à terre par un câble électrique mutualisé entre plusieurs machines.

Une autre classification, proposée par Hagerman et reprise par Brooke [2003] est présentée sur la figure 2.3. Elle se base sur trois paramètres : le type de mouvement permettant de récupérer l'énergie, le type d'amortisseur et le type de point de réaction. L'amortisseur est ce qui permet de transformer l'énergie des vagues en un mouvement mécanique. Ce peut être une structure flexible ou rigide ou directement la surface libre de l'eau. Le point de réaction est nommé ainsi en référence au principe d'action-réaction. C'est ainsi la structure qui sert de référence pour extraire l'énergie récupérée par l'amortisseur

La classification généralement utilisée aujourd'hui est relativement proche de la classification précédente. Elle consiste à classer les systèmes en fonction de leur principe de conversion hydromécanique. Les trois principaux principes sont les suivants :

- rampe de déferlement ;
- colonne d'eau oscillante ;
- corps oscillants en surface ou sous la surface.

Chacun peut-être détaillé en sous-type avec des structures flottantes ou fixes (flottantes et immergées pour les corps oscillants), puis en sous sous-principe comme le montre la figure 2.4 proposée par Falcão [2010].

Le principe des systèmes à rampes de déferlement est de remplir un bassin au-dessus du niveau de la mer en canalisant les vagues pour augmenter leur hauteur et les faire déferler. Ils peuvent être flottants (comme le Wave Dragon [Kofoed *et al.*, 2006]) ou fixes, construits le long de la côte comme le Tapchan [Falnes, 1993] (construit en Norvège). Le réservoir d'eau que possèdent ces systèmes leur permet de lisser l'énergie produite. Mais, pour fonctionner, ils nécessitent que les vagues atteignent une hauteur minimale pour qu'elles puissent remplir le bassin. Ils peuvent aussi posséder des systèmes permettant de focaliser les vagues, ce qui peut compenser la relativement faible énergie des vagues que reçoivent les systèmes *onshore*.

Les systèmes à colonne d'eau oscillante sont constitués d'un réservoir partiellement submergé et ouvert vers l'océan. L'air, contenu dans le réservoir, est emprisonné au-dessus de la surface libre. Les

Chapitre 2 : Bibliographie

vagues imposent à la surface libre dans le réservoir un déplacement vertical alternatif qui provoque des cycles de pression-décompression de la poche d'air. L'énergie est récupérée en plaçant une turbine entre la poche d'air et l'extérieur. Ces systèmes peuvent être flottants (OceanEnergy) ou fixes (Limpet), installés sur le bord de la côte (Pico) ou sur une digue (Mutriku).

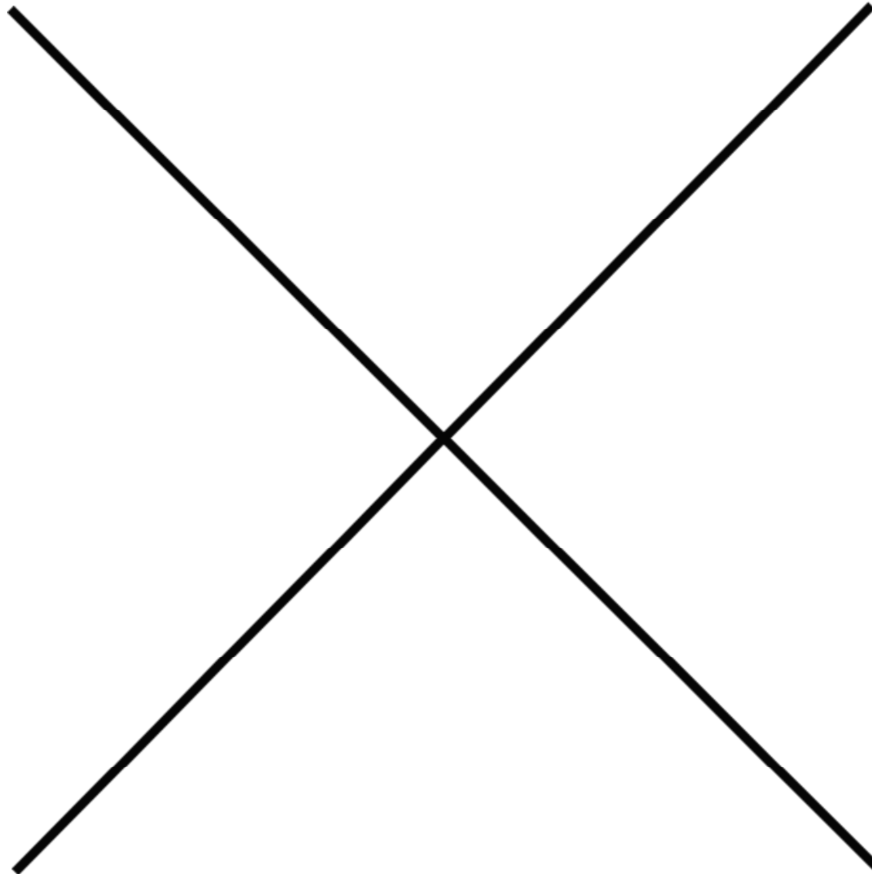


Figure 2.3 : Classification proposée par Hagerman et reprise par Brooke [2003]. A : type d'amortisseur, B : type de point de réaction

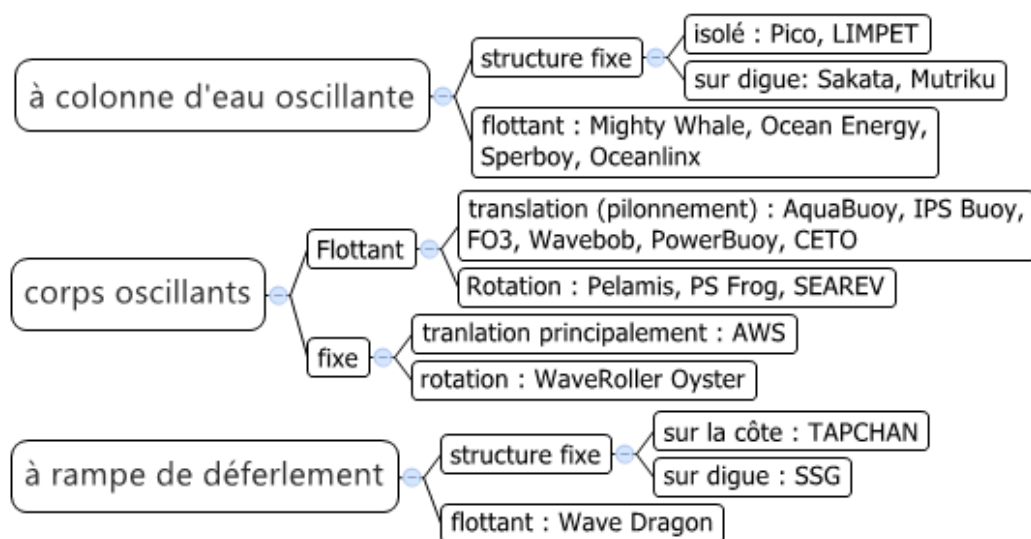


Figure 2.4 : Classification des systèmes houlomoteurs proposée par Falcão [2010]

Chapitre 2 : Bibliographie

Les dispositifs houlomoteurs exploitant des corps oscillants montrent une plus grande diversité de concepts que les deux autres types. Ces systèmes peuvent être flottants ou submergés. Les mouvements oscillants permettant de récupérer l'énergie peuvent être soit des translations (principalement le pilonnement, par exemple le système CETO) soit des rotations (en général le tangage, par exemple le système SEAREV). Ces deux types de caractéristiques, position dans la colonne d'eau, et type de mouvement conduisant à l'extraction d'énergie, permettent de classer les sous-principes des corps oscillants. On retrouve ici des éléments de la classification proposée par Hagerman et reprise par Brook [2003]. Par ailleurs, les systèmes à corps oscillants peuvent être constitués d'un seul corps se déplaçant par rapport à un point fixe sur le fond marin (par exemple le CETO), ou par rapport à un corps embarqué (par exemple le SEAREV, ou le Wello Penguin), mais aussi de plusieurs corps se déplaçant les uns par rapport aux autres (Pelamis, WaveNET).

Aubry [2011] ajoute à cette classification par principe de fonctionnement une classification par type de conversion mécano électrique (figure 2.5). C'est-à-dire comment le mouvement mécanique du système est amorti pour en extraire une partie de l'énergie. Il distingue deux grands principes et cinq types de conversion mécano électrique :

- Le principe de rotation continue : lorsque la conversion est réalisée par une génératrice tournant toujours dans le même sens. Si l'inertie des parties tournantes est suffisante, l'énergie délivrée est lissée de façon inhérente (premier type). Le second type correspond au cas contraire.
- Le principe de rotation ou translation oscillatoire de part et d'autre d'une position neutre, dans ce cas la conversion peut être réalisée par une chaîne hydropneumatique ou oléopneumatique (le troisième type), ce qui permet un stockage pneumatique de l'énergie. Le quatrième type correspond au cas où un système de conversion mécanique (engrenages, pignon crémaillères...) permet d'entraîner une génératrice. Le cinquième type correspond au cas où le système de conversion mécanique est absent de la chaîne de transmission de l'énergie.

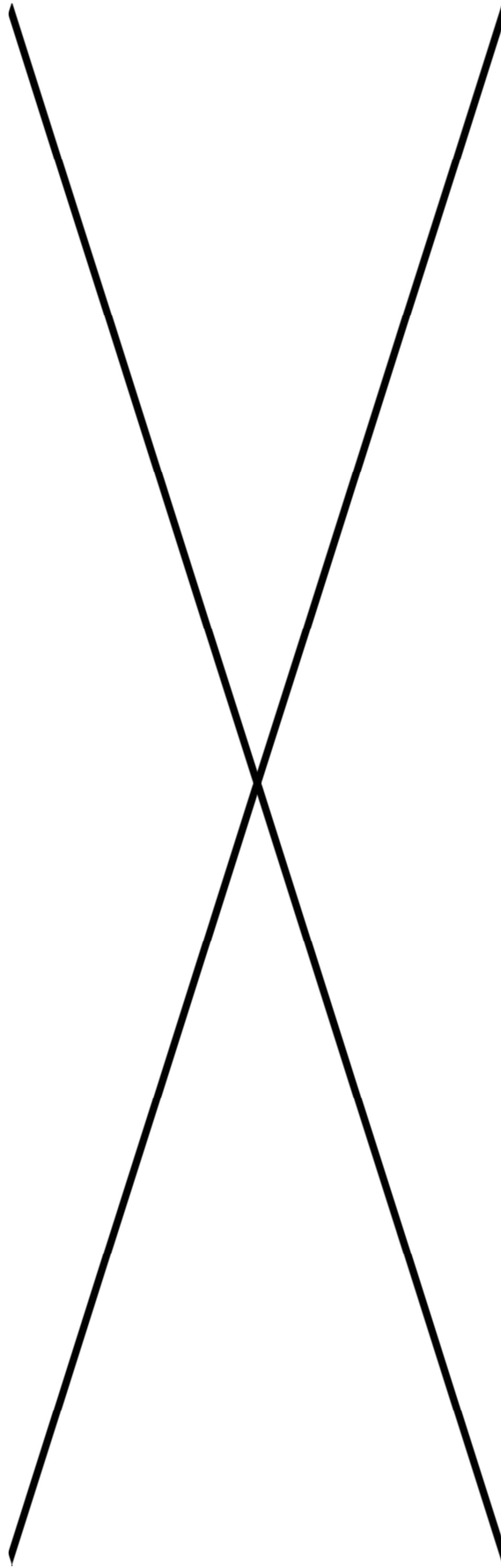


Figure 2.5 : Schéma de la classification proposée par Aubry [2011]

Chapitre 2 : Bibliographie

2.1.4. Le système houlomoteur de GEPS Techno

2.1.4.1. GEPS Techno et le contexte industriel de la thèse

La présente thèse est réalisée en partie au sein de l'entreprise GEPS Techno. GEPS Techno est une jeune entreprise qui conçoit des systèmes permettant de récupérer l'énergie des océans. Ainsi le projet directeur de l'entreprise est la conception d'une plate-forme flottante, appelée MLiner, permettant de récupérer à la fois l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie des courants de marée et l'énergie des vagues (figure 2.6). Le principal avantage de cette solution est de pouvoir lisser la production d'électricité et réduire les besoins de stockage grâce au mix énergétique réalisé. Plus récemment, l'entreprise s'intéresse aussi à la stabilisation de structures flottantes avec récupération d'énergie et réalise des études sur le sujet.



Figure 2.6 : Image de synthèse du MLiner imaginé par GEPS Techno

Pour la construction du MLiner, les panneaux solaires, les éoliennes et les hydroliennes sont achetés sur étagère et GEPS Techno se charge d'intégrer l'ensemble aussi bien structurellement qu'en termes de couplage électrique. Comme aucun système houlomoteur ne semblait pouvoir s'adapter à cette plate-forme, un système a été spécialement imaginé pour s'y intégrer. C'est ce système qui est étudié dans cette thèse. Le système stabilisateur de structure flottante proposé par GEPS Techno est inspiré de ce système houlomoteur.

En parallèle de cette thèse, l'entreprise poursuit le développement du système houlomoteur principalement expérimentalement. Les moyens expérimentaux utilisés pour cela sont : aussi bien un banc d'essai interne à l'entreprise (équipé de moyens de mesures sommaires) que des bouées en mer installées par l'entreprise, notamment en rade de Brest (figures 2.7 et 2.8). Ces études font régulièrement l'objet de collaborations industrielles et académiques.

Chapitre 2 : Bibliographie



Figure 2.7 : Bouée PB03 installée en rade de Brest. Cette bouée est munie du système houlomoteur et de panneaux solaires.



Figure 2.8 : Bouée PH4S installée en rade de Brest. Cette bouée est munie d'un système houlomoteur, d'une éolienne, d'une hydrolienne et de panneaux solaires.

2.1.4.2. Le système houlomoteur

Le système de récupération de l'énergie des vagues de GEPS Techno est constitué d'une bouée ancrée et compartimentée. Les différents compartiments sont tous positionnés sur le pourtour de la bouée sauf un. Ce dernier compartiment, appelé bassin central, est situé au centre de la bouée et permet de faire communiquer entre eux les autres bassins. Les bassins sur le pourtour sont appelés ballasts. Tous ces bassins sont partiellement remplis d'eau. Le schéma a) de la figure 2.9 présente un schéma descriptif de ce système. Lorsque la bouée est mise en mouvement par les vagues, des différences de niveaux d'eau apparaissent entre les bassins. Comme les différents compartiments communiquent, un écoulement se forme entre les bassins. Les différentes ouvertures entre les bassins sont munies de clapets anti-retour afin d'orienter le sens de l'écoulement ainsi créé. Dans le bassin central, un écoulement de type tourbillon de vidange apparaît (schéma b) de la figure 2.9). Pour convertir l'énergie en électricité, une turbine est placée dans ce tourbillon (schéma c) de la figure 2.9).

Ce sont les mouvements de roulis/tangage et cavalement/embarquée qui créent l'écoulement entre les différents compartiments. Les mouvements de pilonnement, eux, ne créent pas de différences de niveau d'eau entre les différents compartiments et l'écoulement n'est donc pas mis en route et ce mode n'est pas exploité.

Chapitre 2 : Bibliographie

Ainsi, ce système est fondé sur la mise en mouvement d'une masse par les vagues, comme les systèmes Searev ou Penguin. Cependant, contrairement à ces deux systèmes, la masse considérée est constituée de fluide.

Étant données les dimensions de ce système, il est du type Point Absorber, qui peut être indifféremment nearshore ou offshore selon son lieu ancrage. Dans la classification de Hagerman [Brooke, 2003], le mouvement principal de récupération de l'énergie est le tangage même si les mouvements de cavement ne doivent pas être négligés, l'amortisseur est rigide (la bouée) et le point de réaction est une structure inertielle (la bouée aussi). En ce qui concerne la classification proposée par Falcão [2010] c'est un corps oscillant flottant récupérant l'énergie principalement en rotation. Cependant, aucune de ces classifications ne prend en compte les spécificités du système dues à la présence de l'écoulement avec surface libre à l'intérieur du système.

GEPS Techno oriente avant tout la conception de ce système vers la fourniture en électricité de sites isolés (à terre ou en mer) pour lesquels le prix de l'énergie est relativement élevé. Ces sites nécessitent, cependant, un système d'approvisionnement en électricité très fiable afin de garantir une période d'activité la plus étendue possible à un faible coût de fonctionnement. Ainsi, le système de GEPS Techno atteint un taux de disponibilité supérieur à 98%. Le prix de l'électricité fourni par le système houlomoteur de GEPS Techno, dans la gamme de prix de l'électricité payés par les sites isolés, est aujourd'hui compris entre 0.25 €/kWh et 0.40€/kWh. Ce prix relativement élevé est dû à un rendement relativement faible (8%). Ce dernier a toutefois une marge de progression importante. Par la compréhension du système qu'elle apporte, cette thèse est une étape vers l'amélioration de ce rendement.

La modélisation expérimentale et numérique de ce système pose de nombreux problèmes dans des domaines très variés. Ainsi, en suivant la chaîne de transformation de l'énergie, il faut modéliser le comportement du flotteur dans les vagues, les mouvements de l'eau à l'intérieur des bassins et l'interaction avec la turbine. L'ensemble de ces problèmes sont principalement d'ordre mécanique, mais se posent aussi des problèmes de modélisation de la génératrice électrique et surtout de contrôle-commande de cette génératrice (et donc de la turbine) et de stockage ou transmission de l'énergie électrique récupérée. Enfin, le couplage de l'ensemble (mouvement du flotteur, mouvement de l'eau à l'intérieur et contrôle commande de la génératrice) est aussi un problème important.

Cette thèse se focalise sur les problèmes d'ordre mécanique posés par ce système (les principales questions sont résumées dans le tableau 2.2) et en particulier sur les difficultés posées par l'écoulement à l'intérieur du système houlomoteur. Les questions liées aux mouvements du flotteur dans les vagues sont étudiées par l'entreprise notamment au travers d'essais en bassin et d'une seconde thèse qui vient de commencer.

Chapitre 2 : Bibliographie

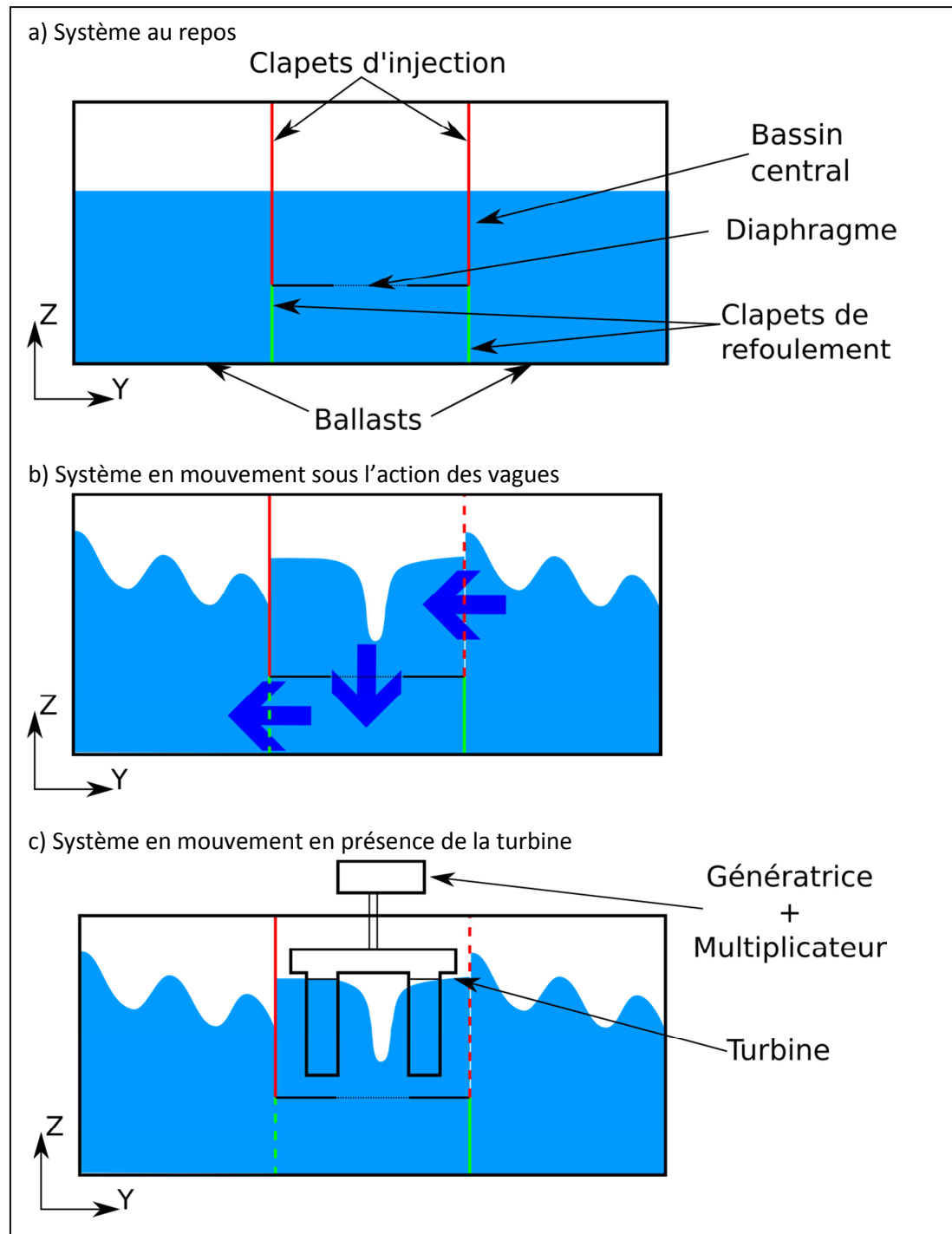


Figure 2.9 : Schémas explicatifs du principe du système de GEPS Techno. Le schéma a) représente le système au repos. Le schéma b) représente l'écoulement lorsque le système est mis en mouvement. Les flèches symbolisent le sens de l'écoulement. Le schéma c) représente le système en présence de la turbine permettant d'extraire l'énergie. Les parois internes rouges et vertes représentent les systèmes anti-retour permettant la communication des différents bassins. Les traits rouges représentent les clapets permettant à l'eau de rentrer dans le bassin central. Ils sont appelés clapets d'injection. Les traits verts symbolisent ceux permettant à l'eau de sortir du bassin central. Ils sont appelés clapets de refoulement. Les clapets représentés en pointillés sont ceux qui sont ouverts lorsque la surface libre prend la position représentée ici.

Chapitre 2 : Bibliographie

Tableau 2.2 : Récapitulatif des problèmes soulevés et des méthodes utilisées pour les résoudre.

Problème soulevé	Méthodes de résolution	Problématiques de GEPS	Traité ici
mouvement du flotteur sous l'action des vagues	- singularités linéaires ou non	- comportement du flotteur	- non abordé ici. Sujet d'une 2 ^{de} thèse
mouvement de l'eau à l'intérieur du système	- singularités - RANS	- dimensionnement - optimisation	- expérimentalement (2 ^{de} campagne) - numériquement : RANS
tourbillon de vidange dans le bassin central	- RANS	- dimensionnement - optimisation	- expérimentalement (1 ^{re} campagne) - numériquement : RANS
turbine dans l'écoulement	- singularités - RANS	- optimisation - détermination production	- expérimentalement (les deux campagnes) - numériquement : non entièrement résolu
couplage de l'ensemble		- comportement du flotteur ; - production d'énergie	- non abordé ici. Sujet d'une 2 ^{de} thèse

Afin d'avoir une progression dans la difficulté de modélisation la thèse a été découpée en trois grands sujets : le tourbillon de vidange, l'écoulement dans le système houlomoteur et la turbine.

Dans un premier temps, nous nous intéressons au tourbillon de vidange dans un récipient fixe. Ainsi, une première campagne expérimentale, focalisée sur un tourbillon de vidange dans un récipient fixe, a eu lieu en septembre-octobre 2014. Un modèle numérique de l'écoulement correspondant est réalisé. Leur description correspond au chapitre 3 (tableau 2.3).

Par la suite, nous nous intéressons à l'écoulement global dans le système houlomoteur lorsque celui-ci est soumis à un mouvement imposé. Une seconde campagne expérimentale, qui a eu lieu durant l'été 2015, est présentée au chapitre 4 (tableau 2.3), ainsi que le modèle numérique correspondant.

Par opposition entre les caractères fixe et en mouvement des récipients dans lesquels sont observés les écoulements étudiés lors des deux campagnes présentées, on utilise parfois le qualificatif « statique », respectivement « dynamique », pour faire référence à la première campagne expérimentale, respectivement à la seconde campagne expérimentale.

Lors des deux campagnes évoquées précédemment, pour certaines configurations, une turbine est placée dans l'écoulement pour en prélever l'énergie. La présence de cette turbine dans l'écoulement, est étudiée indépendamment de l'étude des écoulements sans turbine. Le chapitre 5 présente donc une étude préliminaire sur son influence sur le reste des écoulements ainsi qu'un premier modèle numérique de la turbine en statique.

Tableau 2.3 : Tableau récapitulatif des mesures réalisées lors des campagnes expérimentales réalisées (C1 et C2) et des chapitres où elles sont exposées dans le présent document.

Campagne	Date	Expérience	Chapitre
C1	sept. à nov. 2014	vitesse, hauteur d'eau, tension de la génératrice	chapitre 3
C2	juin et juillet 2015	hauteur d'eau, efforts, tension de la génératrice	chapitre 4

2.2. Les tourbillons de vidange

Dans cette partie, on se concentre sur le tourbillon de vidange observé dans le bassin central du système houlomoteur. Le phénomène physique étudié ici prend place dans un récipient contenant de l'eau. Le récipient est percé au centre de sa paroi basse. Ce trou permet à l'eau de s'écouler et

Chapitre 2 : Bibliographie

s'appelle diaphragme. Le tourbillon de vidange est observé au-dessus du diaphragme. La figure 2.10 présente un schéma du phénomène considéré ainsi que le repère utilisé sauf si un autre est précisé.

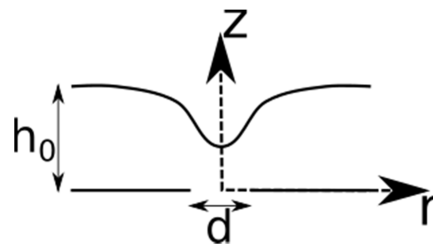


Figure 2.10 : Schéma de principe du phénomène de tourbillon de vidange, ainsi que le repère utilisé. r est la coordonnée radiale, z est la coordonnée axiale, θ est la composante tangentielle (non représentée sur la figure), d est le diamètre du diaphragme et h_0 est la hauteur d'eau loin du vortex.

2.2.1. Les différents régimes d'écoulement

Différents régimes d'écoulement du tourbillon de vidange sont observés. Plusieurs classifications de ces régimes sont proposées [Daggett and Keulegan, 1974; Odgaard, 1986; Stepanyants and Yeoh, 2008; Cristofano et al., 2014a] (tableau 2.4).

Cristofano et al. [2014a] retiennent quatre stades de développement du vortex. Le premier stade est observé lorsque la circulation du fluide autour de l'orifice n'est pas nulle mais qu'il y a une très faible déformation de l'interface entre le fluide et le gaz (figure 2.11a). Celle-ci ne peut alors qu'être observée à travers la réfraction de la lumière induite par cette déformation. Le deuxième stade de développement (figure 2.11b) est observé lorsque la déformation est appréciable à l'œil nu (à partir d'un millimètre environ). Dans ce stade, le vortex possède un cœur gazeux. Ce dernier peut grandir verticalement jusqu'à ce que des bulles d'air soient entraînées depuis la pointe du vortex vers l'orifice. Ce phénomène correspond au troisième stade de développement (figure 2.11c). Cet état est un état de transition entre le second stade et le quatrième. Il est donc instable et évolue rapidement vers le second stade ou vers le quatrième stade. Le quatrième stade de développement (figure 2.11d) correspond au cas où la pointe du vortex dépasse le diaphragme. On observe donc un entraînement d'air continu.

À ces différents régimes, Hecker [1981] ajoute deux niveaux supplémentaires. Il divise le stade 2 proposé par Cristofano et al. [2014a] en trois. Le premier de ces stades correspond à un vortex déformant l'interface sans pour autant avoir un cœur d'air. Le deuxième correspond au cas où le vortex a un cœur d'air. Enfin, le troisième correspond à un vortex capable d'entraîner vers le fond de petites particules d'air.

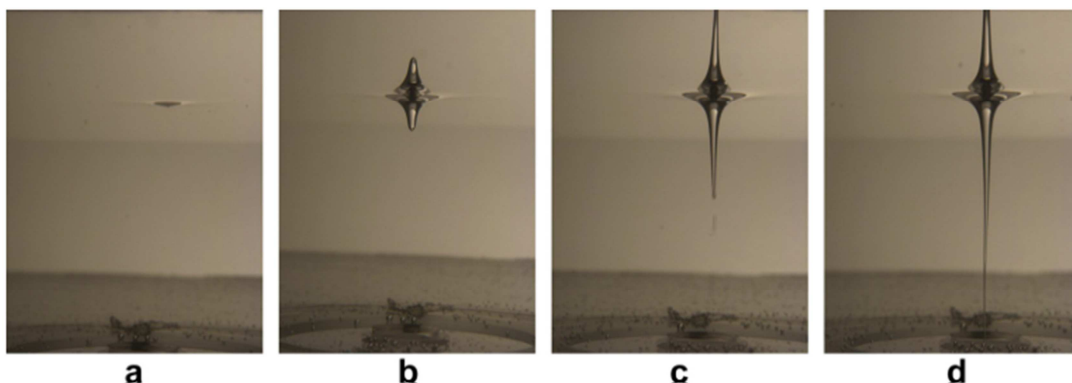


Figure 2.11 : Les quatre stades de développements proposés par Cristofano et al. Les images a, b, c et d correspondent respectivement au premier, deuxième, troisième et quatrième stade de développement [Cristofano et al., 2014a].

Chapitre 2 : Bibliographie

Stepanyants et Yeoh [2008] proposent une classification simple, constituée de 3 niveaux (figure 2.12). Le premier niveau est le régime sous-critique, il correspond au cas où il n'y a pas d'entraînement d'air à travers le diaphragme. Le second niveau est appelé le régime critique, il est observé lorsque la pointe du vortex atteint exactement le diaphragme. La hauteur d'eau correspondant à ce régime est appelée hauteur critique. Le régime critique est un régime de transition entre le régime sub-critique et le troisième régime. Il est particulièrement instable [Cristofano et al., 2014a]. Le troisième et dernier régime, lorsqu'il y a un entraînement d'air à travers le diaphragme, est le régime supercritique.

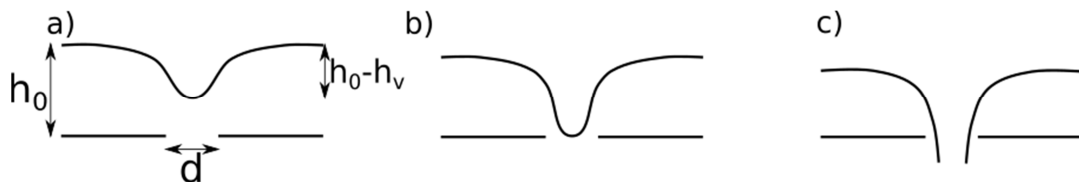


Figure 2.12: Classification des tourbillons de vidange. a) vortex sous-critique. b) vortex critique. c) vortex supercritique avec d : diamètre du diaphragme, h_0 : hauteur d'eau, h_0-h_v : profondeur du tourbillon

Le tableau 2.4 propose une comparaison entre les différentes classifications proposées ici. Toutefois, l'équivalence entre le régime critique de Stepanyants et Yeoh et les stades avec entraînement de bulles d'air de Hecker [1981] et Cristofano et al. [2014a] suggérée par le tableau 2.4, n'est pas exacte. En effet, la classification proposée par Stepanyants et Yeoh [2008] est davantage orientée vers la modélisation du phénomène observé que vers l'utilisation de critères précis et physiquement observable permettant la différenciation entre les différents type de tourbillon. Son régime critique est donc un vortex idéal extrêmement difficile à observer dans la réalité.

Tableau 2.4 : Tableau comparatif de classifications des types de vortex

Hecker [1981]	Cristofano et al. [2014a]	Stepanyants et Yeoh [2008]
6 régimes	4 régimes	3 régimes
Circulation sans modifications de la surface libre	Circulation ; Observation de la réfraction pour déterminer la déformation de l'interface	Régime sous critique ; pas d'entraînement d'air
Légère incurvation de la surface libre	déformation visible de l'interface	
Présence d'un cœur gazeux		
Petites particules attirées vers le centre et aspirées		
Entraînement de bulles d'air	Entraînement de bulles d'air	Régime critique ; pointe du vortex touche le diaphragme
Noyau pleinement développé, entraînement d'air continu	Noyau pleinement développé, entraînement d'air continu	Régime supercritique ; entraînement d'air

Ezure et al. [2011] se focalisent sur l'étude de l'entraînement d'air et ne retiennent donc que les deux derniers types des classifications de Hecker [1981] et Cristofano et al. [2014a]. De la même manière, dans le cas de l'extraction de l'énergie d'un tourbillon dans un récipient fixe, le vortex considéré est toujours supercritique. Dans la suite, nous étudierons principalement des tourbillons avec entraînement d'air. La classification proposée par Stepanyants et Yeoh est utilisée pour des raisons de simplicité.

Chapitre 2 : Bibliographie

2.2.2. Modèles analytiques des tourbillons de vidange

Plusieurs modèles analytiques du profil de vitesse dans le tourbillon sont proposés dans la littérature. Ces modèles font l'hypothèse d'un écoulement stationnaire, axisymétrique dans un domaine infini. Avec ces hypothèses, dans le cas d'un fluide homogène incompressible, l'équation de continuité (2.8) et les trois équations de Navier Stokes, (2.9) à (2.11), prennent la forme suivante en coordonnées cylindriques :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (2.8)$$

$$u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \quad (2.9)$$

$$u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{u_r u_\theta}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \quad (2.10)$$

$$u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - g + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.11)$$

où r , θ et z sont les trois coordonnées de l'espace, u_r , u_θ et u_z sont les trois composantes de la vitesse, g est l'accélération de la pesanteur, ρ est la masse volumique et ν est la viscosité cinématique du fluide.

Suivant les auteurs, différentes hypothèses additionnelles sont faites sur les formes des profils de vitesse. Ces hypothèses seront présentées dans les paragraphes dédiés à chaque modèle.

2.2.2.1. Le modèle de Rankine

Le modèle le plus simple et le plus connu est le modèle de Rankine [1872]. Celui-ci est fondé sur l'hypothèse que l'écoulement est divisé en deux régions : un tourbillon forcé dans la partie centrale et un tourbillon libre dans la partie extérieure. Le tourbillon forcé est une zone de rotation solide avec une vitesse proportionnelle au rayon. Dans la zone extérieure, l'écoulement est irrotationnel et la vitesse décroît proportionnellement à l'inverse du rayon. Les vitesses tangentielles u_θ prennent donc la forme suivante dans chacune des deux zones :

Pour $r < r_c$:

$$u_\theta = \omega r = \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{r}{r_c^2} \quad (2.12)$$

Pour $r > r_c$:

$$u_\theta = \omega \frac{r_c^2}{r} = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (2.13)$$

où r_c est le rayon correspondant à la vitesse maximale, pour ce modèle, c'est aussi le rayon correspondant à la séparation entre les deux zones considérées. Γ est la circulation du tourbillon considéré. ω est la vitesse de rotation solide de la zone interne. La circulation Γ et la vitesse de rotation solide ω sont reliées par la relation suivante :

$$\omega = \frac{\Gamma}{2\pi r_c^2} \quad (2.14)$$

La vitesse tangentielle peut s'exprimer soit en fonction de Γ , soit en fonction de ω .

Ce modèle a le désavantage d'utiliser des expressions de la vitesse différentes pour les deux zones considérées. Ceci a notamment pour conséquence que la dérivée de la vitesse tangentielle n'est pas

Chapitre 2 : Bibliographie

continue en r_c , alors que la vitesse tangentielle l'est. Par ailleurs, ce modèle ne donne pas d'expression des composantes de vitesse radiale et verticale.

Il est possible de déterminer la forme de la surface libre dans chacune des deux régions. Dans la région du tourbillon libre ($r > r_c$), on utilise l'équation de Bernoulli qui est valable en tout point (écoulement d'un fluide parfait irrotationnel) :

$$p_0 + \rho g h + \frac{1}{2} \rho u_\theta^2 = p_0 + \rho g h_0 \quad (2.15)$$

Comme Guyon et al. [2001], on détermine l'expression de la position de la surface libre, en utilisant l'expression de la vitesse (2.13) :

Pour $r > r_c$:

$$h = h_0 - \frac{\Gamma^2}{8\pi^2 g r^2} \quad (2.16)$$

Dans la zone du tourbillon forcé ($r < r_c$), on considère que le fluide est au repos dans le repère tournant à la vitesse ω . En écrivant l'équilibre des forces, on établit une expression de la pression dans cette zone [Guyon et al., 2001] :

$$p(r, z) = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2 - \rho g (h - h_1) \quad (2.17)$$

Où h_1 est une constante d'intégration. Elle est déterminée en imposant la continuité de la hauteur d'eau à la limite entre les deux régions. La hauteur d'eau dans la région du tourbillon forcé a alors l'expression suivante :

Pour $r < r_c$:

$$h = h_0 + \frac{\Gamma^2}{4\pi^2 g r_c^2} \left(\frac{r^2}{2r_c^2} - 1 \right) \quad (2.18)$$

Les comparaisons menées entre ce modèle et des données expérimentales semblent ne pas converger vers les mêmes résultats. En effet, Hite et Mih [1995] montrent que les vitesses estimées avec ce modèle sont plus importantes que celles provenant des expériences. Au contraire Li et al [2008] estiment que leurs profils de vitesses expérimentaux sont proches de ceux estimés par le modèle de Rankine. Enfin, Cristofano et al. [2016] concluent que le modèle de Rankine ne donne de bons résultats que pour les profils les plus proches de la surface libre.

2.2.2.2. Le modèle de Burgers

Odgaard [1986] reprend les travaux de Burgers [1948] et Rott [1958]. En plus des hypothèses présentées au début du paragraphe 2.2.2, il suppose :

- Que la vitesse radiale u_r au-dessus du diaphragme prend la forme suivante : $u_r = -ar$ pour $r < r_0$ et $z < h_0$. Où a est une constante de proportionnalité négative évaluée expérimentalement, r_0 est le rayon du diaphragme et h_0 est la hauteur d'eau loin du vortex. On peut, alternativement faire une hypothèse sur la vitesse axiale u_z au-dessus du diaphragme qui a alors la forme suivante : $u_z = 2a(z - h_0)$ pour $r < r_0$ et $z < h_0$. Le coefficient de proportionnalité a peut être évalué à partir du débit : $Q = 2\pi \int_0^{r_0} u_z r dr = -2\pi a h_0 r_0^2$, on en déduit que $a = \frac{-Q}{2\pi h_0 r_0^2}$ [Stepanyants and Yeoh, 2008].

Chapitre 2 : Bibliographie

- Que la vitesse tangentielle u_θ prend la forme suivante : $u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r} f(r)$ où f est une fonction de r qui est déterminée ci-dessous.

En remplaçant dans l'équation de continuité (2.8) l'expression de u_r par celle proposée dans les hypothèses, l'expression de la vitesse axiale, qui aurait pu être choisie alternativement comme hypothèse, est retrouvée. De même, dans l'équation de Navier Stokes sur la vitesse tangentielle (2.10), en remplaçant u_θ par l'expression proposée, on trouve l'expression de la fonction f . Ainsi, la vitesse tangentielle vaut :

$$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r} \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{a}{\nu} r^2\right) \right] \quad (2.19)$$

où ν est la viscosité cinématique.

Il est alors possible de déterminer la vitesse maximale $u_{\theta\max}$:

$$u_{\theta\max} = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} (1 - e^{\vartheta}) \quad (2.20)$$

où $\vartheta \approx 1.256$ est la racine de l'équation $2\vartheta = e^{\vartheta} - 1$.

On peut alors déterminer la position de cette vitesse maximale r_c qui correspond à la limite de la zone interne du tourbillon de Rankine [Stepanyants and Yeoh, 2008] :

$$r_c = \sqrt{\frac{2\nu\vartheta}{a}} \quad (2.21)$$

2.2.2.3. Le modèle de Hite

Hite et Mih [1995] reprennent une expression proposée par Rosenhead [1930] pour le cas d'un vortex dans le sillage derrière un cylindre. Ils la modifient pour correspondre à leurs données expérimentales. L'expression de la vitesse tangentielle suivante est alors obtenue :

$$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{2r}{r_c^2 + 2r^2} = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} \frac{\bar{r}}{1 + \bar{r}^2} \quad (2.22)$$

où $\bar{r} = \frac{r}{r_c}$

La vitesse radiale u_r est alors évaluée à partir de cette expression et de l'équation de Navier-Stokes sur la vitesse tangentielle (2.10) :

$$u_r = -\nu \frac{8r}{r_c^2 + 2r^2} = -\frac{\nu}{r_c} \frac{8\bar{r}}{1 + \bar{r}^2} \quad (2.23)$$

En remplaçant cette expression dans l'équation de continuité (2.8), on détermine la vitesse axiale u_z :

$$u_z = \frac{16\nu r_c^2}{(r_c^2 + 2r^2)^2} z = \frac{\nu}{r_c} \frac{16}{(1 + \bar{r}^2)^2} z \quad (2.24)$$

Par ailleurs, on peut retrouver la forme de la surface libre avec l'équation de Navier-Stokes sur la vitesse axiale (2.11) en faisant l'hypothèse hydrostatique (vitesses axiales faibles) et avec une étude

Chapitre 2 : Bibliographie

des ordres de grandeur. Après intégration, on peut obtenir une expression de la hauteur d'eau en fonction du rayon :

$$h(r) = h_0 - \frac{1}{g} \left(\frac{\Gamma}{2\pi r_c} \right)^2 \frac{1}{1 + 2\bar{r}^2} \quad (2.25)$$

Une amélioration de ce modèle est proposée par Chen *et al.* [2007] pour tenir compte de la variation des trois composantes de vitesse sur la verticale. L'expression de la vitesse tangentielle est alors supposée être la suivante :

$$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} \frac{2\bar{r}}{1 + 2\bar{r}^2} (1 + bz') \quad (2.26)$$

où b est un coefficient à déterminer et z' est la profondeur de l'endroit où est mesurée la vitesse ($z' = h_0 - z$). Chen *et al.* [2007] proposent la valeur suivante pour le coefficient b :

$$b = \frac{\frac{2}{h_1} - 1}{h_1} \quad (2.27)$$

où h_1 est la hauteur du vortex (distance entre sa pointe et l'interface, voir figure 2.12).

Puis de la même manière que Mih [1995], les vitesses radiales et axiales sont obtenues en remplaçant la vitesse tangentielle par sa nouvelle valeur dans les équations de Navier-Stokes (2.8) à (2.11) :

$$u_r = -\nu \frac{8r}{r_c^2 + 2r^2} [1 + \ln(1 + bz')] \quad (2.28)$$

et

$$u_z = \nu \frac{16r_c^2}{(r_c^2 + 2r^2)^2} \left[\frac{(1 + bz')}{b} \ln(1 + bz') \right] \quad (2.29)$$

Vatistas et al. [1991] ont proposé l'expression empirique suivante pour la vitesse tangentielle :

$$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} \frac{\bar{r}}{(1 + \bar{r}^{2n})^{1/n}} \quad (2.30)$$

où n est un paramètre du modèle, il peut être déterminé en comparant le profil de vitesse à des données expérimentales.

Cette expression est proche de celle proposée par Hite et Mih (ce dernier est un des auteurs de la référence [Vatistas et al., 1991]). Lorsque n tend vers l'infini, cette expression se rapproche du modèle de Rankine. Les comparaisons opérées par Vatistas et al. [1991] montrent que, lorsque n vaut 2 leur modèle se rapproche du modèle de Burgers et des données expérimentales dont ils disposent.

Le tableau 2.5 récapitule les différents modèles analytiques proposés.

Chapitre 2 : Bibliographie

Tableau 2.5 : Tableau récapitulatif des différents modèles analytiques proposés

Auteur	U_r	U_θ	U_z
Rankine [1872]		$u_\theta = \omega r = \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{r}{r_c^2} \text{ pour } r < r_c$ $u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r} = \omega \frac{r_c^2}{r} \text{ pour } r > r_c$	
Burgers [1948] Odgaard [1986]	$u_r = -ar$	$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r} \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{a}{v} r^2\right) \right]$	$u_z = 2az$
Vatistas [1991]	$u_r = -\frac{v}{r_c} \frac{2(1+n)\bar{r}^{2n-1}}{1 + \bar{r}^{2n}}$	$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} \frac{\bar{r}}{(1 + \bar{r}^{2n})^{1/n}}$	$u_z = \frac{zv}{r_c^2} \frac{4(1+n)\bar{r}^{2(n-1)}}{(1 + \bar{r}^{2n})^2}$
Hite et Mih [1995]	$u_r = -\frac{v}{r_c} \frac{8\bar{r}}{1 + 2\bar{r}^2}$	$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} \frac{2\bar{r}}{1 + 2\bar{r}^2}$	$u_z = \frac{vz}{r_c^2} \frac{16}{(1 + 2\bar{r}^2)^2}$
Chen et al.[2007]	$u_r = -v \frac{8r}{r_c^2 + 2r^2} [1 + \ln(1 + bz')]$	$u_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r_c} \frac{2\bar{r}}{1 + 2\bar{r}^2} (1 + bz')$	$u_z = v \frac{16r_c^2}{(r_c^2 + 2r^2)^2} \left[\frac{(1 + bz')}{b} \ln(1 + bz') \right]$

Chapitre 2 : Bibliographie

2.2.2.4. Modèle semi-analytique de Stepanyants et Yeoh [2008]

Lundgren [1985] a proposé un modèle pour les tourbillons de vidange stationnaires dans un récipient tournant. Celui-ci a été amélioré par Andersen et al [2003, 2006] et appliqué par Stepanyants et Yeoh [2008] au cas du tourbillon de vidange dans un récipient fixe. Le principe de cette méthode consiste tout d'abord à exprimer les équations de Navier-Stokes (2.8) à (2.11) sous une forme adimensionnelle avec :

$$\xi = \frac{r}{h_0}; \zeta = \frac{z}{h_0}; \{w_r, w_\theta, w_z\} = \frac{\{u_r, u_\theta, u_z\}}{U_*}; P = \frac{p}{(\rho U_*^2)}; Re = \frac{h_0 U_*}{\nu} \quad (2.31)$$

où $U_* = (gh_0)^{1/2}$

En supposant de plus que w_r et w_θ sont indépendants de la coordonnée verticale ζ , on obtient alors les équations suivantes :

$$\frac{1}{\xi} \frac{d(\xi w_r)}{d\xi} + \frac{\partial w_z}{\partial \zeta} = 0 \quad (2.32)$$

$$w_r \frac{dw_r}{d\xi} - \frac{w_\theta^2}{\xi} = -\frac{\partial P}{\partial \xi} + \frac{1}{Re} \frac{d}{d\xi} \left[\frac{1}{\xi} \frac{d(\xi w_r)}{d\xi} \right] \quad (2.33)$$

$$w_r = \frac{1}{Re} \frac{d}{d\xi} \ln \left[\frac{1}{\xi} \frac{d(\xi w_\theta)}{d\xi} \right] \quad (2.34)$$

$$w_r \frac{\partial w_z}{\partial \xi} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial \zeta} = -\frac{\partial P}{\partial \zeta} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial \xi^2} + \frac{1}{\xi} \frac{\partial w_z}{\partial \xi} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial \zeta^2} \right) - 1 \quad (2.35)$$

L'équation de continuité (2.32) est intégrée sur la verticale. L'équation obtenue peut être de nouveau intégrée en utilisant la condition cinématique sur la surface libre : $w_z(\xi, \eta) = (d\eta/d\xi) w_r$ avec η la hauteur d'eau adimensionnée, et le profil de vitesse axiale sur le fond que l'on suppose connu. Stepanyants et Yeoh utilisent le profil simplifié de vitesse ci-dessous. Si l'on veut complexifier le modèle d'autres profils peuvent être retenus :

$$w_z(\xi, 0) = \begin{cases} U/U_* & 0 \leq \xi \leq r_0/h_0 \\ 0 & \xi > r_0/h_0 \end{cases} \quad (2.36)$$

où U est directement relié au débit de sortie par $U = Q/(\pi r_0^2)$. Cette seconde intégration permet de déterminer l'expression de la vitesse radiale suivante :

$$w_r = -b \begin{cases} \xi & 0 \leq \xi \leq r_0/h_0 \\ \frac{(r_0/h_0)^2}{\xi} & \xi > r_0/h_0 \end{cases} \quad (2.37)$$

où $b = -Q/(2\pi r_0^2 U_*) > 0$. Les équations (2.33) et (2.35) sont ensuite réécrites en utilisant l'équation de continuité (2.32), puis intégrées pour obtenir le champ de pression suivant :

$$P = P_0 + \eta(\xi) - \zeta + F(\zeta) + P_s(\xi) \quad (2.38)$$

où $F(\zeta)$ est une fonction uniquement de ζ , P_0 est la pression atmosphérique normalisée, $\eta(\xi) = \frac{h(\xi)}{h_0}$ est la hauteur d'eau normalisée et P_s est la pression normalisée due à la tension de surface. Cette dernière peut être évaluée de la façon suivante [Andersen et al., 2003, 2006] :

$$P_s \equiv \frac{p_s}{\rho g h_0} = -\frac{\sigma}{\rho g h_0^2} \frac{1}{\xi} \frac{d}{d\xi} \left[\frac{\xi (d\eta/d\xi)}{\sqrt{1 + (d\eta/d\xi)^2}} \right] \quad (2.39)$$

Chapitre 2 : Bibliographie

À une distance infinie de l'axe du vortex, la hauteur d'eau est constante et vaut h_0 . Dans ce cas la pression adimensionnelle est égale à la pression hydrostatique et vaut $P = P_0 + 1 - \zeta$. On en déduit donc que $F(\zeta)=0$. Pour un écoulement à grand nombre de Reynolds ($Re \gg 1$), l'équation (2.34) conduit à $w_r \approx Re^{-1}$. Après simplifications liées à cette hypothèse, et élimination de w_r avec (2.34), Stepanyants et Yeoh obtiennent les équations suivantes :

$$\eta(\xi) \frac{d}{d\xi} \ln \left[\frac{1}{\xi} \frac{d(\xi w_\theta)}{d\xi} \right] = -\Pi_Q \xi \begin{cases} 1 & 0 \leq \xi \leq r_0/h_0 \\ (r_0/h_0)^2 / \xi^2 & \xi > r_0/h_0 \end{cases} \quad (2.40)$$

$$\frac{d}{d\xi} \left[\eta(\xi) - \frac{We^{-1}}{\xi} \frac{d}{d\xi} \left(\frac{\xi(d\eta/d\xi)}{\sqrt{1 + (d\eta/d\xi)^2}} \right) \right] = \frac{w_\theta^2}{\xi} \quad (2.41)$$

où We est le nombre de Weber ($We = \rho g h_0^2 / \sigma$) et $\Pi_Q = |Q| h_0 / (2\pi r_0^2 \nu)$ est le débit normalisé. Ces équations sont complétées par les conditions aux limites suivantes qui supposent que toutes les perturbations liées à la présence du vortex disparaissent loin de l'axe vertical ($\xi \rightarrow \infty$) :

$$\eta(\infty) = 1; \left. \frac{d\eta}{d\xi} \right|_{\xi=\infty} = 0; \left. \frac{d^2\eta}{d\xi^2} \right|_{\xi=\infty} = 0; w_\theta(\infty) = 0; \left. \frac{dw_\theta}{d\xi} \right|_{\xi=0} = w_\theta' \quad (2.42)$$

Un autre jeu de conditions aux limites peut être établi sur l'axe de symétrie [Stepanyants and Yeoh, 2008].

Stepanyants et Yeoh résolvent numériquement ces équations en prenant en compte ou non les effets de la tension de surface. Pour cela, ils utilisent une méthode de Runge-Kutta d'ordre quatre [Stepanyants and Yeoh, 2008]. L'intérêt de ce modèle semi-analytique par rapport aux modèles analytiques présentés précédemment, est qu'il reste valide dans le cas de tourbillons critiques ou supercritiques.

2.2.2.5. Prise en compte de la turbulence

Les effets de la turbulence sont parfois pris en compte en ajoutant un terme de viscosité turbulente à la viscosité moléculaire [Einstein and Li, 1955; Odgaard, 1986; Hite Jr. and Mih, 1995; Stepanyants and Yeoh, 2008]. La viscosité effective ν_{eff} vaut alors :

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_t \quad (2.43)$$

Où ν_t est la viscosité turbulente. Plusieurs auteurs proposent une expression de la viscosité turbulente proportionnelle à la circulation qui a les mêmes unités que la viscosité [Einstein and Li, 1955; Odgaard, 1986; Hite Jr. and Mih, 1995; Stepanyants and Yeoh, 2008] :

$$\nu_t = k\Gamma \quad (2.44)$$

Plusieurs valeurs de la constante de proportionnalité k sont proposées. Elles sont récapitulées dans le tableau 2.6. En présence d'un mur perturbant l'écoulement, Hite et Mih proposent aussi une expression proportionnelle au débit et à l'inverse de la hauteur d'eau :

$$\nu_t = \frac{Q}{4\pi h_0} \quad (2.45)$$

Chapitre 2 : Bibliographie

Tableau 2.6 : Récapitulatif de la constante de proportionnalité entre la viscosité turbulente et la circulation obtenue par différents auteurs

Auteur	Odgaard [1986]	Stepanyants et Yeoh [2008]	Hite & Mih [1995] (en présence d'un obstacle)	Hite & Mih [1995] (en présence d'un obstacle)
Modèle de viscosité turbulente	$\nu_t = k\Gamma$	$\nu_t = k\Gamma$	$\nu_t = k\Gamma$	$\nu_t = \frac{Q}{4\pi h_0}$
k	6×10^{-5}	1.09×10^{-6}	0.041	-
Ordre de grandeur de ν_t (en m^2/s)	$10^{-7} - 10^{-6}$	$10^{-7} - 10^{-6}$	10^{-1}	0.0035

2.2.2.6. Comparaison des différents modèles

La figure 2.13 montre une comparaison entre les différents modèles analytiques proposés. Le cas étudié dans ce paragraphe est celui d'un vortex sous-critique. Il correspond au cas analysé par Stepanyants et Yeoh qui est présenté à la figure 2.14. Les modèles d'Odgaard, Hite et Vatistas ont des vitesses tangentielles maximales similaires. Cependant, le modèle de Hite présente un rayon correspondant au maximum de vitesse pour $r = 0.71 r_c$. Le modèle de Rankine présente, lui, une amplitude de la vitesse maximale nettement plus importante que les autres modèles. Le modèle de Chen et al. [2007] prend en compte l'augmentation de vitesse lorsqu'on se rapproche du bas du vortex. Dans ce cas, la vitesse prévue par le modèle semi-analytique de Stepanyants et Yeoh est légèrement plus faible que celle prévue par les modèles analytiques (figure 2.14).

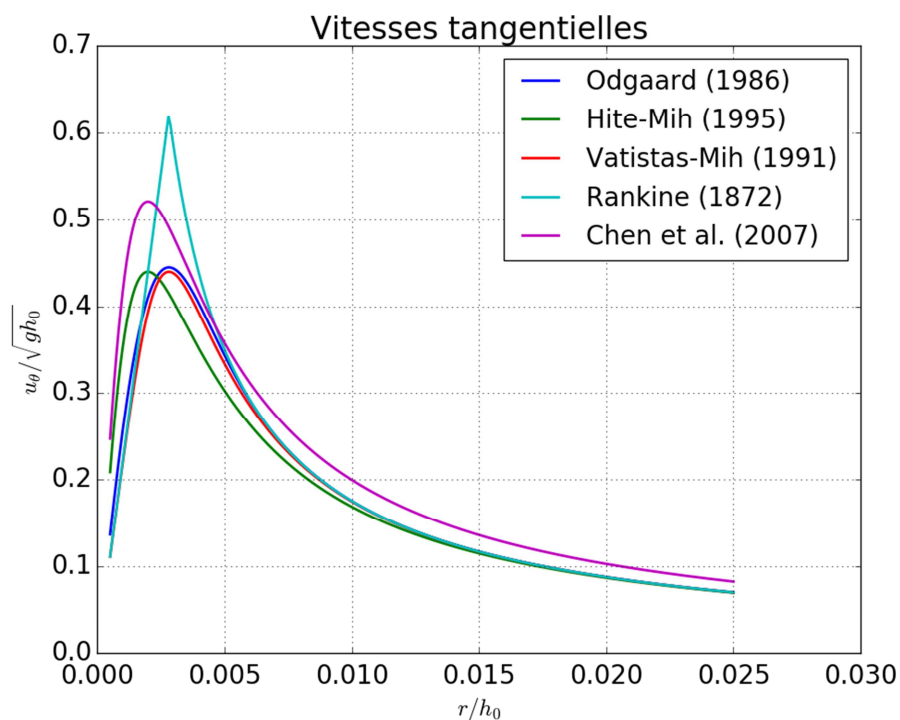


Figure 2.13 : Vitesse tangentielle pour différents modèles analytiques de vortex. Cas du vortex sous-critique : $h_0=0.1\text{m}$, $d=0.01\text{m}$, $Q=5.0\text{l/s}$, $\Gamma=1.1\text{e}^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$, $r_c=2.8\text{e}^{-4} \text{ m}$, $\nu=1\text{e}^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. La courbe de Chen correspond à une vitesse à mi-hauteur.

Chapitre 2 : Bibliographie

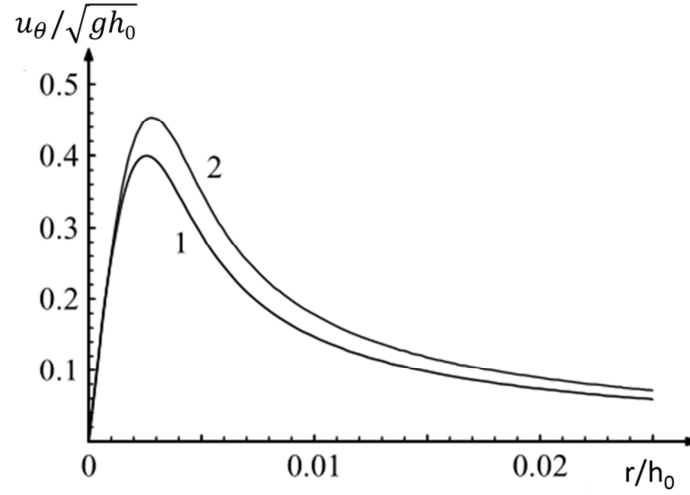


Figure 2.14 : Vitesse tangentielle et surface libre : comparaison entre le Modèle d’Odgaard et celui de Stepanyants et al. [2008]. Cas d’un vortex sub-critique, conditions identiques à celle de la figure 2.13. La courbe 1 correspond à la solution numérique de Stepanyants et Yeoh, et la courbe 2 au modèle d’Odgaard. La figure est issue de l’article de Stepanyants et Yeoh [2008].

La figure 2.15 est issue de l’article de Stepanyants et Yeoh [2008]. Elle correspond à la comparaison entre le modèle semi-analytique et le modèle d’Odgaard dans le cas d’un tourbillon supercritique. On constate que dans ce cas, les différences entre les deux modèles sont beaucoup plus importantes. Ceci suggère que les modèles analytiques donnent une idée erronée des vitesses dans un vortex supercritique.

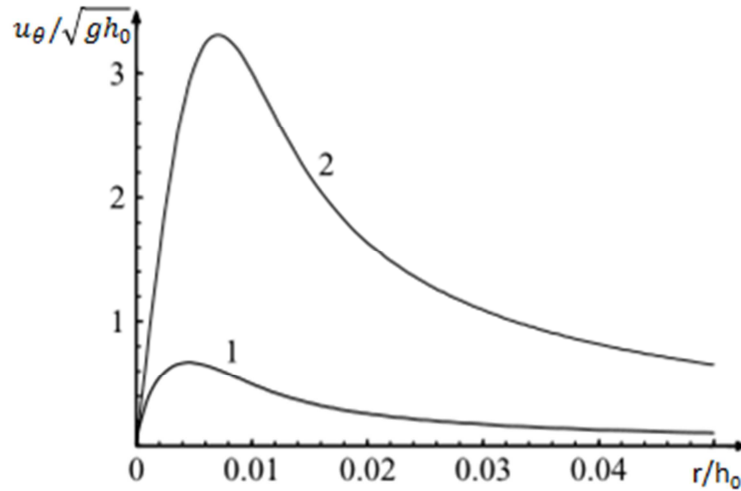


Figure 2.15 : Vitesse tangentielle et surface libre : comparaison entre le Modèle d’Odgaard et celui de Stepanyants et Yeoh [2008]. Cas d’un vortex presque critique : $h_0=0.1\text{m}$, $d=0.01\text{m}$, $Q=7.8\text{e}^{-2}\text{ l/s}$, $\Gamma=2.0\text{e}^{-2}\text{ m}^2/\text{s}$, $r_c=7.1\text{e}^{-4}\text{m}$, $\nu=1\text{e}^{-6}\text{m}^2/\text{s}$. La courbe 1 correspond à la solution numérique de Stepanyants et Yeoh, et la courbe 2 au modèle d’Odgaard.

2.2.2.7. Énergie d’un tourbillon de vidange

L’énergie cinétique d’un tourbillon de vidange peut être évaluée avec :

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint \rho u^2 dr r d\theta dz \quad (2.46)$$

Chapitre 2 : Bibliographie

En considérant que le tourbillon suit le modèle de Rankine (les vitesses radiales et axiales sont négligées), et en supposant que la hauteur d'eau est constante et égale à h_0 , on peut déterminer l'énergie cinétique d'un tourbillon en intégrant l'équation (2.46) sur le volume de fluide considéré :

$$E_c = \frac{\rho h_0 \Gamma^2}{4\pi} \left(\frac{1}{4} + \ln \left(\frac{R}{r_c} \right) \right) \quad (2.47)$$

où R est le rayon du récipient dans lequel se forme le tourbillon.

L'expression (2.46) peut aussi être évaluée à partir des résultats des modèles numériques, de même que l'énergie potentielle qui peut s'exprimer de la manière suivante :

$$E_p = \iiint \rho g z r dr d\theta dz \quad (2.48)$$

2.2.3. Études expérimentales des tourbillons de vidange

En réalisant une analyse dimensionnelle, différents auteurs montrent que six paramètres adimensionnels sont nécessaires pour représenter le tourbillon de vidange [Daggett and Keulegan, 1974; Anwar et al., 1978]. En effet, le problème du vortex dans un récipient cylindrique est défini par les neuf variables indépendantes suivantes :

- D : diamètre du bassin où se forme le vortex
- d : diamètre du diaphragme
- h_0 : hauteur d'eau
- g : accélération de la pesanteur
- ν : viscosité cinématique
- Q : débit de fluide associé à la vitesse radiale
- Γ : la circulation associée à la vitesse tangentielle
- σ : la tension de surface de l'interface
- ρ : la masse volumique du fluide

Ces variables utilisent 3 unités fondamentales indépendantes : la masse, la longueur et le temps (voir le tableau 2.7 représentant la matrice dimensionnelle de ces paramètres).

Tableau 2.7 : Matrice dimensionnelle des paramètres

	D	d	h_0	g	ν	Q	Γ	σ	ρ
Longueur	1	1	1	1	2	3	2	0	-3
Temps	0	0	0	-2	-1	-1	-1	-2	0
Masse	0	0	0	0	0	0	0	1	1

D'après le théorème de Vaschy-Buckingham, six paramètres adimensionnels (9 grandeurs dimensionnelles - 3 unités caractéristiques) permettent de caractériser le problème. Le tableau 2.8 résume les paramètres choisis ici ainsi que ceux obtenus par différents auteurs. Les deux premiers paramètres sont uniquement géométriques (rapports de longueur). Le troisième paramètre appelé ici paramètre de circulation N_r est un rapport entre la circulation Γ et le débit Q dans l'installation. On peut interpréter le débit comme une grandeur proportionnelle à la vitesse radiale, et la circulation

Chapitre 2 : Bibliographie

peut être reliée à la vitesse tangentielle. Le paramètre de circulation peut donc aussi être interprété comme le rapport entre les vitesses radiales et axiales [Daggett and Keulegan, 1974]. Le quatrième paramètre est un nombre de Reynolds, il correspond au rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité. Le cinquième paramètre est analogue à un nombre de Froude, qui est un rapport entre l'énergie cinétique en sortie du bassin d'étude et l'énergie potentielle de l'eau dans le bassin. Certains auteurs le nomment aussi coefficient de décharge [Daggett and Keulegan, 1974; Anwar et al., 1978] car il correspond au rapport entre le débit dans l'installation et le débit théorique calculé en utilisant le théorème de Bernoulli. Enfin, le sixième paramètre est un nombre de Weber, qui est le rapport entre les forces d'inertie et la tension superficielle. Ces paramètres utilisés sont très proches de ceux utilisés par Daggett et Keulegan [1974]. Anwar et al. [1978] font une étude sur le vortex avec un diaphragme à axe horizontal (c'est-à-dire situé sur une paroi verticale) et trouvent donc des paramètres légèrement différents. Ceux-ci caractérisent la hauteur de l'orifice de sortie et sa position par rapport à l'interface air-eau. Cristofano et al. [2014a] cherchent à déterminer la hauteur critique du vortex pour la géométrie de leur maquette. Ils considèrent que les dimensions de leur bassin sont grandes par rapport à celles du diaphragme et s'affranchissent du premier paramètre. Dans leur installation, ils ne peuvent pas faire varier la circulation et le débit indépendamment. Une fois le débit imposé, la circulation est fixée par leur géométrie et l'écoulement. Ils ne s'intéressent donc pas à ce paramètre.

Tableau 2.8 : Résumé des différentes définitions données par plusieurs auteurs des différents nombres sans dimensions utilisés. P1 et P2 sont les paramètres géométriques 1 et 2. N_r est le paramètre de circulation. Re est le nombre de Reynolds. Fr est le nombre de Froude. We est le nombre de Weber. Q est le débit. d est le diamètre du diaphragme. ν est la viscosité cinématique. g est l'accélération de la pesanteur. σ est la tension de surface du liquide dans le gaz. ρ est la masse volumique du liquide. h_0 est le niveau d'eau au-dessus du diaphragme. h' est le niveau d'eau au-dessus du fond du diaphragme ($h' = h_0 + e$, où e est l'épaisseur du diaphragme). U est la vitesse moyenne en sortie du bassin. h_c est la hauteur critique. h_i est la profondeur de l'axe du diaphragme et b_i est hauteur du diaphragme au-dessus du fond du bassin dans le cas de l'expérience de Anwar et al.

Auteur	P1	P2	N_r	Re	Fr	We
Daggett et Keulegan [1974]	$\frac{D}{d}$	$\frac{h_0}{d}$	$\frac{\Gamma d}{Q}$	$\frac{Q}{\frac{d}{2}\nu}$	$\frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{gh'}}$	$\frac{Q}{2\pi\frac{d}{2}\sqrt{\sigma\frac{d}{2}}}$
Anwar et al. [1978]	$\frac{b_i}{d}$	$\frac{h_i}{d}$	$\frac{\Gamma d}{Q}$	$\frac{Q}{\nu h_i}$	$\frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{2gh_i}}$	$\frac{\rho Q^2 h_i}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 \sigma}$
Cristofano et al. [2014a]	-	$\frac{h_c}{d}$	-	$\frac{Ud}{\nu}$	$\frac{U}{\sqrt{gh_0}}$	$\frac{\rho U^2 d}{\sigma}$
Notations utilisées dans cette thèse	$\frac{D}{d}$	$\frac{h_0}{d}$	$\frac{\Gamma d}{Q}$	$\frac{Q}{d\nu}$	$\frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{gh'}}$	$\frac{Q}{2\pi\frac{d}{2}\sqrt{\sigma\frac{d}{2}}}$

Daggett et Keulegan [1974] réalisent une campagne expérimentale pour étudier l'influence du nombre de Reynolds, de la circulation et de la tension de surface. Ainsi, ils montrent que l'écoulement est peu dépendant du nombre de Reynolds pour des nombres de Reynolds supérieurs à 50 000. Anwar et al. [1978] trouvent une valeur minimale de 30 000 en proposant une autre formulation du nombre de Reynolds (voir tableau 2.8). Ils recommandent donc d'utiliser ces valeurs pour définir les dimensions minimales des maquettes permettant l'étude des vortex afin d'éviter des effets d'échelles trop importants.

Chapitre 2 : Bibliographie

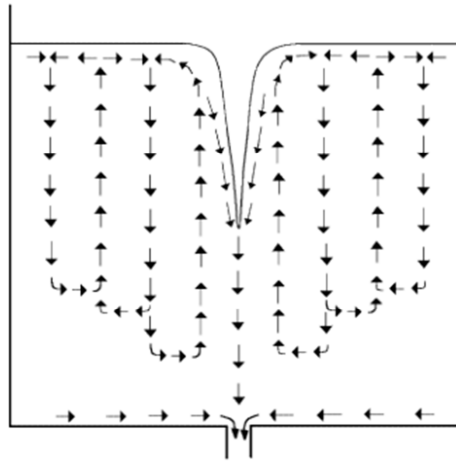


Figure 2.16 : Schéma de principe des zones de mélange dans les vortex d'intensité intermédiaire [Echávez and McCann, 2002]

Echávez et McCann [2002] étudient la topologie du tourbillon de vidange. Ils mettent en évidence que l'écoulement de sortie est divisé en deux parties. L'écoulement dans la partie centrale du diaphragme provient directement de l'interface air-eau, alors que celui sur le pourtour du diaphragme provient de la couche limite sur le fond du récipient. De plus, ils montrent l'existence, pour les vortex d'intensité intermédiaire, d'un écoulement secondaire. Cet écoulement secondaire est constitué de zones de mélange verticales et concentriques autour du centre du vortex. La figure 2.16 issue de la référence [Echávez and McCann, 2002] illustre ce phénomène.

Recoquillon [2013] présente une étude complète du tourbillon de vidange dans la boîte à eau d'une voiture. Une boîte à eau est un réceptacle permettant de séparer l'air pour l'aération de la cabine et l'eau provenant de l'écoulement sur le pare-brise. Les positions du cœur d'air du vortex sont étudiées en analysant des images obtenues par caméras rapides. Des profils de vitesse sont mesurés par PIV (Particle Image Velocimetry) dans des plans verticaux et horizontaux. Cristofano et al. [2016] mesurent par PIV les vitesses dans le tourbillon dans trois plans horizontaux pour différents régimes du vortex. Ils étudient, pour les différents régimes d'écoulement du vortex, les mouvements du centre du vortex ainsi que des profils de vitesses radiales et tangentielles dans des plans à différentes hauteurs. Ils comparent les mesures obtenues au modèle analytique de Rankine, et constatent que le modèle de Rankine donne une bonne représentation du profil de vitesse tangentielle pour les plans les plus proches de l'interface. Li et al. [2008] utilisent également la PIV pour déterminer les profils de vitesses tangentielles dans un bassin rectangulaire. Ils comparent les profils de vitesses obtenus pour différents régimes d'écoulement. Ils observent que les vitesses tangentielles sont les plus importantes lorsqu'il y a entraînement d'air. Par ailleurs, ils font des comparaisons qualitatives avec leur modèle numérique qui reproduit correctement le phénomène observé.

Les expériences présentées ici sont généralement comparées à des modèles numériques. Ces derniers sont présentés plus en détail dans le paragraphe suivant.

2.2.4. Les modèles numériques

Pour rendre compte du phénomène de tourbillon de vidange, les équations de Navier-Stokes (2.8) à (2.11) peuvent être résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Pour prendre en compte l'interface entre le gaz et le liquide deux approches sont évoquées dans la littérature.

Chapitre 2 : Bibliographie

Ainsi, certains auteurs utilisent des modèles monophasiques [Li et al., 2008; Bøhling et al., 2010] et d'autres utilisent des modèles diphasiques [Chen et al., 2012; Recoquillon, 2013].

Les simulations monophasiques du vortex tentent de simplifier le problème en s'affranchissant de la description de la surface libre. Ces modèles consistent à considérer que la surface libre est plate et à lui appliquer une condition aux limites particulière. Trivellato et al. [1999] ont choisi d'appliquer des gradients verticaux de vitesses nuls. Bøhling et al. [2010] et Li et al. [2008] choisissent eux, de définir la surface libre comme un plan de symétrie (condition aux limites appelée stress-free pour Bøhling et al.). Cependant, cette approximation n'est pas valide lorsque la forme de la surface libre est trop éloignée d'une surface plane et donc pour les vortex supercritiques. Ces simulations permettent tout de même à Trivellato de mettre en évidence l'existence de vitesses relativement plus importantes près du fond, déjà observées par Echávez and McCann [2002]. Pour corriger ces approximations, Li et al. [2008] étudient des vortex super critiques à partir de simulations monophasiques en couplant ces calculs à un modèle analytique. Les simulations réalisées leur permettent de déterminer la position du cœur du vortex, le rayon de ce cœur et la valeur de la pression à ce rayon. À partir de ces données, et de la circulation qui est estimée expérimentalement (mais qui pourrait aussi être estimée numériquement), ils déterminent les profils de vitesse et de surface libre en utilisant le modèle de Rankine. Cependant, cette solution n'est pas satisfaisante pour déterminer précisément les caractéristiques du tourbillon de vidange.

Les modélisations diphasiques sont généralement réalisées en utilisant la méthode VOF (Volume of Fluid). Chen et al. [2012] conduisent de telles simulations du vortex avec quatre injections symétriques dans un bassin carré en implémentant la méthode VOF (Volume of Fluid). Ils comparent deux modèles de turbulence différents : le modèle k- ϵ standard [Chassaing, 2000] et le modèle RNG k- ϵ [Speziale and Thangam, 1992]. Ils montrent que le second modèle est préférable car il permet la formation du vortex alors que le premier ne permet pas le creusement de la surface libre observé dans les expériences. Recoquillon [2013] réalise des simulations du tourbillon en utilisant le logiciel OpenFOAM [OpenFOAM Foundation, 2013a]. Il utilise un solveur appelé interFoam qui implémente la méthode VOF pour déterminer l'interface entre les deux phases [Deshpande et al., 2012b]. Il compare ces résultats avec les expériences qu'il a réalisées et montre d'importantes difficultés à représenter correctement le niveau d'eau observé lors des expériences. Le niveau d'eau calculé est toujours sous-estimé. Les profils de vitesse calculée sont en accord avec les mesures loin de l'interface mais ne sont pas satisfaisants à proximité de l'interface et du cœur du tourbillon, en particulier pour les vitesses radiales et tangentielles. Nous verrons au chapitre 3 que cet écart pourrait être lié au choix du modèle de turbulence utilisé (le modèle k- ϵ réalisable). Cristofano et al. [2014b; 2015] étudient l'influence du modèle de turbulence sur le profil de l'interface pour des tourbillons de vidange sub-critiques. Ils comparent les résultats de simulations avec trois modèles de turbulences différents : le modèle laminaire (sans modèle de turbulence particulier), le modèle k- ω standard couplé avec un modèle SAS (Scale Adaptive Simulation) [Cristofano et al., 2014b] et le modèle SST (Shear-Stress Transport) k- ω couplé avec le modèle SAS [Cristofano et al., 2014b]. Ils comparent ces simulations aux données expérimentales qu'ils ont obtenues et mettent en évidence que le meilleur modèle est le modèle SST k- ω .

Chapitre 2 : Bibliographie

2.2.5. Synthèse

Les différents régimes d'écoulement du tourbillon de vidange sont mis en évidence. Dans la suite, nous nous intéresserons principalement au cas du tourbillon avec entraînement d'air (tourbillon super critique).

Dans la littérature, plusieurs modèles analytiques ont été proposés. Tous ces modèles sont fondés sur l'hypothèse d'une faible profondeur du vortex par rapport à la profondeur d'eau [Stepanyants and Yeoh, 2008]. Cette hypothèse n'est donc pas vérifiée pour un vortex supercritique. De plus, dans tous ces modèles, la circulation est un des paramètres d'entrée. Cette grandeur peut être difficile à évaluer précisément a priori, ce qui limite l'utilisation pratique de ces modèles. Ces modèles permettent tout de même de comprendre l'effet des différents paramètres sur le phénomène physique étudié. Le modèle semi-analytique de Stepanyants et Yeoh propose une alternative pour les cas où le vortex est supercritique. Cependant, il ne s'affranchit pas de la connaissance à l'avance de la circulation. Par ailleurs, il semble difficile à utiliser dans le cadre de la modélisation du système houlomoteur car il faudrait le lier à l'écoulement global du système et lui ajouter une extraction d'énergie.

Les expériences de Daggett et Keulegan [1974] et Anwar et al. [1978], établissent des nombres de Reynolds minimum à respecter pour éviter que les effets d'échelle ne soient trop importants entre les maquettes et le système à échelle un qu'elles représentent. Ces données sont utilisées pour le dimensionnement des maquettes réalisées dans cette étude.

Il semble que les simulations numériques utilisant la méthode des volumes finis permettent de représenter correctement le tourbillon de vidange. Une approche diphasique sera privilégiée pour rendre compte le plus finement possible des variations de position de la surface libre.

Ainsi, diverses études sur les tourbillons de vidange existent déjà. Mais l'étude des tourbillons de vidange supercritiques est plus rare, en particulier en présence d'une injection unique et très localisée. De plus, dans la plupart de ces études, les dimensions du tourbillon de vidange sont relativement faibles par rapport à celles du bassin dans lequel il se forme.

Le rapport D/d est une bonne indication de la taille du tourbillon par rapport à son récipient (de diamètre D). En effet, le diamètre du diaphragme d est le diamètre maximum du cœur d'air du vortex (au-delà, il n'y a plus d'écoulement). Dans la littérature, les rapports D/d minimums sont de l'ordre de 10 (9 pour Daggett et Keulegan [1974], 9.2 pour Recoquillon [2013] et 12 pour Cristofano [2014a]). Dans cette thèse, un rapport D/d légèrement inférieur à 2 est étudié.

Dans le chapitre 3 de cette thèse, nous étudierons donc un tourbillon de vidange supercritique de grande dimension en présence d'une injection unique et localisée. Ce vortex est tout d'abord étudié expérimentalement, puis un modèle numérique est présenté. Pour finir, les deux approches sont comparées.

Chapitre 2 : Bibliographie

2.3. La turbine

2.3.1. Classification des différentes turbines classiques

Les turbines hydrauliques permettent de transformer l'énergie cinétique de l'eau en énergie mécanique de rotation d'un solide : le rotor de la turbine. Ce rotor est couplé à une génératrice électrique afin de transformer cette énergie en énergie électrique. Le stator est la partie fixe de la turbine autour du rotor.

Il existe deux types principaux de turbines :

- Les turbines à action sont des turbines dans lesquelles un jet libre impacte des augets entraînant ainsi une roue en rotation.
- Les turbines à réaction sont des turbines utilisant la force de portance d'un écoulement sur des profils soigneusement positionnés.

Parmi ces deux catégories de fonctionnement, différents types de turbines sont imaginés pour répondre aux différentes conditions d'écoulement. Les turbines les plus connues sont les suivantes :

- Les turbines Pelton sont des turbines à action qui sont adaptées à des hauteurs de chutes importantes (supérieures à 400m) et sont capables de produire 350MW au maximum.
- Les turbines Kaplan, les groupes bulbes et les hélices ont un fonctionnement idéal pour des basses chutes d'eau (inférieures à 60m). La différence entre les turbines Kaplan et les groupes bulbe est l'angle entre l'axe de rotation des turbines et l'axe principal de l'écoulement.
- Les turbines Francis sont des turbines qui sont adaptées aux hauteurs de chutes intermédiaires (comprises entre 40m et 800m) et permettent des puissances maximales très importantes (1000MW voire davantage).

2.3.2. Hauteur brute, hauteur nette et puissance utile

Pour une turbine hydraulique, la hauteur de chute est un paramètre déterminant du fonctionnement. La hauteur de chute brute H_b correspond à la différence de hauteur d'eau entre l'entrée de l'installation et sa sortie. Cette hauteur est calculée en termes de différence de hauteur d'arrêt entre l'amont et l'aval de la machine [Duprat, 2010] (voir la figure 2.17). La hauteur d'arrêt est la hauteur statique équivalente d'un fluide au repos. Autrement dit, c'est la hauteur atteinte par le fluide si ce dernier est arrêté sans frottement.

$$H_b = H_e - H_s = z_e - z_s + \frac{p_e - p_s}{\rho g} + \frac{v_e^2 - v_s^2}{2g} \quad (2.49)$$

où les grandeurs indicées par « e », respectivement « s », correspondent aux grandeurs évaluées en entrée, respectivement en sortie. L'altitude du point considéré (en entrée ou en sortie) est notée z , p et v correspondent respectivement à la pression et à la vitesse au point considéré.

La hauteur nette H_n est la fraction de la hauteur brute utilisable par la machine tournante [Megnint et al., 2008; Duprat, 2010].

$$H_n = H_b - \Delta H \quad (2.50)$$

où ΔH correspond aux pertes de charges régulières et singulières dans l'installation. La puissance récupérable P_n peut être exprimée en fonction de la hauteur nette et du débit volumique Q :

Chapitre 2 : Bibliographie

$$P_n = \rho g Q H_n \quad (2.51)$$

Cette puissance sera utilisée pour calculer le rendement de la turbine en la comparant à la puissance récupérée sur l'axe moteur.

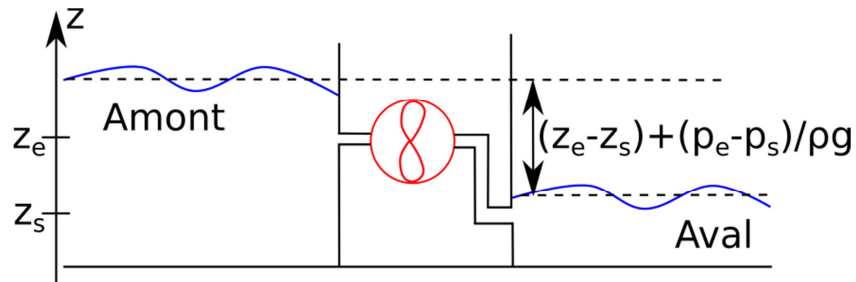


Figure 2.17 : Schéma de principe des différences de hauteurs d'eau entre l'amont et l'aval de l'ouvrage hydraulique.

2.3.3. Triangle des vitesses et puissance récupérée sur l'arbre

Dans la turbine, la vitesse absolue V de l'écoulement peut être décomposée en deux composantes : une vitesse d'entraînement u reliée à la vitesse de rotation du rotor et une vitesse relative w . Cette décomposition appelée triangle des vitesses peut être réalisée en entrée et en sortie du rotor comme sur la figure 2.18.

En appliquant l'équation du moment cinétique au fluide dans la turbine, en considérant l'écoulement stationnaire et en utilisant la décomposition des vitesses précédentes, on peut établir le théorème d'Euler [Pluviose and Périlhon, 2016]:

$$C = \rho Q (r_1 v_1 \cos(\alpha_1) - r_2 v_2 \cos(\alpha_2)) \quad (2.52)$$

où C est le couple sur l'axe de rotation de la turbine, r_1 et r_2 sont respectivement les rayons de la turbine en entrée et en sortie, v_1 et v_2 sont respectivement les vitesses en entrée et en sortie du rotor de la turbine, et α_1 et α_2 sont les angles entre vitesse absolue et vitesse d'entraînement respectivement en entrée et en sortie du rotor.

On peut alors en déduire une relation entre la puissance sur l'arbre de la turbine P_a et l'écoulement en multipliant cette dernière relation par la vitesse de rotation Ω .

$$\begin{aligned} P_a &= \Omega \rho Q (r_1 v_1 \cos(\alpha_1) - r_2 v_2 \cos(\alpha_2)) \\ P_a &= \rho Q (u_1 v_1 \cos(\alpha_1) - u_2 v_2 \cos(\alpha_2)) \end{aligned} \quad (2.53)$$

Chapitre 2 : Bibliographie

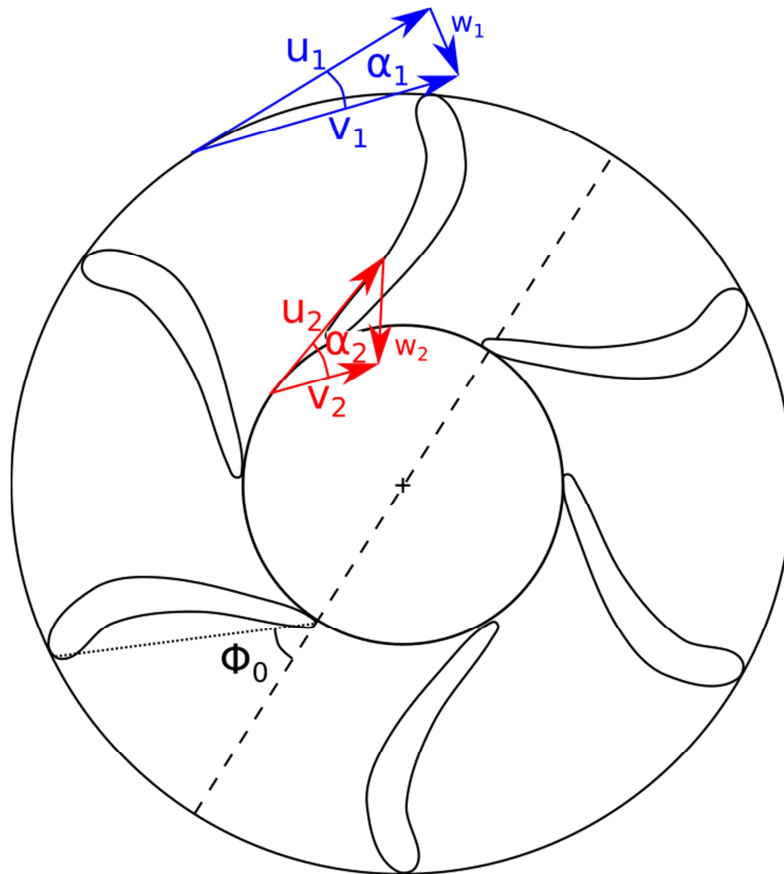


Figure 2.18 : Schéma d'une turbine vue perpendiculairement à son axe de rotation avec le triangle des vitesses représenté en entrée (bleu, indice 1) et en sortie (rouge, indice 2). Φ_0 est l'angle de calage des pales.

2.3.4. Variables de fonctionnement des turbines

Les variables suivantes permettant de rendre compte du fonctionnement des turbines sont de différents types : hydraulique, mécanique, rendement ou réglages internes [Jaumotte *et al.*, 1991].

Les variables hydrauliques sont :

- le débit volumique Q ;
- l'énergie massique, e , ou la hauteur brute ou nette correspondante, H , avec : $H = e/g$;
- l'ouverture O qui est une combinaison des deux variables précédentes : $O = Q/\sqrt{2gH}$.

Les variables mécaniques sont :

- la vitesse angulaire du rotor Ω ;
- le couple sur l'arbre C ;
- la puissance P qui est une combinaison de la vitesse de rotation et du couple $P = C\Omega$.

Le rendement est une combinaison des variables hydrauliques et mécaniques $\eta = \frac{P}{\rho g Q H}$

Des variables de réglages internes comme l'angle de calage des pales et le degré d'ouverture peuvent aussi être prises en compte si la machine hydraulique est munie de ces degrés de liberté supplémentaires. L'angle de calage des pales est l'angle entre la corde du profil de la pale et un axe

Chapitre 2 : Bibliographie

de référence sur le rotor par exemple un rayon particulier (angle Φ_0 de la figure 2.18). Celui-ci peut évoluer le long de l'axe principal de la pale. Le degré d'ouverture permet de quantifier la section de passage du distributeur lorsque celle-ci est réglable. Il correspond au rapport entre cette section et la section maximale réalisable [Jaumotte et al., 1991].

En utilisant le même type de raisonnement que celui utilisé au paragraphe 2.2.3, on déduit dans le cas le plus général que le fonctionnement de la machine hydraulique est défini par quatre variables indépendantes : une variable hydraulique, par exemple la hauteur d'eau, une variable mécanique par exemple la vitesse de rotation et les deux variables de réglage internes éventuelles.

Par ailleurs, en utilisant en plus une variable définissant les dimensions de la turbine, des variables adimensionnelles, appelées coefficients de Rateau, peuvent être formées. On choisit, ici, comme dimension de référence de la turbine son rayon extérieur r_1 . Les coefficients de Rateau sont :

- Le coefficient de pression

$$\mu_p = \frac{gH}{u_1^2} = \frac{gH}{\Omega^2 r_1^2} \quad (2.54)$$

- Le coefficient de débit

$$\delta = \frac{Q}{u_1 r_1^2} = \frac{Q}{\Omega r_1^3} \quad (2.55)$$

- Le coefficient de puissance interne

$$\lambda = \frac{P_i}{\rho u_1^3 r_1^2} = \frac{P_i}{\rho \Omega^3 r_1^5} \quad (2.56)$$

Lorsque deux turbomachines fonctionnent en similitude, c'est-à-dire qu'elles sont géométriquement semblables et que leurs triangles des vitesses sont semblables, les coefficients de Rateau sont invariants [Jaumotte et al., 1991]. Cette propriété est vérifiée si l'influence du nombre de Reynolds et de la rugosité relative peut être négligée. La rugosité relative est définie par le rapport entre la rugosité (hauteur moyenne des aspérités d'une paroi) et la dimension caractéristique de la turbine (ici r_1).

2.3.5. Méthodes numériques

Il existe un grand nombre de méthodes numériques permettant de représenter numériquement une turbomachine. Ce paragraphe est une introduction aux différentes méthodes existantes. Une présentation plus détaillée et plus fournie que celle-ci est proposée par Tucker [2011] ou Rey et al [2017]. Les méthodes présentées ici sont récapitulées dans le tableau 2.9. D'autres méthodes existent, comme la méthode 2.5D et des méthodes en fluide parfait (singularités, lignes et surfaces portantes). La méthode 2.5D consiste à modéliser l'écoulement inter-aubes en 2D et à le coupler avec un écoulement dans le plan méridien de la turbine [Rey et al., 2017].

Chapitre 2 : Bibliographie

Tableau 2.9 : Tableau résumant différentes manières de modéliser les turbines

Représentation temporelle	Représentation turbine	Précision	Temps de calcul
instationnaire	maillage tournant (<i>sliding mesh</i>)	++++	++++
HBM (Harmonic Balance Method)		+++	+++
stationnaire	rotor fixe (<i>Frozen rotor</i>)	++	++
	Plan moyenné (<i>Mixing plane</i>)	++	++
instationnaire	terme source	écoulement entre pales non résolu	+
stationnaire	terme source	écoulement entre pales non résolu	+

Une procédure consiste à représenter le détail de la géométrie de la turbine et à employer un maillage tournant du rotor et d'une zone de fluide associée (zone cerclée de rouge de la figure 2.19). Des raccordements entre maillages glissants (*sliding mesh*) sont utilisés à l'interface entre la zone fixe et la zone mobile [Tucker, 2011] (ligne rouge à l'interface entre le rotor et le distributeur de la figure 2.19). Le mouvement du maillage autour de la turbine, imposé par sa vitesse de rotation, est présenté au paragraphe 2.4.1.3. Cette solution permet une représentation très fine de l'écoulement autour de la turbine, et permet d'estimer les effets instationnaires. Lorsque cette solution est choisie, la turbulence peut être estimée par différentes méthodes : RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) instationnaire, LES (Large Eddy Simulation), DNS (Direct Numerical Simulation). Cette dernière solution est la plus coûteuse en termes de temps de calcul. On peut noter ici que l'utilisation de la méthode RANS instationnaire est valide, si les variations de l'écoulement dues à la rotation de la turbine ou à des phénomènes tels que les sillages correspondent à des bandes de fréquences disjointes de celles des variations turbulentes de l'écoulement [Tucker, 2011]. En effet, on peut considérer qu'une variable quelconque de l'écoulement ϕ résolue peut être décomposée en trois termes de la manière suivante :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi'' + \phi' \quad (2.57)$$

Le premier terme $\bar{\phi}$ est la moyenne de la grandeur ϕ considérée. Le second ϕ'' est le terme correspondant aux fluctuations dues au passage des pales et aux structures non axisymétriques du stator, enfin le dernier terme ϕ' correspond aux fluctuations turbulentes [Tucker, 2011]. La moyenne temporelle réalisée par les modèles RANS pour prendre en compte la turbulence, n'est pas correcte mathématiquement si l'écoulement de base ($\bar{\phi} + \phi''$) varie aussi rapidement que ϕ' . La fréquence caractéristique des variations de ϕ' doit être nettement supérieure à celle des variations de ϕ'' ($f_{\phi'} \gg f_{\phi''}$).

Afin de réduire le temps de calcul, on considère que la composante ϕ'' est périodique – spatialement et temporellement – et peut être représentée correctement par ses premières harmoniques. Les équations instationnaires peuvent alors être discrétisées spectralement en utilisant des séries de Fourier. La méthode de l'équilibre harmonique (*Harmonic Balanced Method*) est alors une des méthodes pour résoudre spectralement le problème [He, 2010; Tucker, 2011].

Chapitre 2 : Bibliographie

Pour simplifier les développements qui vont suivre, on considère que l'équation de transport de la grandeur ϕ peut se mettre sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + R(\phi) = 0 \quad (2.58)$$

où R représente les termes de convection, diffusion et source.

Comme l'écoulement est périodique, on peut mettre la grandeur ϕ sous la forme de séries de Fourier dont les coefficients sont variables dans l'espace [Hall et al., 2002]. On choisit d'approcher ϕ grâce à ses N premières harmoniques temporelles.

$$\phi = \sum_{k=-N}^N \hat{\phi}_k e^{ik\omega t} \quad (2.59)$$

Le vecteur $\hat{\Phi}$ contenant les 2N+1 coefficients de Fourier peut être estimé par :

$$\hat{\Phi} = E \tilde{\Phi} \quad (2.60)$$

où $\tilde{\Phi}$ est un vecteur contenant les valeurs de ϕ en 2N+1 pas de temps uniformément répartis sur une période T et E est une matrice correspondant à l'opérateur représentant la transformée de Fourier discrète. Son opérateur inverse est noté E^{-1} .

Si on remplace ϕ dans l'équation de transport (2.58) par l'expression (2.59) et si on réorganise les termes obtenus par fréquence on obtient l'équation suivante :

$$\omega A \hat{\Phi} + \hat{R} = 0 \quad (2.61)$$

Où \hat{R} est un vecteur colonne contenant les coefficients de Fourier des N premières harmoniques des termes de convection, diffusion et source, et A est une matrice contenant les facteurs supplémentaires qui sont apparus lors de la dérivation du facteur $e^{ik\omega t}$ de ϕ .

En utilisant la relation (2.60) dans (2.61), on peut obtenir le jeu de 2N+1 équations couplées suivant :

$$\omega A E \tilde{\Phi} + E \tilde{R} = 0 \quad (2.62)$$

où \tilde{R} est un vecteur contenant les valeurs de R en 2N+1 pas de temps uniformément répartis sur une période T.

La résolution de ces 2N+1 équations stationnaires permet donc de déterminer l'écoulement autour de la turbine en 2N+1 pas de temps sur une période. La solution obtenue donne une bonne estimation de cet écoulement avec un temps de calcul significativement plus faible que dans le cas d'un calcul instationnaire. Vukčević et al. [2016] ont adapté cette méthode à des écoulements diphasiques et ont créé un algorithme mis en œuvre dans Foam-Extend [Foam extend community, 2016] (logiciel dérivé de OpenFOAM, développé par une communauté de programmeurs) qui permet d'appliquer cette méthode. Ce module n'est pas diffusé librement.

Chapitre 2 : Bibliographie

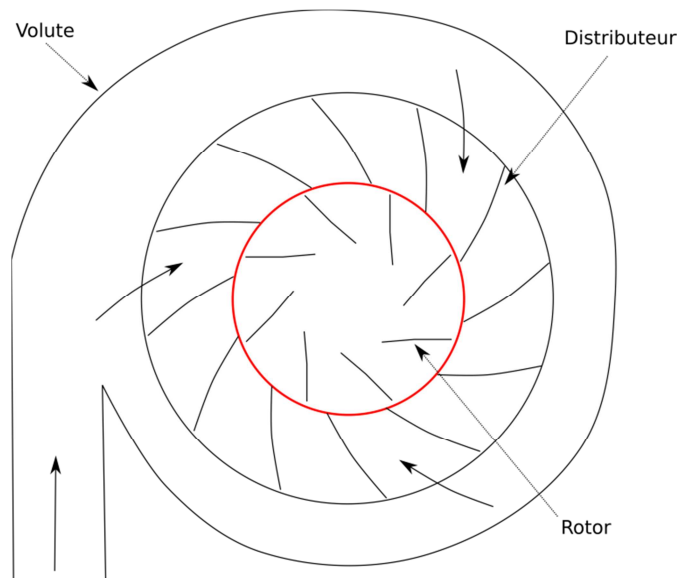


Figure 2.19 : Schéma d'une turbine (de type Francis), section dans un plan perpendiculaire à son axe de rotation. La zone cerclée de rouge est la zone mobile (rotor). Cette zone est résolue avec un maillage tournant dans le cas de la résolution instationnaire complète. Elle est résolue dans un repère tournant dans le cas de la méthode MRF (*Multiple Reference Frame*).

La représentation de l'écoulement autour de la turbine dans le repère tournant avec le rotor permet de considérer que cet écoulement est stationnaire. Si la turbine tourne à vitesse constante, on peut alors calculer l'écoulement proche du rotor de la turbine dans un repère lié à cette dernière (zone grisée de la figure 2.19) et, l'écoulement proche du stator dans un repère fixe (zone avec un fond blanc sur la figure 2.19). Cette méthode est en général appelée la méthode MRF (*Multiple Reference Frame*) [Perrig, 2007]. L'écoulement proche du stator est décrit par les équations classiques (paragraphe 2.4.1). Dans le repère lié au rotor, l'équation de conservation de la quantité de mouvement utilisée dans le cas d'un écoulement laminaire d'un fluide homogène dans le champ de pesanteur [Perrig, 2007] est alors la suivante :

$$\frac{\partial \mathbf{w}}{\partial t} + \mathbf{w} \cdot \mathbf{grad}(\mathbf{w}) = -\frac{1}{\rho} \mathbf{grad}(P) + \nu \nabla^2 \mathbf{w} - \boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}) - 2\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{w} + \rho \mathbf{g} \quad (2.63)$$

où :

- \mathbf{w} est la vitesse relative du fluide dans le repère tournant
- $\boldsymbol{\Omega}$ est la vitesse de rotation de la turbine et du repère tournant
- \mathbf{r} est le vecteur position dans le repère relatif

La difficulté de cette méthode réside dans la manière de joindre la zone liée au rotor (dans laquelle les équations sont résolues dans un référentiel en rotation) et celle liée au stator (où les équations sont résolues dans un référentiel galiléen). Il existe deux méthodes pour déterminer les différentes variables à l'interface entre ces deux zones :

- La méthode du rotor fixe (*frozen rotor*) [Tucker, 2011] consiste à figer le rotor dans une position par rapport au stator. Dans ce cas, on ignore l'influence des variations de position relative du rotor et du stator sur l'écoulement.
- La méthode du plan de mélange (*mixing plane*) [Tucker, 2011] consiste à transférer d'une zone à l'autre la moyenne des différentes variables sur la circonférence de la turbine. Cette

Chapitre 2 : Bibliographie

solution peut être problématique en cas de recirculation à travers la surface de jonction entre les deux zones considérées (rotor et stator).

La turbine peut aussi être représentée par un puits de quantité de mouvement. Cette solution permet uniquement d'estimer l'influence de la turbine sur l'écoulement général autour de celle-ci. On ne peut alors qu'estimer l'influence de paramètres généraux de la turbine comme ses diamètres intérieur et extérieur ou sa hauteur. Le terme source considéré doit être évalué expérimentalement ou à partir d'un calcul plus précis [Gong, 1999; Xu *et al.*, 2003]. Ce type de méthode est aussi utilisé lorsque l'on s'intéresse à l'influence de la turbine sur un écoulement plus global. Par exemple, dans un modèle océanique à l'échelle d'une région en présence de champs d'hydroliennes [Roc *et al.*, 2013].

2.3.6. Turbine système hydraulique à tourbillon gravitationnel (SHTG)

Pour les très faibles hauteurs de chute, des solutions alternatives aux turbines classiques, présentées au paragraphe 2.3.1, sont imaginées. De plus, ces solutions ont l'avantage d'avoir de faibles impacts environnementaux et elles peuvent être installées dans des régions avec de faibles demandes en électricité. Une de ces solutions, parfois appelée Gravitational Vortex Hydropower (GVHP) en anglais, est une usine hydroélectrique fondée sur l'exploitation d'un tourbillon de vidange. Ce système sera appelé ici système hydraulique à tourbillon gravitationnel (SHTG). Certaines entreprises développent cette solution [Zotlöterer, 2004; GWWK, 2014], et des installations jusqu'à 18kW sont déjà opérationnelles [Zotlöterer, 2015].

Cette solution consiste à dévier une partie du cours d'eau vers un bassin via un canal d'injection. Le bassin comporte une évacuation dans sa partie centrale basse appelée ici diaphragme. Ce bassin, appelé ici cuve à vortex, est donc conçu pour que le tourbillon de vidange le plus intense possible se forme en son sein. Une turbine est alors positionnée au centre du tourbillon pour en récupérer l'énergie cinétique. Ainsi, dans ce système, la turbine n'est pas en charge (la pression y est environ égale à la pression atmosphérique). On note aussi que contrairement aux turbines classiques, elle n'est pas entièrement plongée dans l'eau.

Cette configuration est très proche de ce qui est observé dans le système houlomoteur de GEPS Techno. En effet, les géométries utilisées sont proches et, comme pour ce système, la turbine n'est pas complètement sous l'eau et n'est donc pas en charge. Les principales différences sont :

- la présence de plusieurs injections alors qu'il n'y en a qu'une dans le SHTG ;
- Le mouvement du contenant qui a lieu dans le système de GEPS Techno et qui provoque des variations dans la position du tourbillon, de la surface libre et des variabilités dans l'écoulement autour de la turbine.

Dans la littérature scientifique, peu d'auteurs étudient ce système. Les études numériques et expérimentales trouvées dans la littérature sont résumées respectivement dans les tableaux 2.10 et 2.11. En général, les auteurs qui étudient ce système utilisent des géométries où l'injection est surélevée par rapport au diaphragme (la hauteur h_{inj} représentée à la figure 2.20 est non nulle).

Chapitre 2 : Bibliographie

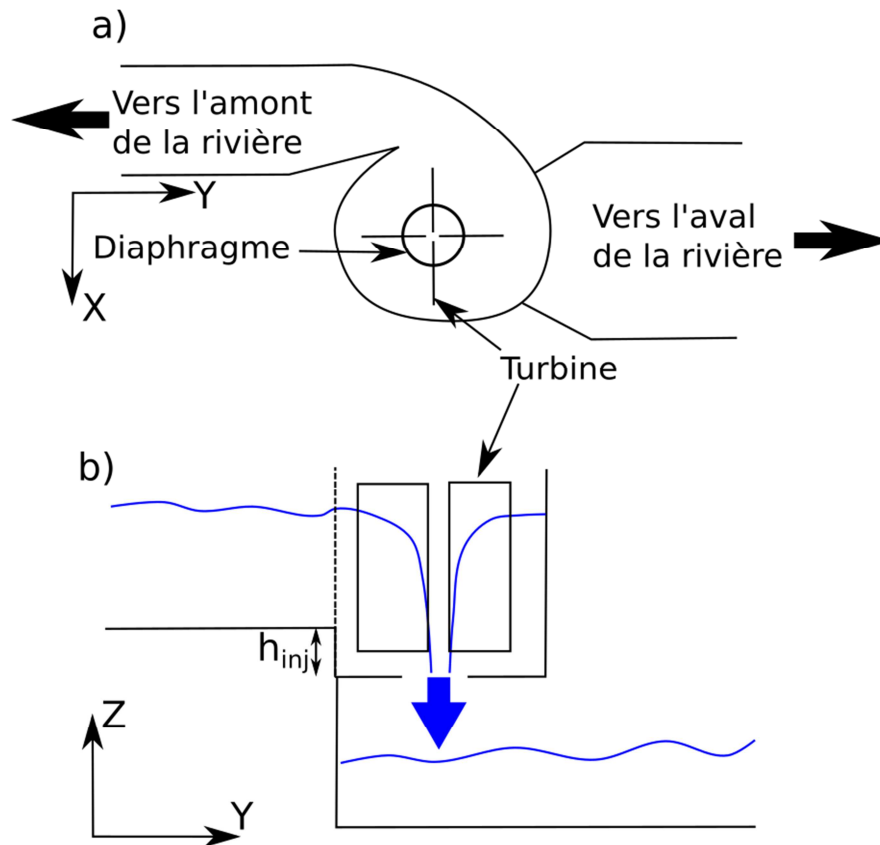


Figure 2.20 : Schéma de principe d'un système SHTG : vue de haut (a) et vue de profil (b).

Tableau 2.10: Récapitulatif des différentes études numériques trouvées dans la bibliographie.

	Type de simulation	Type de bassin	h_{inj}	Vitesses les plus grandes obtenues pour :
Wanchat et Suntivarakorn [2012; 2013]	monophasique	cylindrique et rectangulaire. Plusieurs diamètres de diaphragme	0	Bassin cylindrique avec injection
Dhakal et al. [2015]	monophasique	cylindrique et coniques	>0	Bassin conique
Kueh et al. [2014]	lagrangienne	cylindrique 2 diamètres de diaphragme	>0	-

Tableau 2.11 : Récapitulatif des différentes études expérimentales trouvées dans la bibliographie. H_{inj} correspond à la hauteur du fond de l'injection par rapport au diaphragme, A_{pales} correspond à l'aire des pales utilisées, η_{max} est le rendement maximal obtenu par les différents auteurs (il correspond au rapport entre la puissance disponible et la puissance extraite mais sa définition exacte n'est pas fournie par tous les auteurs), $F_{résistante}$ est l'effort résistant appliqué à l'axe de la turbine pour la freiner et en prélever l'énergie et F_{max} est l'effort résistant nécessaire pour arrêter la turbine.

	Avec Turbine	Type de bassin	H_{inj}	η_{max}	Meilleur rendement pour :
Wanchat et Suntivarakorn [2012; 2013]	oui	cylindrique plusieurs diaphragmes	0	30%	$d/D = 0.2$ à 0.3
Dhakal et al. [2015]	oui	cylindrique et coniques	>0	37%	bassin conique
Power et al. [2016]	oui	cylindrique	>0 variable	15%	A_{pales} maximale, Q maximal, HI intermédiaire, $\frac{F_{résistante}}{F_{max}} = 60\%$
Kueh et al. [2014]	non	cylindrique	>0	-	-

Chapitre 2 : Bibliographie

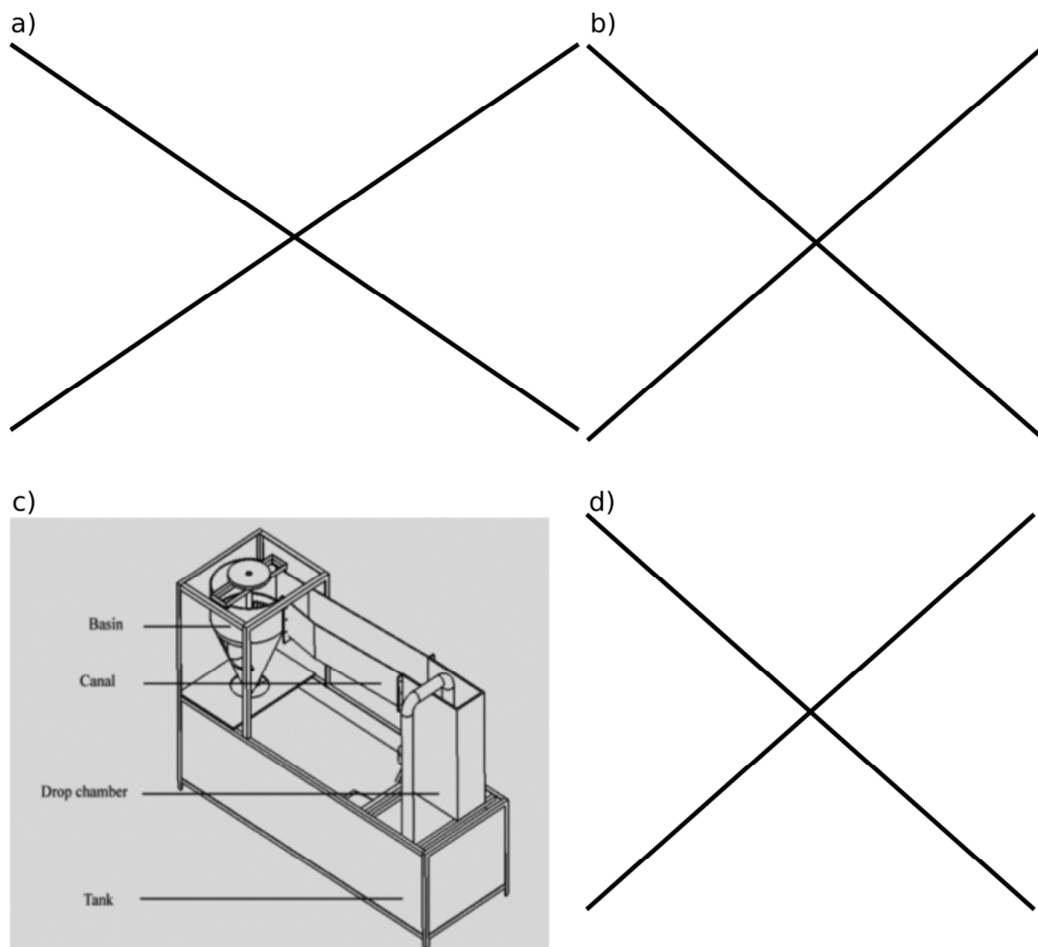


Figure 2.21 : Schémas de principe des installations permettant l'étude du SHTG de plusieurs auteurs : a) Wanchat et Suntivarakorn [2012] ; b) Kueh et al. [2014] ; c) Dhakal et al [2015] ; d) Power et al. [2016].

Marian et al. [2012] réalisent une étude sur une turbine dans un bassin conique où se forme un tourbillon de vidange. Ils proposent une turbine avec plusieurs étages de pales.

Wanchat et Suntivarakorn [2012] réalisent des simulations monophasiques du système en utilisant le logiciel Fluent sans modélisation de la turbine. Ils comparent les profils de vitesse pour différents couples de diamètre du diaphragme et de hauteur d'eau à l'injection. Dans leur cas, la paroi inférieure du canal d'injection se situe au même niveau que le diaphragme (c'est-à-dire : $h_{inj} = 0$). Ils étudient trois configurations de bassins : un bassin cylindrique, un bassin rectangulaire avec un mur aidant à la mise en rotation initiale du fluide, et un bassin cylindrique avec une paroi similaire à celle de la configuration précédente. Ils concluent que la troisième configuration est la plus intéressante en termes d'énergie cinétique du vortex. Ils étudient aussi l'influence du diamètre du diaphragme d . Ils montrent que la vitesse tangentielle augmente avec son diamètre. Avec leur système expérimental (figure 2.21-a), ils obtiennent des rendements maximums pour un ratio entre le diamètre du diaphragme et celui du bassin entre 0.2 et 0.3 [Wanchat et al., 2013]. Cependant, ils n'indiquent pas la méthode utilisée pour évaluer ce rendement. Et les données fournies ne permettent pas de retrouver la valeur annoncée avec une formule classique comme (2.51).

Kueh et al. [2014] réalisent une étude expérimentale (figure 2.21-b) et numérique d'un système similaire à celui de Marian et al. [2012] mais sans turbine. Leur étude se rapproche donc des études sur le tourbillon de vidange présentées au paragraphe 2.2. Ils réalisent des simulations qui utilisent la

Chapitre 2 : Bibliographie

méthode de Lattice Boltzmann, et qui leur permettent d'estimer le niveau d'eau dans le bassin. Ils étudient deux configurations correspondant à deux couples (diamètre du diaphragme, débit) et comparent les résultats obtenus expérimentalement et numériquement. Les résultats obtenus sont corrects pour la configuration avec les débits les plus faibles. Pour l'autre configuration, le modèle numérique ne donne pas la hauteur d'eau correcte une fois le vortex stabilisé. Mais les expériences montrent que, pour cette configuration, le niveau d'eau est très sensible au débit, cette tendance est confirmée par le calcul.

Dhakal et al [2015] réalisent des comparaisons numériques entre un bassin cylindrique et un bassin conique avec un modèle monophasique. Ils trouvent que le bassin conique permet d'atteindre des vitesses plus élevées. Ils en concluent qu'un bassin conique permet de produire davantage d'électricité. Les expériences qu'ils mènent confirment ces résultats (figure 2.21-c) et permettent de mettre en évidence une hauteur de turbine optimale dans le vortex afin d'extraire le maximum d'énergie. Numériquement, plusieurs valeurs de l'angle du cône sont testées entre 5 et 20°. Les vitesses les plus importantes sont observées pour les angles les plus importants.

Power et al. [2016] réalisent une étude expérimentale paramétrique de ce système (figure 2.21-d). Ils étudient entre autres l'influence de la taille des pales, de leur nombre, du débit d'entrée, de la hauteur d'injection, et du couple résistant de la turbine sur le rendement de leur installation. Ils n'atteignent cependant qu'un rendement maximal de 15.1%. Dans leur cas, le rendement est le rapport entre la puissance mécanique sur l'axe de la turbine et la puissance du flux en entrée. La puissance d'entrée est évaluée avec :

$$P_{in} = \rho g Q h_0 \quad (2.64)$$

où, ρ est la masse volumique du fluide, g est l'accélération de la pesanteur, Q est le débit et h_0 est la hauteur d'eau.

Au cours de leurs expériences, ils ont fait varier : le nombre et la surface des pales, le débit dans l'installation, la hauteur de l'injection, et le moment résistant appliqué à la turbine. Ils concluent de leurs multiples expériences que :

- Il existe un optimum en ce qui concerne la taille et le nombre de pales. En effet, les efforts sur la turbine augmentent avec le nombre de pales, et leur taille. Ceci provoque une augmentation de la puissance. Au contraire, l'alourdissement de la turbine (éventuellement dû à une plus grande taille ou à un plus grand nombre de pales) peut entraîner une diminution de la vitesse de rotation (si cette dernière n'est pas fixée par le contrôle-commande de la turbine), et donc de la puissance.
- Il semble aussi qu'il existe un optimum pour la hauteur de l'injection. En effet, trois hauteurs de l'injection sont testées, et les meilleurs rendements sont obtenus avec la hauteur intermédiaire.
- Lorsque tous les paramètres sont fixés sauf le moment résistant, le meilleur rendement est obtenu lorsque ce moment correspond à environ 50% du moment nécessaire à l'arrêt de la turbine. Dans le cas particulier de l'essai ayant atteint le meilleur rendement de leur étude, cette valeur était de 60%.

Peu d'études sur le SHTG existent dans la littérature. Celles-ci mettent en évidence qu'un bassin conique est plus performant qu'un bassin cylindrique, mais celui-ci semble plus difficile à adapter au

Chapitre 2 : Bibliographie

système houlomoteur de GEPS Techno, c'est pourquoi le bassin cylindrique est conservé dans la suite. Par ailleurs, il semble qu'un diaphragme d'environ un cinquième de la taille du bassin permette un rendement maximal du système. Cependant, les premiers essais conduits par GEPS Techno montrent que cet optimum est différent pour le système houlomoteur, notamment à cause d'effets de surface libre qui peuvent apparaître dans des bassins centraux (cuve à vortex) de grands diamètres et qui nuisent à la formation d'un vortex performant. Des rapports diamètre du bassin sur diamètres de diaphragme plus grands sont donc testés.

2.4. Les méthodes numériques

2.4.1. Les équations de bases

2.4.1.1. Écoulements diphasiques laminares

Les écoulements étudiés sont principalement considérés comme des écoulements 3D incompressibles laminares. Ils sont régis par les équations de Navier-Stokes : l'équation de continuité (2.65) et les trois composantes de l'équation de conservation de la quantité de mouvement (2.66) à (2.68).

$$\text{div}(\vec{u}) = 0 \quad (2.65)$$

$$\frac{Du_x}{Dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}(u_x) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \Delta(u_x) + S_x \quad (2.66)$$

$$\frac{Du_y}{Dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}(u_y) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \Delta(u_y) + S_y \quad (2.67)$$

$$\frac{Du_z}{Dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}(u_z) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \Delta(u_z) + g + S_z \quad (2.68)$$

Avec

- \mathbf{u} : le vecteur vitesse a pour composantes u_x , u_y et u_z suivant, respectivement, les axes x , y et z
- P : la pression du fluide
- ρ : la masse volumique du fluide considéré
- ν : la viscosité cinématique du fluide étudié.
- g : l'accélération de la pesanteur ($g < 0$)
- S_x , S_y et S_z les termes sources supplémentaires sur les trois directions

Les écoulements étudiés sont diphasiques (présence d'air et d'eau). Il est donc nécessaire de calculer les comportements des deux fluides qui ont des propriétés physiques différentes et de déterminer la position de l'interface entre ces deux fluides. Pour cela, la méthode VOF (Volume Of Fluid) [Deshpande et al., 2012c; Recoquillon, 2013] est utilisée. Celle-ci consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes comme s'il n'y avait qu'un seul fluide non homogène. De plus, une variable scalaire permettant de différencier les deux fluides est ajoutée. Celle-ci est appelée fraction volumique et est notée α . Elle correspond à la fraction en volume de chaque fluide dans chaque cellule. Sa valeur est comprise entre 0 et 1. Si elle vaut 0, le volume considéré ne contient que de l'air. Si elle vaut 1, le volume considéré est rempli d'eau. Cette nouvelle variable obéit à une équation de transport sans terme source (2.69) (un terme source devrait être ajouté s'il y avait des changements de phase).

Chapitre 2 : Bibliographie

$$\frac{D\alpha}{Dt} = \frac{\partial\alpha}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \mathbf{grad}(\alpha) = 0 \quad (2.69)$$

On considère alors que les propriétés du fluide sont des variables locales dépendant de la fraction volumique et des propriétés des fluides utilisés (ici l'air et l'eau). Ainsi, si α est la fraction volumique de l'eau, la masse volumique ρ d'une cellule est :

$$\rho = \alpha\rho_{eau} + (1 - \alpha)\rho_{air} \quad (2.70)$$

et la viscosité dynamique μ de la cellule considérée est :

$$\mu = \alpha\mu_{eau} + (1 - \alpha)\mu_{air} \quad (2.71)$$

où :

- ρ_{eau} et ρ_{air} sont les masses volumiques de l'eau et l'air, respectivement ;
- μ_{eau} et μ_{air} sont, respectivement, les viscosités dynamiques de l'eau et de l'air.

Les équations (2.65) à (2.68) doivent alors être adaptées pour tenir compte de la non-homogénéité du fluide. En effet, la masse volumique et la viscosité ne sont plus constantes et un terme source dû à la tension de surface doit être ajouté. Les équations suivantes sont finalement obtenues [Deshpande et al., 2012a] :

$$\begin{aligned} \frac{\partial\rho\mathbf{U}}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{U}\mathbf{U}) \\ = -\mathbf{grad}(P) + [\text{div}(\mu \mathbf{grad}(\mathbf{U})) + \mathbf{grad}(\mathbf{U}) \cdot \mathbf{grad}(\mu)] + \rho\mathbf{g} \\ + \int_{\Pi} \sigma\kappa\delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_s)\mathbf{n}_I d\Pi \end{aligned} \quad (2.72)$$

où Π est l'interface entre le gaz et le liquide, \mathbf{n}_I est le vecteur unitaire perpendiculaire à l'interface, $\delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}_s)$ est distribution de Dirac en 3D, \mathbf{x} est le vecteur position, \mathbf{x}_s est le vecteur position de l'interface, σ est la tension de surface et κ est la courbure locale de l'interface. κ et \mathbf{n}_I sont estimés avec les relations suivantes :

$$\kappa = -\text{div}(\mathbf{n}_I) \quad (2.73)$$

$$\mathbf{n}_I = \frac{\mathbf{grad}(\alpha)}{|\mathbf{grad}(\alpha)|} \quad (2.74)$$

2.4.1.2. Cas des écoulements avec modélisation de la turbulence

Lorsque l'écoulement est turbulent, les différentes grandeurs varient aléatoirement. On peut alors considérer que les différentes variables sont constituées d'une valeur moyenne et d'une valeur fluctuante à moyenne nulle. Cette décomposition est appelée décomposition de Reynolds. Par exemple, la décomposition de Reynolds pour la vitesse peut s'exprimer ainsi : $\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'$ où $\bar{\mathbf{u}}$ est la moyenne du vecteur vitesse et \mathbf{u}' une valeur fluctuant aléatoirement et de moyenne nulle. Pour tenir compte de ces fluctuations, plusieurs approches sont possibles. L'approche RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) consiste à résoudre le problème pour l'écoulement moyen. Pour cela, on introduit les décompositions des Reynolds dans les équations de Navier-Stokes (2.65) à (2.68) que l'on moyenne. Les équations suivantes sont alors obtenues pour un écoulement monophasique incompressible [Versteeg and Malalasekera, 2007] :

Chapitre 2 : Bibliographie

$$\text{div}(\bar{\mathbf{u}}) = 0 \quad (2.75)$$

$$\frac{D\bar{u}_x}{Dt} = \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{grad}(\bar{u}_x) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \nu \Delta(\bar{u}_x) - \left[\frac{\partial \overline{u_x'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u_x' u_y'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u_x' u_z'}}{\partial z} \right] \quad (2.76)$$

$$\frac{D\bar{u}_y}{Dt} = \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{grad}(\bar{u}_y) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \nu \Delta(\bar{u}_y) - \left[\frac{\partial \overline{u_y' u_x'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u_y'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u_y' u_z'}}{\partial z} \right] \quad (2.77)$$

$$\frac{D\bar{u}_z}{Dt} = \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{grad}(\bar{u}_z) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \nu \Delta(\bar{u}_z) - g - \left[\frac{\partial \overline{u_z' u_x'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u_z' u_y'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u_z'^2}}{\partial z} \right] \quad (2.78)$$

On peut remarquer que ces équations sont quasiment identiques aux équations de Navier Stokes sauf que les termes en $-\overline{u_x'^2}$, $-\overline{u_y'^2}$, $-\overline{u_z'^2}$, $-\overline{u_x' u_y'}$, $-\overline{u_x' u_z'}$, $-\overline{u_y' u_z'}$ correspondant à l'influence des fluctuations sur l'écoulement moyen sont ajoutés. Ces termes appelés contraintes de Reynolds sont des inconnues supplémentaires qu'il faut déterminer.

Pour cela, plusieurs approches sont possibles [Chassaing, 2000]. Une approche classique consiste à faire une analogie entre ces termes et les contraintes visqueuses. On relie alors ces termes à une viscosité turbulente par des équations du type :

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.79)$$

Où μ_t est la viscosité turbulente

Dans les modèles de turbulence à deux équations, le coefficient de viscosité turbulente est déterminé à partir de deux nouvelles variables qui seront déterminées en utilisant des équations de transport classiques. Les modèles utilisés ici sont des modèles k- ϵ et k- ω qui consistent à ajouter les variables supplémentaires suivantes : l'énergie cinétique turbulente (k) et, respectivement le taux de dissipation turbulente (ϵ) et la fréquence turbulente (ω). Ces grandeurs sont définies par les équations suivantes :

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_x'^2} + \overline{u_y'^2} + \overline{u_z'^2}) \quad (2.80)$$

$$\epsilon = 2 \nu \overline{s'_{ij} \cdot s'_{ij}} \quad (2.81)$$

$$\omega = \frac{\epsilon}{k} \quad (2.82)$$

Où les s'_{ij} sont les composantes du tenseur des déformations turbulentes et s'expriment avec :

$$s'_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right).$$

Des modèles standard ont été proposés [Chassaing, 2000] ainsi que des modifications de ces modèles de base permettant d'en améliorer les performances.

Les deux modèles utilisés dans ce travail sont le modèle k- ϵ RNG [Yakhot et al., 1992; Mohammadi and Pironneau, 1994; Versteeg and Malalasekera, 2007] et le modèle k- ω SST [Hellsten, 1997; Menter et al., 2003; Versteeg and Malalasekera, 2007]. Seul le modèle k- ω SST sera détaillé ici.

Chapitre 2 : Bibliographie

La sensibilité des modèles k- ϵ aux conditions aux limites de l'écoulement libre imposé arbitrairement est moindre que celle des modèles k- ω . Mais ces derniers ont de meilleures performances que les modèles k- ϵ dans les couches limites en présence de gradient de pression opposé. Ce constat a conduit Menter [Versteeg and Malalasekera, 2007] à proposer le modèle k- ω SST qui est un mixte entre les deux modèles précités.

Dans ce modèle, la viscosité turbulente est déterminée avec l'équation suivante :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.83)$$

L'énergie cinétique turbulente k et la fréquence turbulente (ω) sont déterminées en résolvant les équations de transport suivantes [Versteeg and Malalasekera, 2007] :

$$\rho \left[\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{grad}(k) \right] = \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \mathbf{grad}(k) \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (2.84)$$

$$\begin{aligned} \rho \left[\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{grad}(\omega) \right] &= \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \mathbf{grad}(\omega) \right) + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \\ &\quad - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2.85)$$

Avec P_k , le taux de production de l'énergie cinétique turbulente :

$$P_k = 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \quad (2.86)$$

Où les différents coefficients prennent les valeurs suivantes :

$$\sigma_k = 1.0 ; \sigma_{\omega,1} = 2.0 ; \sigma_{\omega,2} = 1.17 ; \gamma_2 = 0.44 ; \beta_2 = 0.083 ; \beta^* = 0.09 \quad (2.87)$$

2.4.1.3. Prise en compte du mouvement

La méthode des volumes finis est fondée sur la forme intégrale des équations de Navier-Stokes (2.65) à (2.68). Celle-ci prend la forme suivante pour la ième composante de la vitesse u_i :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V u_i \partial V + \oint_S \mathbf{n} \cdot \mathbf{u} u_i dS = \nu \oint_S \mathbf{n} \cdot \mathbf{grad}(u_i) dS - \frac{1}{\rho} \int_V \left(\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \right) \partial V \quad (2.88)$$

Où V est le volume de contrôle considéré, S est la surface délimitant ce volume, \mathbf{n} est la normale à la surface S vers l'extérieur du volume V et S_i correspond aux éventuels termes sources autres que le gradient de pression (accélération de la pesanteur).

Pour la modélisation des bassins en mouvement, l'écoulement est modélisé dans un domaine mobile dont le mouvement est imposé par l'utilisateur. Dans ce cas, l'équation (2.88) est modifiée pour tenir compte de ce mouvement [Jasak and Rusche, 2009] :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V u_i \partial V + \oint_S \mathbf{n} \cdot (\mathbf{u} - \mathbf{u}_S) u_i dS = \nu \oint_S \mathbf{n} \cdot \mathbf{grad}(u_i) dS - \frac{1}{\rho} \int_V \left(\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \right) \partial V \quad (2.89)$$

Où \mathbf{u}_S est la vitesse de la paroi S du volume V.

Chapitre 2 : Bibliographie

2.4.1.4. Le couplage vitesse pression

Deux des problèmes de la résolution numérique des équations de Navier-Stokes (2.65) à (2.68) sont :

- la non-linéarité des termes de convection
- le couplage entre les quatre équations et le rôle particulier joué par la pression qui apparaît dans les trois équations sur les moments sans qu'il n'y ait d'équation de transport qui lui soit dédiée.

Ces problèmes peuvent être résolus directement en résolvant le système complet par des méthodes de résolution de problèmes non linéaires. Cette solution est très coûteuse en temps de calcul dès lors que le nombre de points de calcul est important. Elle n'est donc pas privilégiée dans OpenFOAM. Une autre méthode consiste à résoudre le système de manière itérative. Les méthodes les plus utilisées, pour cela, sont les méthodes PISO et SIMPLE, ainsi que les méthodes qui en dérivent.

La suite de ce paragraphe est dédiée à la description rapide des algorithmes PISO, SIMPLE et PIMPLE. Une description plus détaillée des deux premiers algorithmes peut être trouvée dans le livre de Versteeg et Malalasekera [2007].

Algorithme PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)

L'algorithme PISO est initialement proposé par Issa [1986] pour des écoulements compressibles et instationnaires. Il a ensuite été adapté pour des écoulements stationnaires et incompressibles. C'est un algorithme non itératif pour les calculs instationnaires [Versteeg and Malalasekera, 2007].

L'algorithme suit, dans l'ordre, ces différentes étapes :

1. Choix initial des différentes variables (les trois composantes de vitesse et la pression). Elles peuvent provenir des conditions initiales du calcul ou des valeurs du pas de temps précédent.
2. Résolution de l'équation de la quantité de mouvement en utilisant la pression estimée précédemment. Cette étape est appelée *predictor step* en anglais.
3. Résolution de la première équation de correction de la pression. Cette équation permet de calculer une correction par rapport à la pression évaluée au départ pour que les vitesses vérifient l'équation de continuité. Elle est obtenue en réinjectant les vitesses, exprimées sous la forme d'une vitesse estimée et d'une correction de pression, dans l'équation de continuité.
4. Les corrections des vitesses et pressions sont appliquées.
5. Résolution de la seconde équation de correction de la pression. Cette étape est similaire à l'étape 3 mais en corrigeant de nouveau les vitesses et pressions.
6. Les secondes corrections des vitesses et pressions sont appliquées.

Une fois ces six étapes réalisées, le temps est incrémenté et les six étapes sont reproduites pour calculer les différentes variables au nouvel instant.

La précision obtenue par l'algorithme PISO pour les vitesses et pressions sont respectivement de l'ordre de Δt^4 et Δt^3 [Versteeg and Malalasekera, 2007]. Il est donc recommandé de conserver un pas de temps faible pour s'assurer de la précision de l'algorithme [Versteeg and Malalasekera, 2007].

Chapitre 2 : Bibliographie

Algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)

Cet algorithme est proposé initialement par Patankar et Spalding [1972]. Il est fondé sur les quatre premières étapes de l'algorithme précédent. Ces quatre étapes sont répétées jusqu'à la convergence des vitesses et pressions. Dans le cas d'un calcul instationnaire, une fois la convergence obtenue, le temps est incrémenté et le processus recommence.

Afin de s'assurer de la convergence du processus itératif, des coefficients de sous-relaxation sont introduits pour la pression et la vitesse. Ces coefficients sont compris entre zéro et un. Un coefficient très faible conduit à un très long calcul, alors qu'un coefficient proche ou égal à un peut conduire à des oscillations non physiques ou à un résultat qui ne converge pas. L'optimum pour ces coefficients dépend de l'écoulement étudié [Versteeg and Malalasekera, 2007].

Algorithme PIMPLE

C'est un algorithme proposé dans OpenFOAM [OpenFOAM Foundation, 2013a] pour les écoulements instationnaires. Il combine les algorithmes PISO et SIMPLE [Holzmann, 2016]. Il consiste à répéter l'algorithme PISO, tout en introduisant des coefficients de sous-relaxation pour les vitesses et pressions, jusqu'à convergence. Ceci permet de conserver une bonne précision de l'algorithme tout en augmentant le pas de temps, ce qui permet une réduction drastique du temps de calcul.

2.4.2. Les moyens logiciels et matériels

2.4.2.1. Le code de calcul utilisé : OpenFOAM

Le code de calcul utilisé ici est le logiciel OpenFOAM dans ses versions 2.2.2. et 3.0+. Celui-ci est constitué d'un ensemble de bibliothèques permettant de résoudre numériquement des problèmes de mécanique des milieux continus par la méthode des volumes finis. Des solveurs standardisés, utilisant ces bibliothèques et permettant de résoudre différents types de problèmes, sont ajoutés à la version standard d'OpenFOAM.

Les solveurs utilisés ici sont appelés interFoam et interDyMFoam. InterFoam permet de résoudre des écoulements instationnaires comprenant deux fluides incompressibles, non miscibles et isothermes. L'interaction entre les deux fluides est réalisée en utilisant la méthode VOF. InterDyMFoam est une variante de ce solveur permettant d'intégrer des modifications ou déplacement du maillage (pour la prise en compte du mouvement du domaine par exemple).

2.4.2.2. Les clusters de calcul utilisés

Pour cette étude, deux clusters de calculs ont été utilisés : Badiane et Caparmor. Badiane est le moyen de calcul de l'ENSTA Bretagne. Il est constitué de 8 nœuds de calcul comportant chacun 8 bi-cœurs (sur chaque nœud l'équivalent de 16 cœurs peut donc être utilisé) cadencés à 2.6 GHz, et 128 Go de mémoire. Caparmor est un cluster de calcul financé et utilisé par plusieurs structures du bassin brestois : l'Ifremer, l'école Navale, l'ENSTA Bretagne, le SHOM, l'IUEM et l'UBO. Il est constitué de 256 nœuds de calcul comportant chacun 2 processeurs 4 cœurs cadencés à 2.8 GHz et 38 nœuds de calcul ayant le même nombre de cœurs mais ceux-ci sont cadencés à 3.46 GHz. Chaque nœud de calcul dispose de 24 Go de mémoire.

Chapitre 2 : Bibliographie

2.5. Synthèse et objectif de la thèse

Cette thèse participe à la modélisation du système houlomoteur de GEPS Techno. Les principes de fonctionnement de celui-ci sont présentés, en particulier la forme générale de l'écoulement qui apparaît dans ce système est exposée. Un tourbillon de vidange est favorisé dans l'écoulement par la géométrie adoptée dans la perspective d'en capter une part de l'énergie.

C'est pourquoi une analyse bibliographique détaillée est conduite afin de recenser les différents modèles susceptibles de représenter la dynamique d'un tourbillon de vidange dans différentes configurations.

La configuration du tourbillon de vidange exploité dans le système de GEPS Techno n'apparaît pas spécifiquement dans les résultats de l'analyse bibliographique. C'est pourquoi deux campagnes expérimentales sont envisagées, l'une dans le cas d'un récipient fixe avec une sortie dans l'air, l'autre plus proche de la configuration du système houlomoteur avec un récipient en mouvement.

Dans le cas du récipient fixe, une étude expérimentale et numérique est conduite et présentée dans le chapitre 3. La modélisation numérique de cet écoulement se fonde sur les méthodes numériques exposées dans ce chapitre, comme l'expérience menée s'inspire des études expérimentales présentées.

Dans le cas du système mobile, une étude expérimentale et numérique étudie les écoulements induits par des mouvements imposés au récipient (chapitre 4). Ces études sont réalisées sans extraction d'énergie. Puis une étude préliminaire du cas avec extraction d'énergie est présentée (chapitre 5).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Dans cette partie, on étudie l'écoulement de vortex observé dans le bassin central du système houlomoteur. Pour simplifier, le tourbillon est étudié dans un bassin fixe avec une seule injection. Le système étudié ici est donc très proche des systèmes de récupération SHTG (Système Hydraulique à Tourbillon Gravitationnel) présentés au paragraphe 2.3.6.

3.1. Présentation de la campagne expérimentale

3.1.1. Le dispositif expérimental

3.1.1.1. Présentation du dispositif utilisé

On cherche ici à reproduire expérimentalement un vortex dans un bassin quasi cylindrique. Pour cela, une maquette, présentée aux figures 3.1 et 3.2, est construite. Cette maquette est nommée MT01 dans la suite. La figure 3.1 décrit le dispositif expérimental suivant :

- un canal d'amenée permet d'injecter l'eau dans un bassin d'étude ;
- une ouverture circulaire, appelée diaphragme et placée au centre de ce bassin, permet d'évacuer l'eau vers le bassin de récupération placé en dessous ;
- une pompe positionnée dans le bassin de récupération réinjecte l'eau dans le canal d'amenée et permet ainsi l'obtention d'un régime d'écoulement stationnaire en boucle fermée.

Le système est étudié en régime stationnaire. On considère que ce régime est atteint lorsque la pompe fournit un débit constant et que le niveau d'eau dans le canal d'amenée est constant.

La maquette est composée de trois parties (figure 3.2) :

- le bassin d'étude en plexiglass, qui permet l'observation visuelle du tourbillon ainsi que la réalisation de mesures par laser et photographie ;
- le canal d'amenée en aluminium ;
- le bassin de récupération en polyéthylène.

Le bassin d'étude et le canal de récupération sont fixés ensemble par une bride et reposent sur des traverses fixées sur la partie supérieure du bassin de récupération (figure 3.2).

Le bassin d'étude est un bassin quasi-cylindrique avec une injection reliée au canal d'amenée et une sortie circulaire dans le fond du bassin, le diaphragme, permettant à l'eau de s'écouler vers le bassin de récupération (figures 3.1 et 3.2).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

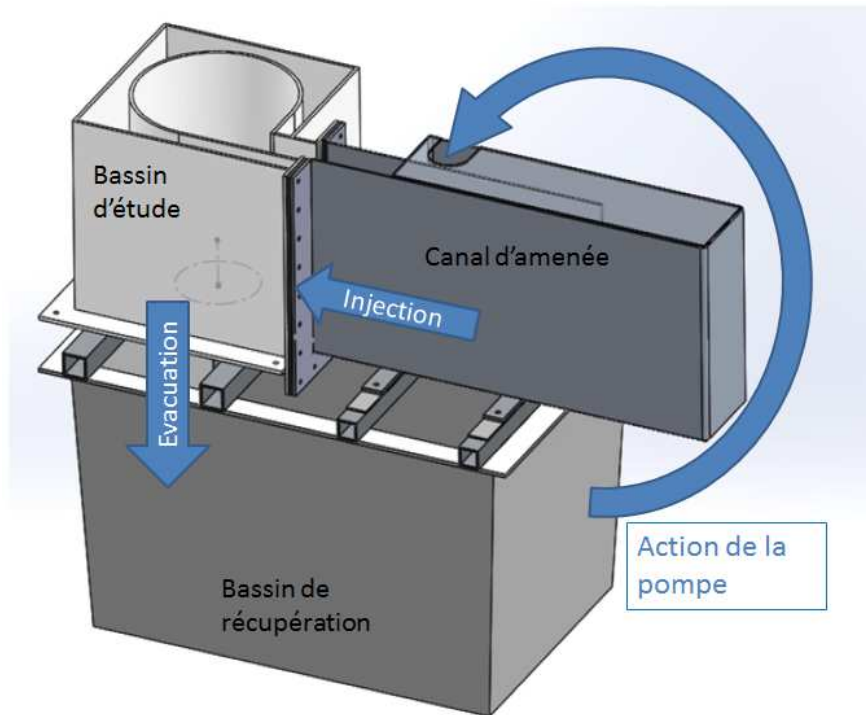


Figure 3.1 : Schéma général de la maquette MT01. Les flèches bleues indiquent le sens général de l'écoulement.

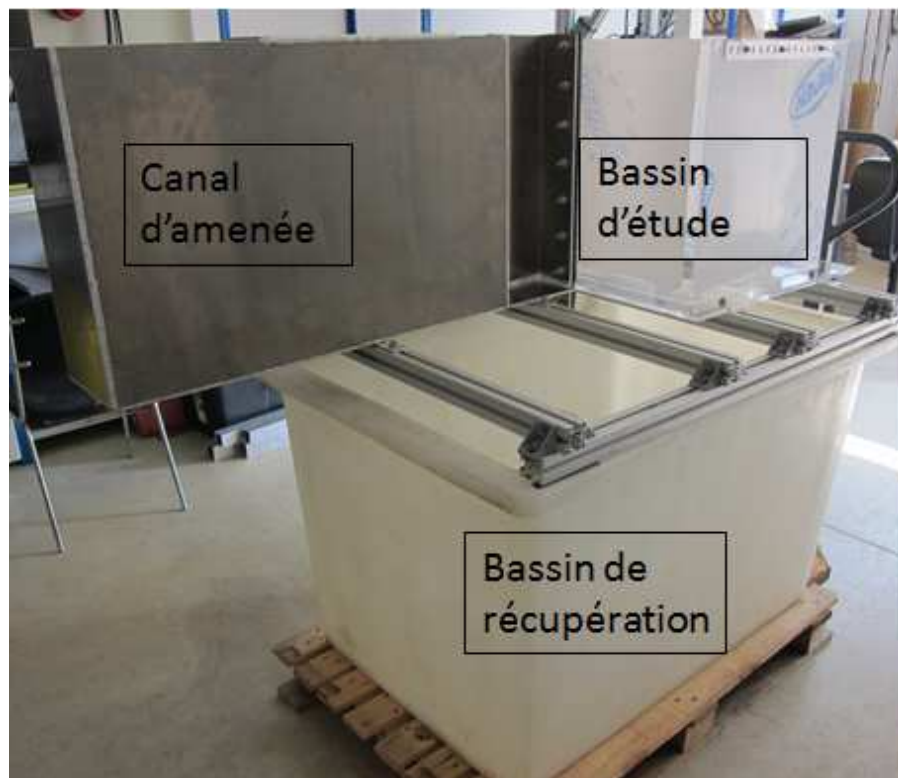


Figure 3.2 : Photo de la maquette MT01 complète.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.1.1.2. Les dimensions du bassin d'étude

Comme présenté au paragraphe 2.2.3, Dagget et Keulegan [1974] et Anwar et al. [1978] recommandent, dans le but de limiter les effets d'échelles, d'utiliser des dimensions les plus grandes possible pour les maquettes dédiées à l'étude des tourbillons de vidange. Les dimensions minimales doivent ainsi correspondre à un nombre de Reynolds ($Re = \frac{Q}{d\nu}$) supérieur à 25000.

L'étude du tourbillon de vidange est amorcée par des essais préliminaires, réalisés dans les locaux de GEPS Techno, sur une maquette de petites dimensions appelée M05 (diamètre du bassin d'étude de 190mm). Le tableau 8.1 en annexe 8.1 résume les principales dimensions et conditions d'écoulement de cette petite maquette. Les dimensions de la maquette finalement utilisée sont déterminées à partir d'une extrapolation des dimensions de la petite maquette. Celle-ci est réalisée en considérant que la même échelle est appliquée à tous les paramètres homogènes à une longueur (diamètre du bassin D , diamètre du diaphragme d et hauteur d'eau h_0) et que le débit respecte la similitude de Froude. Un diamètre d'environ 390mm a été choisi.

On cherche à observer un rapport hauteur d'eau sur diamètre du bassin maximum $(h_0/D)_{\max}$ proche de 1 qui correspond aux configurations pratiques envisagées par GEPS Techno dans ses développements industriels. La hauteur de la maquette a donc été fixée à 500mm afin d'éviter les débordements.

Les notations utilisées dans ce chapitre sont les mêmes que celles utilisées dans la section sur le vortex du chapitre 1 (paragraphe 2.2). Afin de faciliter la compréhension, la figure 3.3 récapitule les principales notations utilisées.

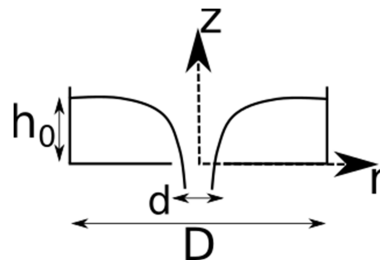


Figure 3.3 : Schéma du bassin d'étude avec les principales notations utilisées : la hauteur d'eau loin du centre du vortex h_0 , le diamètre du diaphragme d et le diamètre du bassin d'étude D .

3.1.1.3. Les paramètres géométriques variables

L'étude bibliographique et les expériences menées par GEPS Techno montrent que le diamètre du diaphragme est essentiel. Trois diaphragmes, de diamètre 200mm, 130mm, et 100mm, sont réalisés et testés. Le diamètre du bassin d'étude étant de 390mm, ces différents diaphragmes permettent de couvrir des rapports d/D allant d'environ $\frac{1}{2}$ à $\frac{1}{4}$ (d et D sont respectivement les diamètres du diaphragme et du bassin).

De plus, la paroi proche de l'injection du fluide, située à la jonction entre l'écoulement dans le bassin d'étude et celui provenant du canal d'amenée, est une pièce amovible. Une seule forme est testée durant cette thèse, mais d'autres formes peuvent facilement être testées dans les études menées ultérieurement par GEPS Techno.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.1.1.4. Les pompes

Au total, trois pompes sont utilisées pendant les essais. Elles sont appelées GP (Grande Pompe), MP (Moyenne Pompe) et PP (Petite Pompe). Leur débit maximal est donné dans le tableau 3.1. Les pompes GP et MP sont louées pour la durée de la campagne expérimentale. PP est une pompe appartenant à l'Ifremer.

Une vanne permet de régler le débit des pompes GP et MP. Un débitmètre permet de mesurer le débit de ces deux pompes. La vanne possède neuf crans permettant de faire varier le débit. Pour chaque cran de la vanne, un étalonnage a été fait afin de déterminer le débit associé à ce cran dans les conditions d'utilisation de l'expérience (longueur du tuyau entre la sortie de la pompe et l'injection dans le canal d'amenée, hauteur de relevage...). Cependant, comme le débit exact peut varier légèrement pour un même cran, le débit est mesuré lors de chaque essai. Le cran numéro 0 correspond à une vanne fermée et donc un débit nul et le cran n°8 correspond au débit maximal avec une vanne complètement ouverte. Remarquons que la variation de débit n'est pas proportionnelle à l'indice de cran. Les deux pompes GP et MP présentent un corps turbine-moteur immergé dans le bassin de récupération et un tuyau de refoulement dont l'extrémité de sortie est immergée dans le canal d'amenée. Cette configuration provoque un échauffement de l'eau.

La pompe PP, de débit imposé, permet d'obtenir le débit le plus faible étudié ici. La vanne et le débitmètre ne s'adaptent pas à cette pompe. Cette pompe est étalonnée de deux manières. Elle est d'abord étalonnée en mesurant le temps de remplissage d'une cuve de volume connu. Elle est ensuite étalonnée in situ en remplissant la maquette avec le diaphragme obstrué et en mesurant la variation de hauteur d'eau. Cependant, la différence importante entre les valeurs de débit obtenues incite à penser que cette mesure est peu fiable (40% d'erreur entre les deux valeurs). En effet, le tuyau d'admission de la pompe est libre dans le bassin de récupération, et n'a pas de système de protection. Le tuyau peut donc se coller contre les parois sous l'effet de l'aspiration et faire varier le débit. La pompe PP présente un corps turbine-moteur en plein air et des tuyaux d'aspiration et refoulement respectivement en prise avec le bassin de récupération et le canal d'amenée.

Tableau 3.1 : Débit maximal des pompes utilisées

Nom de la pompe	GP	MP	PP
Débit maximal (l/s)	26	14	4

3.1.2. L'instrumentation

Lors des essais, différents moyens de mesure sont mis en œuvre. Ces moyens permettent de mesurer les hauteurs d'eau dans le bassin d'étude en différents points, le débit de l'écoulement et les vitesses du fluide en différents points, ainsi que d'autres mesures annexes.

3.1.2.1. Les mesures de hauteur d'eau

Les hauteurs d'eau sont évaluées de deux manières :

- mesures à l'aide de capteurs acoustiques placés au-dessus de la surface libre ;
- mesures visuelles avec un régleur placé au niveau de l'injection.

Les capteurs acoustiques

Dans l'expérience, sept capteurs acoustiques sont placés au-dessus de la surface libre en différents endroits, trois dans le canal d'amenée et quatre dans le bassin d'étude (figure 3.4). Les capteurs sont

Chapitre 3 : Le vortex en statique

de trois types. Les différences entre ces trois modèles de capteurs sont principalement leurs tailles, les gammes de distances qu'ils sont capables de mesurer, et l'ouverture angulaire de l'onde émise. Le tableau 8.2 en annexe 8.2.2 récapitule quelques caractéristiques de chacun des trois modèles de capteurs.

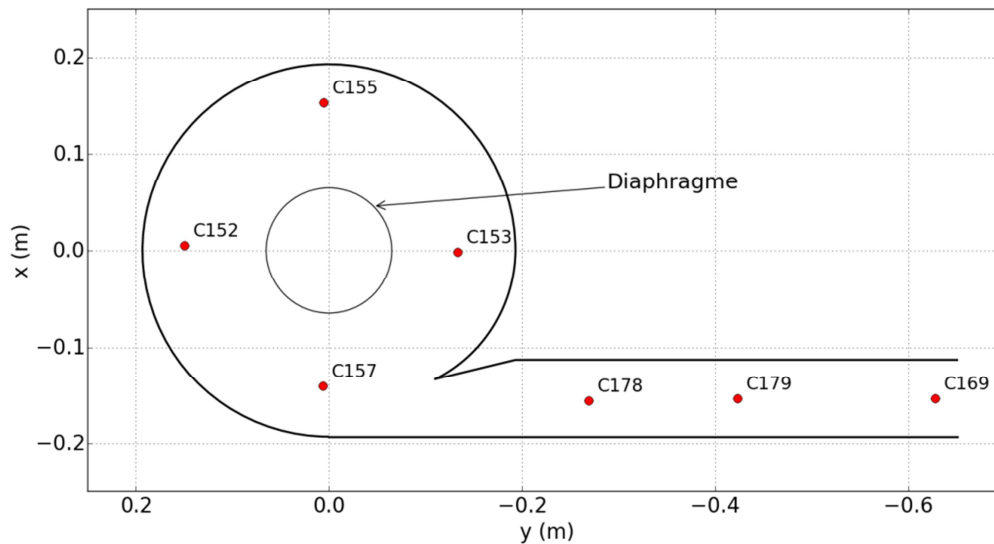


Figure 3.4 : Vue de haut de la maquette MT01, position des capteurs acoustiques ainsi que leur numéro d'instrument

Étalonnage des capteurs acoustiques

Les capteurs acoustiques sont étalonnés de deux manières différentes. Tout d'abord, sur un banc d'étalonnage, les capteurs sont placés successivement à des distances connues d'une paroi rigide (mesure de la distance avec un réglet). De ce premier étalonnage, un premier coefficient de proportionnalité est estimé (ainsi qu'un offset pour certains capteurs). Ces premiers coefficients (donnés dans le tableau 8.3 en annexe 8.2.2) sont insérés dans le programme d'acquisition des mesures (développé sous LabVIEW par l'Ifremer, voir l'annexe 8.2.1).

Les sept capteurs sont ensuite positionnés sur la maquette. La présence des parois et le confinement auquel sont soumis les signaux acoustiques modifient les performances des capteurs. Un nouvel étalonnage est ainsi réalisé *in situ* en vidant progressivement la maquette. La hauteur d'eau de référence est lue à différentes étapes de la vidange sur un réglet positionné dans la maquette. Cette nouvelle correction est appliquée aux mesures lors de leur traitement (correction inférieure à 1% en général et de l'ordre de 10% pour le capteur C155, voir le tableau 8.3 en annexe 8.2.2).

Relevés visuels des hauteurs d'eau

Pour chaque essai réalisé, la hauteur d'eau en régime stationnaire est aussi mesurée deux fois en lisant cette hauteur sur un réglet placé à la fin du canal d'amenée, à proximité du bassin d'étude (une fois au début de l'essai et une fois à la fin). Le réglet est placé sur la paroi du plexiglass environ en $(x, y) = (-0.195, -0.3)$, (voir la figure 3.4).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.1.2.2. Mesures de vitesses par LDV

Le montage

Les vitesses d'eau dans le bassin d'étude sont mesurées par vélocimétrie laser (Laser Doppler Velocimetry, LDV). Pour cela, un système est loué durant trois semaines à la société DANTEC Dynamics. Ce système est constitué :

- d'un capteur FlowExplorer 2D capable de mesurer deux composantes de vitesse en même temps (laser vert : $\lambda=532\text{nm}$ et laser jaune : $\lambda=561\text{nm}$) ;
- d'un second capteur FlowExplorer capable de mesurer une seule composante de vitesse (laser rouge, $\lambda=660\text{nm}$) ;
- d'un système de déplacement automatique et contrôlé permettant de positionner précisément les lasers dans les trois directions de l'espace.

Les caractéristiques principales des deux systèmes FlowExplorer utilisés sont résumées dans le tableau 3.2.

Pour orienter les deux FlowExplorers perpendiculairement et permettre la mesure des trois composantes de vitesse, ceux-ci sont positionnés sur un support réalisé avec des éléments tubulaires standardisés (voir figure 3.6). Ce support est fixé sur le système de déplacement DANTEC Dynamics, constitué de deux curseurs motorisés (figure 3.6), qui permet ainsi le déplacement synchronisé et contrôlé de l'ensemble des deux lasers. La figure 3.5 présente le montage réalisé.

La position de chaque laser sur l'axe principal de l'élément tubulaire qui le supporte est choisie pour que les points de focalisation des deux systèmes soient confondus. Le petit volume, déterminé par les diamètres des faisceaux lasers, est nommé par la suite « volume de mesure ».

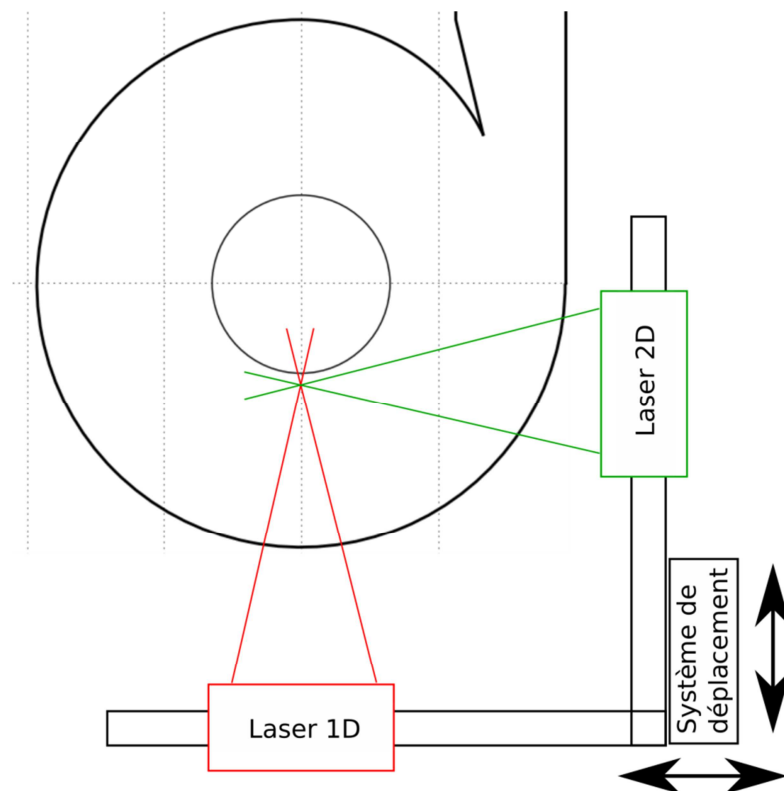


Figure 3.5 : Schéma du montage permettant la mesure des vitesses par LDV.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

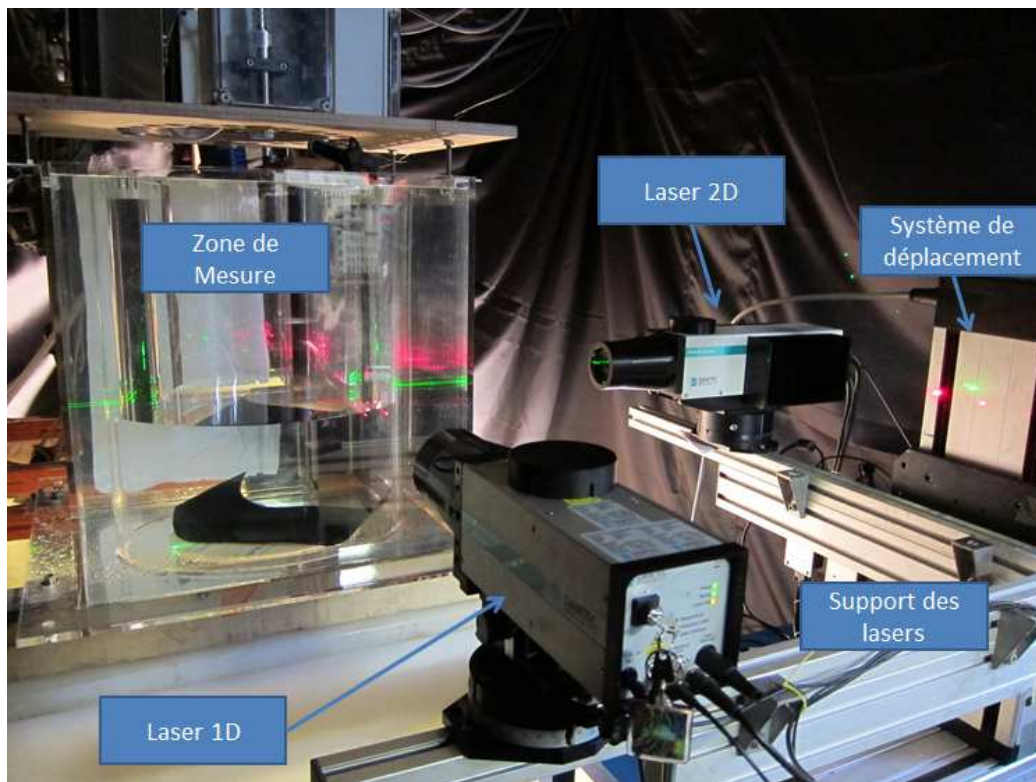


Figure 3.6 : Photo du montage utilisé pour les mesures par LDV

Tableau 3.2 : Caractéristiques principales des systèmes de mesure de vitesses par LDV utilisés (FlowExplorer, Dantec)

Composante de la vitesse mesurée pendant les expériences	FlowExplorer 1D	FlowExplorer 2D	
	x	Y	Z
longueur d'onde (nm)	660 (rouge)	561 (jaune)	532 (vert)
Longueur focale (mm)	500	500	500
Puissance des lasers maximale (mW)	100 (fixée)	300	300

La boîte à eau

Pour permettre la mesure des vitesses du fluide à l'intérieur du système par vélocimétrie laser (Laser Doppler Velocimetry, LDV), le volume d'étude est placé dans un contenant parallélépipédique appelé boîte à eau. Ce récipient est lui-même rempli d'eau. L'eau et le plexiglass ayant des indices optiques relativement proches (1.33 pour l'eau [Weber, 2003] et 1.49 pour le plexiglass [Budwig, 1994; Société Jouin Solutions Plastiques, 2014]) l'effet de la présence d'un dioptre non plat est atténué, permettant ainsi de diminuer les corrections nécessaires (figure 3.7) [Bauduin, 2014].

Chapitre 3 : Le vortex en statique

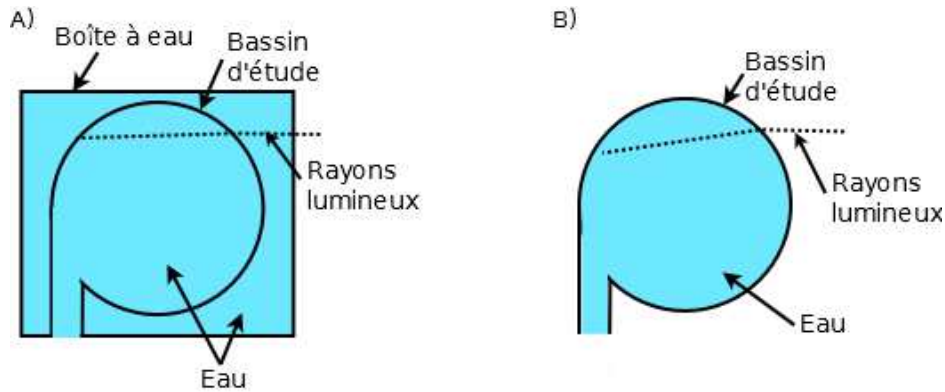


Figure 3.7 : Schéma du bassin d'étude vue de dessus présentant le principe de la boîte à eau. Le rayon lumineux en présence de la boîte à eau (A) est moins dévié par la paroi circulaire que dans le cas sans boîte à eau (B)

Le principe de la mesure

La mesure de vitesse par vélocimétrie Laser est fondée sur l'analyse du décalage Doppler de la lumière réfléchiée par une particule en mouvement. Ainsi, il existe une relation entre la fréquence de la lumière reçue par le récepteur et la vitesse de la particule en mouvement. Cependant, cette fréquence est très élevée et donc difficilement mesurable. En pratique, ce sont deux faisceaux laser de fréquence identique qui sont utilisés. Ces faisceaux se croisent dans un volume appelé volume de mesure et des franges d'interférence se forment dans ce volume. La fréquence de battement (f_D) de ces franges est reliée à une composante de la vitesse (u_x) de la particule réfléchissante par la relation suivante :

$$f_D = \frac{2 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}{\lambda} u_x \quad (3.1)$$

où :

- θ est l'angle entre les deux lasers incidents ;
- u_x est la composante de la vitesse de la particule qui est dans le plan des deux lasers et perpendiculaire à leur bissectrice ;
- λ est la longueur d'onde du laser considéré.

Cette fréquence est beaucoup plus faible que la fréquence de la lumière, c'est donc celle-ci qui est mesurée. La fréquence de la lumière f_l est reliée à la longueur d'onde par : $f_l = v_l / \lambda$ où v_l est la vitesse de la lumière dans le milieu considéré. En définitive, les principales étapes de la mesure de vitesse par vélocimétrie Laser sont illustrées dans la figure 3.8 et décrites ci-après :

- Le laser initial de fréquence f_l est séparé en deux faisceaux de fréquence identique.
- Un décalage de fréquence est introduit sur un des deux faisceaux par une cellule de Bragg. Ce décalage permet de déduire le sens de la vitesse mesurée (positive ou négative).
- Ces deux lasers traversent une lentille convergente de focale f pour qu'ils se croisent à la distance recherchée.
- Des franges d'interférences apparaissent dans le volume de mesure.
- Des particules réfléchissantes préalablement mélangées au fluide réfléchissent une partie de la lumière reçue. Une partie de celle-ci est captée par l'instrument de mesure et retransmet la

Chapitre 3 : Le vortex en statique

lentille convergente. Un capteur permet d'enregistrer le signal reçu. Les particules utilisées sont des billes de polyamide de $5\text{ }\mu\text{m}$ de diamètre.

- La fréquence de battement des franges d'interférence est évaluée et la composante de vitesse dans la direction considérée est déduite à l'aide de l'équation (3.1).

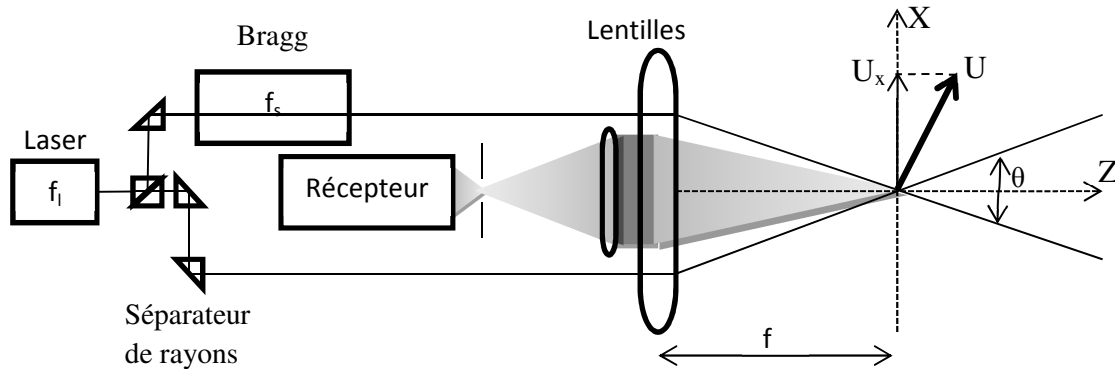


Figure 3.8 : Principe de fonctionnement d'un système LDV par rétrodiffusion [Dantec Dynamics, 2011], laser initial de fréquence f_i , décalage de fréquence f_s imposé par la cellule de Bragg sur un des deux faisceaux, lentille de focale f , vitesse de la particule observée U , U_x est la composante de la vitesse qui est mesurée par le laser.

Le Point de référence

La position du volume de mesure visé par les lasers est connue par rapport à un point de référence. Dans notre cas, le point de référence est un orifice de faible diamètre dans une plaque de plexiglass fixée sur un support. L'ensemble est glissé dans le volume de la *boîte à eau* et vient se positionner toujours au même endroit à partir duquel sont opérées les translations des lasers vers les différents points de mesure. La position de ce point de référence est déterminée en mesurant, à l'aide du système de déplacement, la distance entre ce point et les différentes parois de la maquette.

Les Points de mesures

Le système de déplacement automatique des lasers est utilisé pour mesurer la vitesse en différents points. Trois plans sont décrits dans tous les cas et un plan supplémentaire est décrit dans une seule configuration. La figure 3.9 présente la position des différents plans.

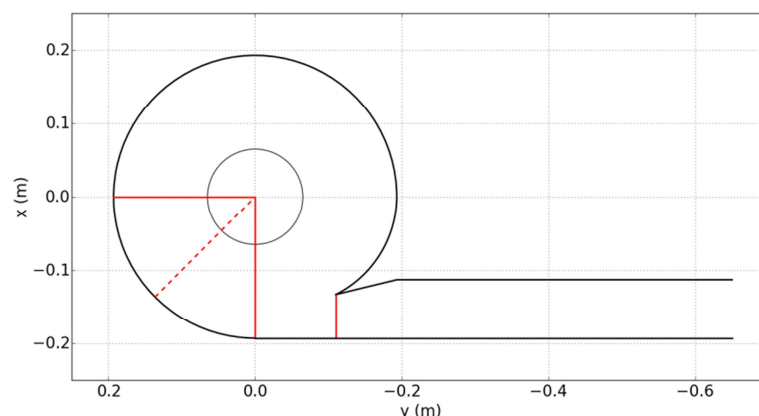


Figure 3.9 : Position (en rouge) des différents plans où les mesures de vitesses sont réalisées. Le plan en pointillé n'est parcouru que dans une seule configuration.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

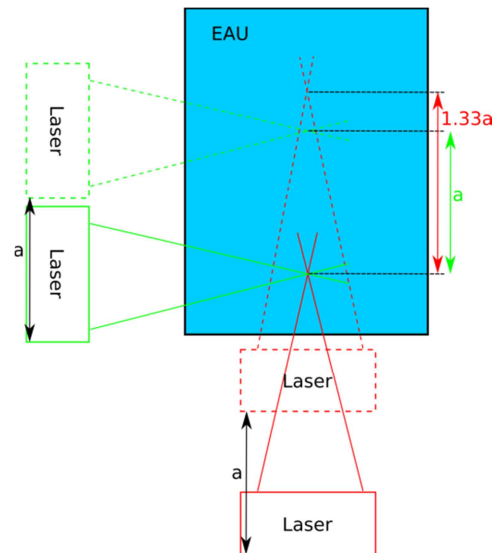


Figure 3.10 : Schéma explicatif du décalage des volumes de mesure des lasers dans le cas d'un déplacement identique des deux lasers de la distance a dans le plan horizontal. Traits pleins rouge et vert : position initiale des lasers, lignes pointillées rouge et verte : positions des lasers après déplacement du support dans le plan horizontal.

À cause de la différence d'indice optique entre l'air et l'eau, lorsqu'on déplace un laser perpendiculairement à une surface de plexiglass plane, le volume de mesure, situé dans l'eau, se déplace dans cette même direction environ 1.33 (indice optique de l'eau / indice optique de l'air) fois plus que le laser qui est dans l'air. Dans notre cas, les deux lasers sont fixés sur la même structure support se déplaçant automatiquement. Ainsi, quand on déplace le support dans le plan horizontal, les deux lasers se déplacent de la même manière mais leur point de focalisation se déplace différemment. Par exemple, dans le cas d'un mouvement selon un des axes horizontaux (x ou y), le point de focalisation du laser qui se déplace parallèlement à la paroi de la boîte à eau se déplace de la même manière que les lasers. Par contre, le point de focalisation du laser se déplaçant perpendiculairement à la paroi de la *boîte à eau* se déplace lui environ 1.33 fois plus que les lasers, et les deux points de focalisation ne coïncident plus (figure 3.10).

Ainsi, lorsqu'on fait un déplacement horizontal, il est nécessaire de garder un laser comme référence (celui dont le mouvement est perpendiculaire à la paroi qui lui fait face, laser vert sur la figure 3.10), et de déplacer l'autre (laser rouge sur la figure 3.10) manuellement sur le support pour faire coïncider à nouveau les volumes de mesure.

Les mesures sont donc réalisées par ligne verticale, et, entre chacune de ces lignes, les lasers sont repositionnés l'un par rapport à l'autre pour qu'ils pointent vers le même volume de mesure. Le protocole décrivant la méthode utilisée pour repositionner les lasers l'un par rapport à l'autre est décrit au paragraphe 3.1.3.3.

Les sources d'erreur de mesure

Il existe différentes sources d'erreur de ces mesures de vitesse par vélocimétrie laser dont certaines sont difficiles à évaluer. Ainsi, malgré la présence de la boîte à eau, lorsque l'angle entre les faisceaux lasers et les tangentes du cylindre creux formant la frontière du bassin d'étude devient faible, les lasers peuvent être déviés de manière significative. Dans ce cas, les points de focalisation des lasers peuvent ne pas être à l'endroit attendu voire ne plus exister (voir l'annexe 8.2.3). Ce dernier cas n'est pas source d'erreur car l'expérimentateur voit le point focal et peut donc être sûr de son existence.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Lorsque le point de focalisation des lasers se rapproche très près de la surface libre au centre du vortex, il est difficile de vérifier si le point de focalisation est encore dans l'eau. En effet, les réflexions importantes sur la surface libre empêchent de bien voir ce point. De plus, à cause de la variation temporelle de la position de la surface libre, une intermittence du volume de mesure peut survenir : existence dans l'eau et inexistence si un des faisceaux intercepte la surface libre.

Enfin, la surface libre diffuse fortement les rayons lasers, celle-ci peut perturber la mesure des vitesses des particules (les franges d'interférence permettant de déterminer la vitesse des particules sont réfléchies vers l'instrument de mesure ainsi que la lumière rétro-diffusée par la surface libre).

3.1.2.3. Les Mesures de vitesses par PIV

Un système de vélocimétrie par image de particules (*particle image velocimetry*, PIV) a aussi pu être utilisé pour effectuer quelques mesures de vitesse dans des plans interceptant le vortex.

La mesure de la vitesse par image se fait en éclairant avec une nappe laser un plan du bassin d'étude de position connue. Une caméra rapide, positionnée perpendiculairement à ce plan, permet de faire deux images rapprochées de celui-ci. La réflexion importante du laser sur les particules réfléchissantes positionnées dans le fluide permet de repérer leurs positions sur chacune des images. Un traitement d'image permet de comparer les deux images consécutives obtenues et d'en déduire la vitesse des particules réfléchissantes et donc du fluide en des points aléatoires. Le logiciel utilisé ici pour faire ce traitement est proposé par Dantec Dynamics.

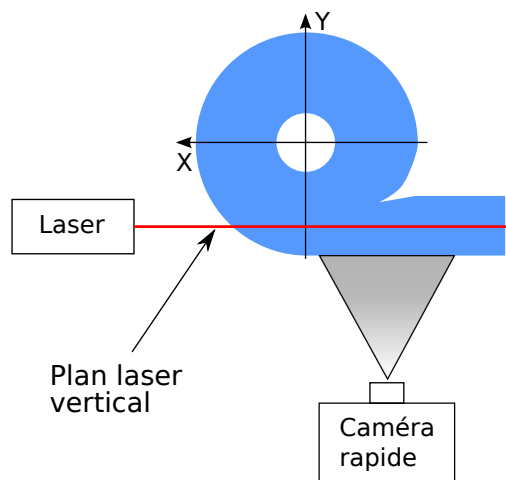


Figure 3.11 : Schéma du montage de la PIV.

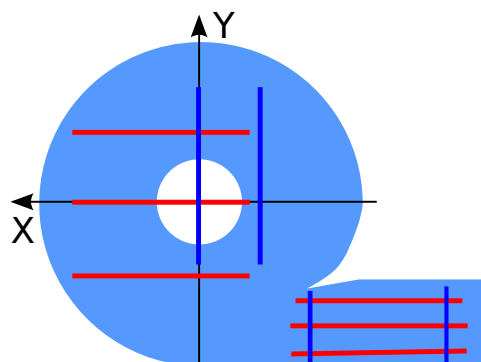


Figure 3.12 : Position des plans de mesure de la vitesse par PIV. Les traits rouges représentent les plans perpendiculaires à l'axe y et les plans bleus les plans perpendiculaires à l'axe x.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

La figure 3.11 présente le montage qui est utilisé lors de la mesure dans un des plans perpendiculaires à l'axe y . Au total, des mesures de vitesse ont été réalisées dans dix plans verticaux (figure 3.12) uniquement dans la configuration 4 (voir tableau 3.3 au paragraphe 3.1.3.1).

Pour chacun des plans, 500 mesures successives de la vitesse sont réalisées en 100s. La fréquence d'échantillonnage est donc de 5Hz.

3.1.2.4. Les autres mesures

Mesure du débit

Comme expliqué au paragraphe 3.1.1.4, pour les deux pompes GP et MP, le débit est calculé à partir des mesures d'un débitmètre et d'un chronomètre. Six mesures de débit sont réalisées à chaque essai, trois au début de l'essai et trois à la fin.

Le débitmètre ne s'adapte pas sur la petite pompe PP de l'Ifremer, le débit est évalué lors de son étalonnage.

Mesure de la hauteur du réservoir par rapport au sol et de la température

La première pompe utilisée, GP, immergée dans le bassin de récupération, chauffe l'eau de manière importante. En effet, en fin de journée il est arrivé que la température de l'eau atteigne 48.5°C alors que la température de l'eau en début de journée était de 33.9°C. Lors de chaque essai, deux mesures de la température ont donc été faites avec un thermomètre électronique (une au début et l'autre à la fin de l'essai). Dans le cas de la pompe MP la température de l'eau maximale est de 36.3°C alors que sa température en début de journée est de 29.4°C. Les températures relativement importantes obtenues en début de journée sont liées à la température obtenue à la fin de la journée précédente et à l'inertie thermique de l'eau.

Par ailleurs, il est apparu que le point de référence des lasers dans la zone de mesure bougeait sur la verticale par rapport au référentiel du laboratoire. L'explication qui a été apportée à ce déplacement est la variation de la hauteur du bac de récupération par dilatation lors de l'échauffement de l'eau. C'est pourquoi, en plus de la température de l'eau, la hauteur des traverses permettant la fixation de l'ensemble formé par le bassin d'étude et le canal d'amenée au-dessus du sol a été mesurée avec un réglet. Comme pour la température, cette mesure a été faite au début et à la fin de chaque essai.

3.1.3. Le protocole expérimental et les configurations étudiées

3.1.3.1. Les différentes configurations

Différentes configurations sont étudiées pendant cette campagne. Les paramètres variables sont :

- le diamètre du diaphragme ;
- le type de pompe et/ou le cran de la vanne utilisé, c'est-à-dire le débit d'injection ;
- la présence ou non de la turbine.

Les mesures de hauteurs d'eau sont réalisées, sans turbine, pour dix-neuf couples (diamètre du diaphragme, cran de la vanne). Par ailleurs, sept configurations sont étudiées en détail en réalisant en plus les mesures de vitesses. Ces dernières configurations sont résumées dans le tableau 3.3. Pour chaque configuration plusieurs essais sont réalisés. Lors de chacun de ces essais, la vitesse est

Chapitre 3 : Le vortex en statique

mesurée le long d'un profil vertical à différentes positions horizontales comme expliqué au paragraphe 3.1.2.2. Le paragraphe suivant décrit le protocole expérimental suivi lors de chacun des essais.

Tableau 3.3 : Tableau présentant l'ensemble des configurations étudiées dans le détail. La colonne « Pompe » correspond à la pompe utilisée : PP pour Petite Pompe et MP et GP pour Moyenne Pompe et Grande Pompe respectivement. Le numéro après GP et MP correspond au cran de la vanne qui est utilisé pour cette configuration. S'il vaut 0, la vanne est fermée, le débit est donc nul, s'il vaut 8, la vanne est ouverte et le débit est alors maximal.

Configuration	d (mm)	Pompe	Turbine	h_0 (cm)	Q (l/s)
1	130	PP	Sans	16.4	3.5
2	100	MP2	Sans	28.6	5.5
3	200	MP8	Sans	28.7	14.0
4	130	MP3	Sans	32.9	9.4
5	130	GP2	Sans	26.3	7.2
6	130	MP3	Avec	23	10.9
7	130	MP8	Avec	30.2	14.0

Tableau 3.4 : Tableau présentant l'ensemble des configurations étudiées succinctement (mesure de hauteur d'eau uniquement). La colonne « Pompe » correspond à la pompe utilisée : PP pour Petite Pompe et MP et GP pour Moyenne Pompe et Grande Pompe respectivement. Le numéro après GP et MP correspond au cran de la vanne qui est utilisé pour cette configuration. S'il vaut 0, la vanne est fermée, le débit est donc nul, s'il vaut 8, la vanne est ouverte et le débit est alors maximal.

Configuration	d (mm)	Pompe	h_0 (cm)	Q (l/s)
2.1	100	MP1	2.2	-
2.2	100	MP2	29.5	5.8
2.3	100	MP3	48	9.8
2.4	130	MP1	1.2	-
2.5	130	MP2	21.3	5.6
2.6	130	MP3	34.7	10.3
2.7	130	MP4	40.5	12.1
2.8	130	MP5	42.5	13.0
2.9	130	MP6	43.5	13.4
2.10	130	MP7	43.8	13.4
2.11	130	MP8	44.2	13.5
2.12	200	MP1	2.8	-
2.13	200	MP2	15.2	5.8
2.14	200	MP3	22.7	10.3
2.15	200	MP4	25	12.2
2.16	200	MP5	27.5	13.3
2.17	200	MP6	28	13.8
2.18	200	MP7	28.5	14.0
2.19	200	MP8	29	14.0

3.1.3.2. Le protocole d'essai

Un essai correspond à l'acquisition de la vitesse point par point le long d'une ligne verticale. Le système de déplacement automatique permet le déplacement du volume de mesure sur cette ligne à des instants prédéterminés, et à des cotes imposées sans intervention de l'opérateur.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Une fois que la pompe est démarrée, et que le niveau d'eau est stabilisé, plusieurs essais correspondant à la même configuration peuvent avoir lieu. Lors d'un essai, le système d'acquisition des vitesses envoie une impulsion électrique (trigger, figure 3.13) qui permet de synchroniser le démarrage de l'acquisition des sondes acoustiques. Au début et à la fin de chaque essai, la hauteur d'eau à l'injection (sur le réglet), la température de l'eau dans le bassin de récupération, la hauteur de l'ensemble du système sont mesurées. Le débit de la pompe est mesuré trois fois au début et trois fois à la fin de chaque essai.

Pendant un essai, le système de déplacement automatique des lasers permet d'acquérir les vitesses en vingt à trente points selon la hauteur d'eau de la configuration testée. En chaque point l'acquisition dure 30 à 60 secondes selon les cas, chaque essai peut donc durer jusqu'à 1800 s (1800 s = 30 points x 60 s) soit une demi-heure.

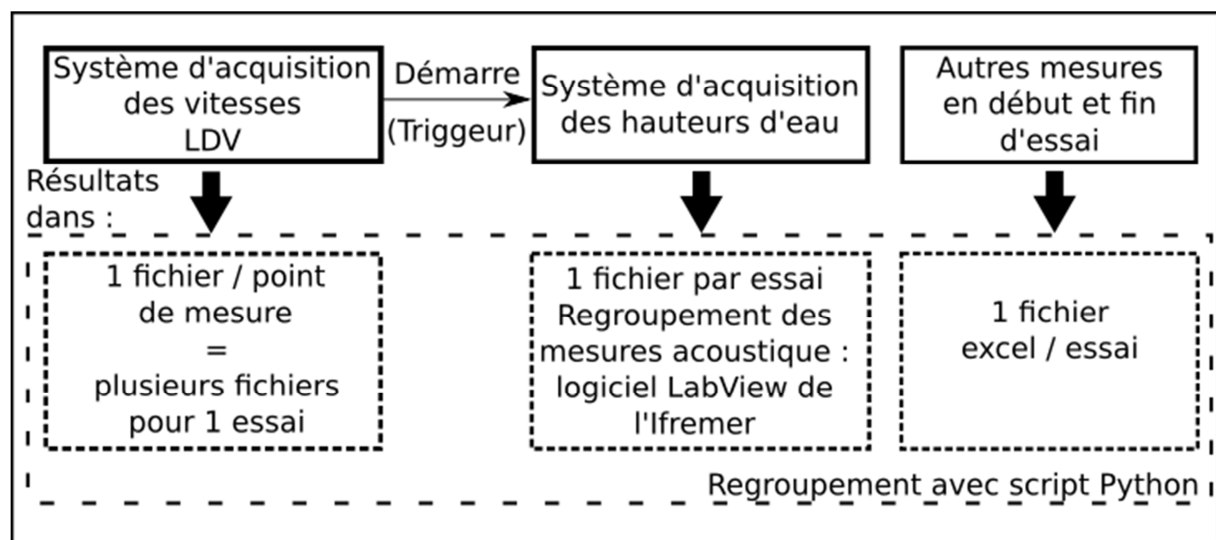


Figure 3.13 : Organigramme du système d'acquisition et de sauvegarde des mesures lors de la première campagne expérimentale.

3.1.3.3. La procédure de déplacement des lasers

Entre deux essais de la même configuration, le volume de mesure des lasers est, en général, déplacé dans le plan horizontal. Comme décrit au paragraphe 3.1.2.2, lors de ce déplacement, les volumes de mesure du laser 1D et du laser 2D ne coïncident plus, il est donc nécessaire de repositionner les lasers sur leur support. La procédure pour le déplacement des lasers est la suivante :

- position initiale avec coïncidence des volumes de mesure des deux lasers ;
- déplacement du support des lasers le long d'un seul des deux axes x ou y ;
- le laser, dont l'axe est perpendiculaire à la direction du déplacement effectué précédemment, est décalé le long de son support tubulaire pour que les volumes de mesure coïncident à nouveau (indice de réfraction 1.33).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.1.4. Le post-traitement

3.1.4.1. Les Mesures de hauteur d'eau

Hauteur d'eau moyenne pour une configuration

Lorsque les capteurs acoustiques sont placés sur la maquette, pour certaines hauteurs d'eau, des pics sont observés sur les signaux des capteurs acoustiques. Ces pics correspondent à des signaux parasites dus à des réflexions sur les parois ou sur la surface libre pouvant provenir des autres capteurs. Le signal issu de chaque essai est donc filtré en utilisant un seuil sur la valeur de sa dérivée. On vérifie, sur la figure 3.15 que lors du filtrage, les seuls points conservés se situent à la base des pics. Ceux-ci correspondent à la hauteur d'eau effective. De plus, lors de l'étalonnage in situ des capteurs, des limites hautes et basses de validité de la mesure sont mises en évidence. Les mesures au-dessus et en dessous de ces valeurs sont donc supprimées.

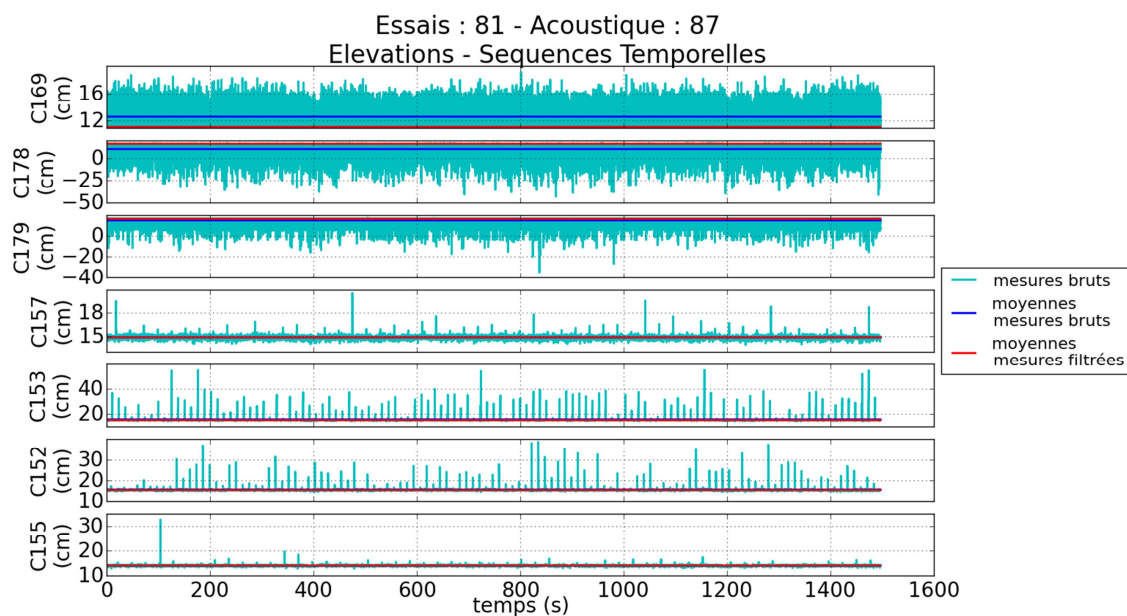


Figure 3.14 : Variation temporelle de la hauteur d'eau d'un essai pour tous les capteurs. La ligne cyan correspond aux mesures non filtrées, la droite horizontale rouge est la moyenne des mesures filtrées alors que la droite horizontale bleue correspond à la moyenne des mesures non filtrées. La position de chaque capteur est montrée à la figure 3.4.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

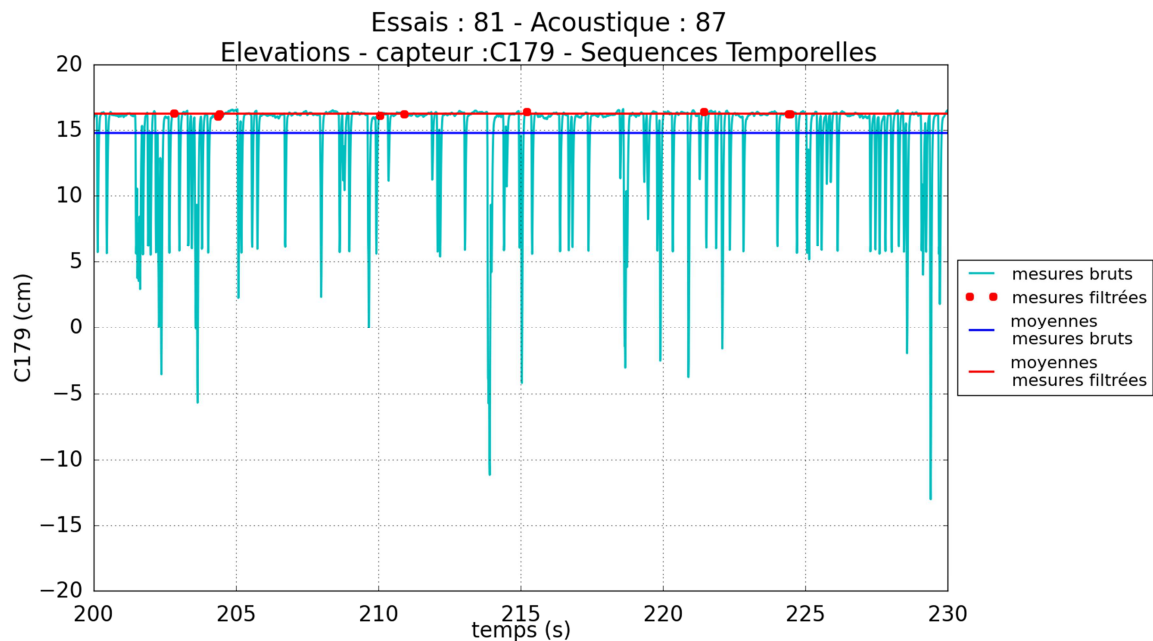


Figure 3.15: Variation temporelle de la hauteur d'eau d'un essai pour le capteur C179. La ligne cyan correspond aux mesures non filtrées, les points rouges sont les points restant après filtrage, la droite horizontale rouge est la moyenne des mesures filtrées alors que la droite horizontale bleue correspond à la moyenne des mesures non filtrées.

Une moyenne du signal filtré est ensuite réalisée pour obtenir une valeur de hauteur d'eau par capteur pour chaque essai. Sur la figure 3.14, dans le cas des signaux les plus bruités (capteurs C169, C178, C179), on vérifie que le filtrage permet d'extraire une moyenne du signal proche de la base des pics. Les valeurs moyennes des moyennes individuelles de tous les essais d'une même configuration sont ensuite calculées pour obtenir une seule valeur par capteur et par configuration.

Les incertitudes sur ces valeurs moyennes sont estimées et leur calcul est détaillé en annexe 8.2.4.2.

Les hauteurs moyennes pour chaque configuration sont par la suite comparées aux hauteurs calculées à partir du modèle numérique réalisé.

Cette technique a permis d'obtenir les hauteurs d'eau moyennes même pour les sondes ayant les signaux les plus bruités (sondes dans le canal d'amenée). Cependant, elle ne permet pas d'obtenir d'information sur les variations des hauteurs d'eau. Le paragraphe suivant présente une étude sur les variations de hauteur d'eau. Elle est réalisée à partir des signaux bruts provenant des sondes les moins bruitées (sondes présentes dans le bassin d'étude).

Analyse de Fourier des hauteurs d'eau

Pour chaque essai, une analyse spectrale de l'évolution de la hauteur d'eau est menée. Sur la figure 3.16, on remarque un pic sur les spectres des quatre capteurs à 0.25Hz et un second pic plus léger à 1.95 Hz environ. Plusieurs pistes sont imaginées pour expliquer la présence de ces fréquences :

- Celles-ci peuvent correspondre à des périodes propres du bassin cylindrique (ballotement). La fréquence de 1.95 Hz est de l'ordre de grandeur de la fréquence propre du premier mode d'un bassin cylindrique circulaire d'axe verticale de diamètre 390 mm et de profondeur 290 mm qui est 1.52 Hz [Royon-Lebeaud, 2015]. Cette approximation demeure hasardeuse car elle ne prend pas en compte la dynamique du siphon ni la présence du canal d'amenée.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

- Elles peuvent aussi être engendrées par les pompes qui peuvent avoir une variation cyclique dans leur fonctionnement qui influence l'écoulement dans le bassin d'étude. Comme le montre la figure 3.17 ces fréquences sont observées, à quelques variations près, pour les trois pompes. Par ailleurs, les fréquences considérées ici semblent très inférieures aux vitesses de rotation des pompes (environ 45 tr/s pour la grande pompe).
- Enfin, elles sont peut-être liées à des fréquences d'oscillation propres au vortex.

Le régime de fonctionnement des pompes n'est pas étudié en détail pendant la durée de leur location par manque de temps.

Sur la figure 3.17, on observe d'importants écarts pour deux essais de la configuration 1. Ces écarts sont expliqués par l'importante incertitude sur le débit liée à la prise d'eau de la pompe PP, comme cela est présenté au paragraphe 3.1.1.4.

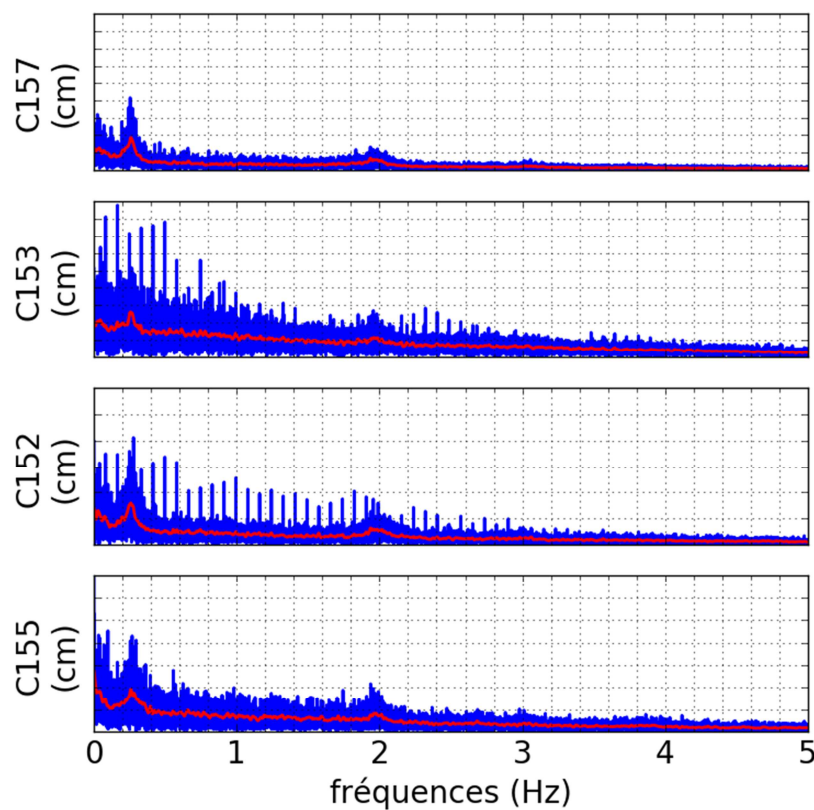


Figure 3.16 : Module du spectre des mesures de hauteurs d'eau pour les quatre capteurs dans le bassin d'étude. Cas de la configuration 5.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

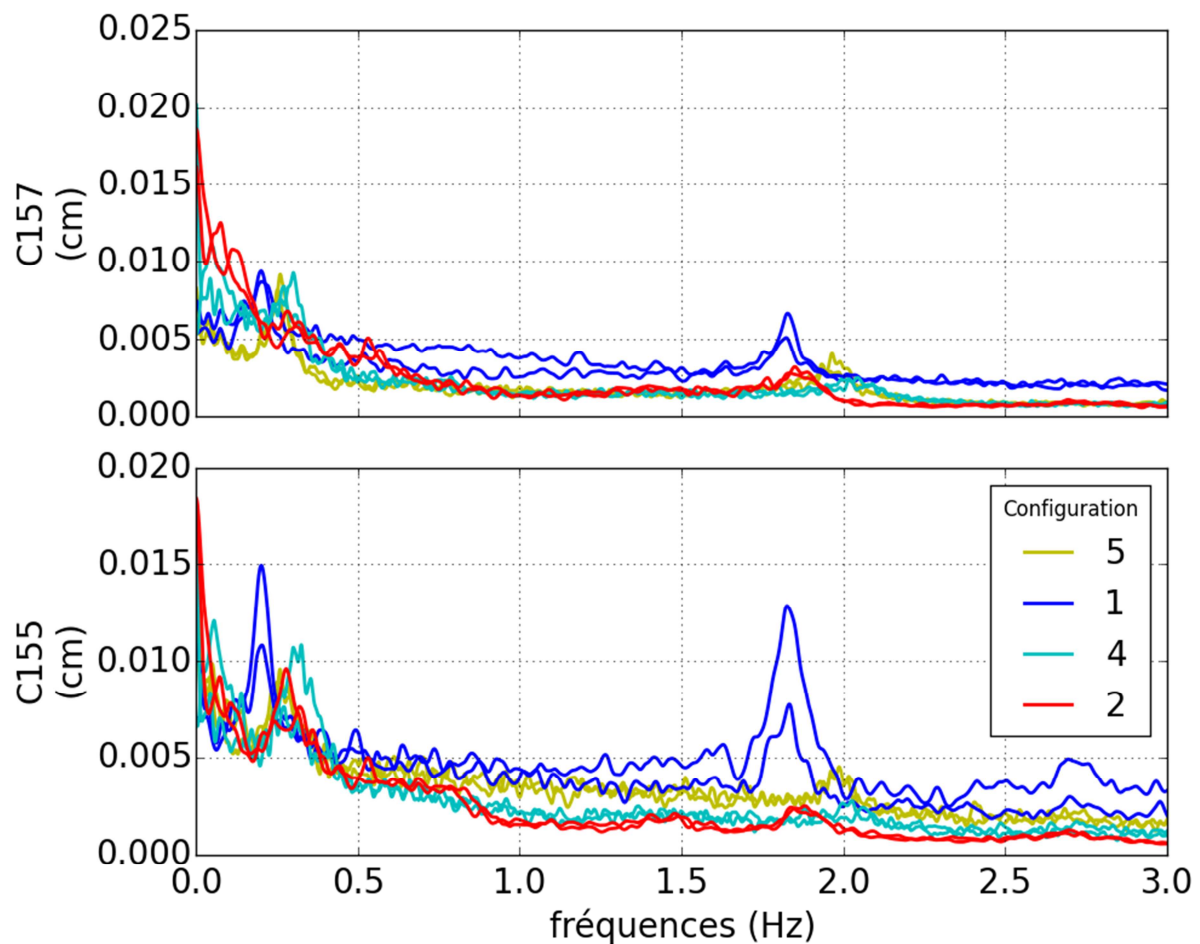


Figure 3.17 : Module du spectre des mesures de hauteurs d'eau pour les capteurs C155 et C157 et pour les quatre configurations 1, 2, 4 et 5. Les spectres bruts sont lissés pour obtenir les courbes présentées. Pour chaque configuration, les spectres de deux essais sont présentés.

3.1.4.2. Les Mesures de vitesse par LDV

Les traitements en chaque point

Tout d'abord, les vecteurs des vitesses et les positions associées sont exprimés dans le repère de l'expérience (modification de l'origine des positions et réorganisation des composantes des vitesses qui étaient données par rapport au repère associé à chaque laser).

Les histogrammes des vitesses sont tracés pour les différents points de mesures (figure 3.20). Ces histogrammes montrent pour chaque tranche de vitesse, le nombre de particules détectées lors d'un essai. Ces histogrammes permettent de vérifier que les grandeurs caractéristiques de l'essai considéré (moyenne, écart type) ont un sens.

Certains points de mesures sont manifestement erronés. En effet, dans les zones entourées de la figure 3.18 le champ de vitesse moyen présente une composante suivant l'axe x orientée vers les parois (figure 3.19) ce qui est un résultat irréaliste. Pour la majorité des points concernés par ce problème, la composante sur l'axe x du champ de vitesse présente un histogramme à deux pics (figure 3.20). Ceci rend le calcul de la moyenne peu pertinent pour caractériser le signal mesuré.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

En général, dans le cas d'un histogramme à deux pics, l'un des deux correspond à une vitesse proche de zéro alors que l'autre correspond à une vitesse importante vers la paroi du bassin d'étude. De plus, plus on se rapproche de la paroi et plus ce pic est important.

Sans que ces phénomènes aient pu être expliqués avec certitude, la mesure de vitesses importante vers la paroi près de celle-ci pourrait être liée à la traversée de la paroi circulaire du bassin d'étude, par le laser. Comme cela est évoqué au paragraphe 3.1.2.2, cette dernière dévie de manière différente les deux faisceaux lasers et provoque un décalage entre les chemins optiques des deux lasers (voir annexe 8.2.3) qui pourrait être à l'origine des erreurs de mesure rencontrées. Cependant, de telles erreurs ne sont pas observées dans le plan $x=0$, alors que la configuration est similaire au plan $y=0$. Entre ces deux plans, outre la position où est réalisée la mesure, l'instrument de mesure utilisé pour mesurer la vitesse radiale diffère. Le problème pourrait donc être lié à la puissance lumineuse de l'instrument de mesure ou à la longueur d'onde utilisée (le rouge pour le FlowExplorer 1D et les couleurs jaunes – pour la composante horizontale – et le vert – dans le cas de la composante verticale – pour le FlowExplorer 2D). Dans le plan $y=0$, ces vitesses sont mesurées par le FlowExplorer 1D. Or, cet instrument a une puissance lumineuse non réglable inférieure à la puissance maximale du laser 2D (voir le tableau 3.2 au paragraphe 3.1.2.2). Par ailleurs, l'eau atténue la lumière. Pour les points les plus éloignés de l'objectif du FlowExplorer, il est donc possible que la puissance lumineuse du FlowExplorer 1D ne soit pas suffisante pour obtenir une mesure correcte (malgré un rapport signal sur bruit qui semblait satisfaisant lors de la mesure). Pour valider cette explication, il aurait été intéressant d'invertir les positions des lasers 2D et 1D. Ceci n'a pas pu être réalisé par manque de temps lors de la location des lasers. Les points concernés par ce problème sont donc écartés lors de la comparaison avec les modèles numériques.

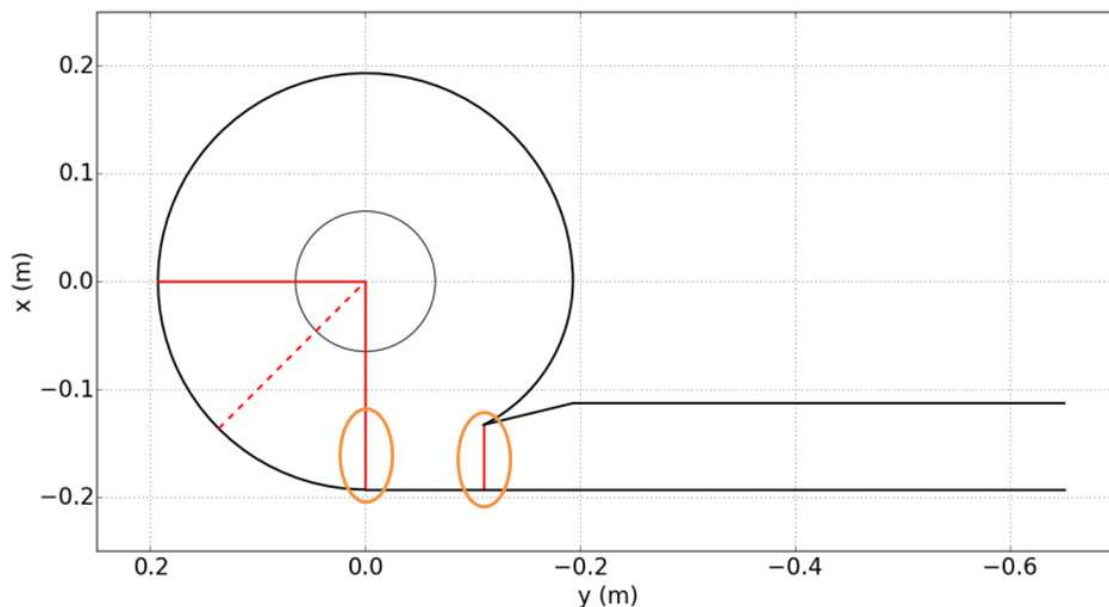


Figure 3.18 : Schémas des zones de mesure de vitesse. Les zones cerclées en orange sont les zones où des vitesses non physiques sont observées.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

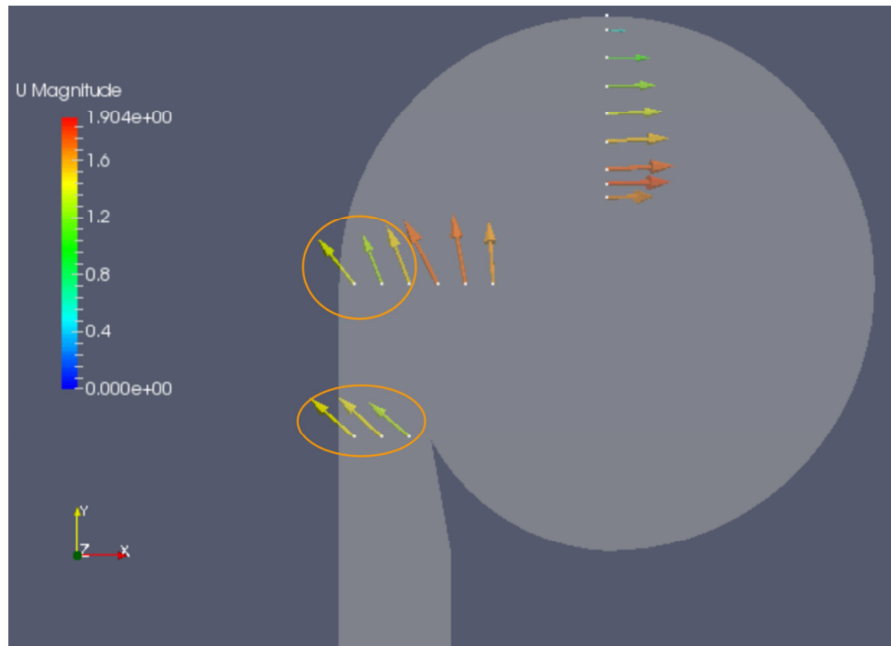


Figure 3.19 : Vecteurs vitesses moyens mesurés dans le plan $z=64.5\text{mm}$ dans le cas de la configuration 3.

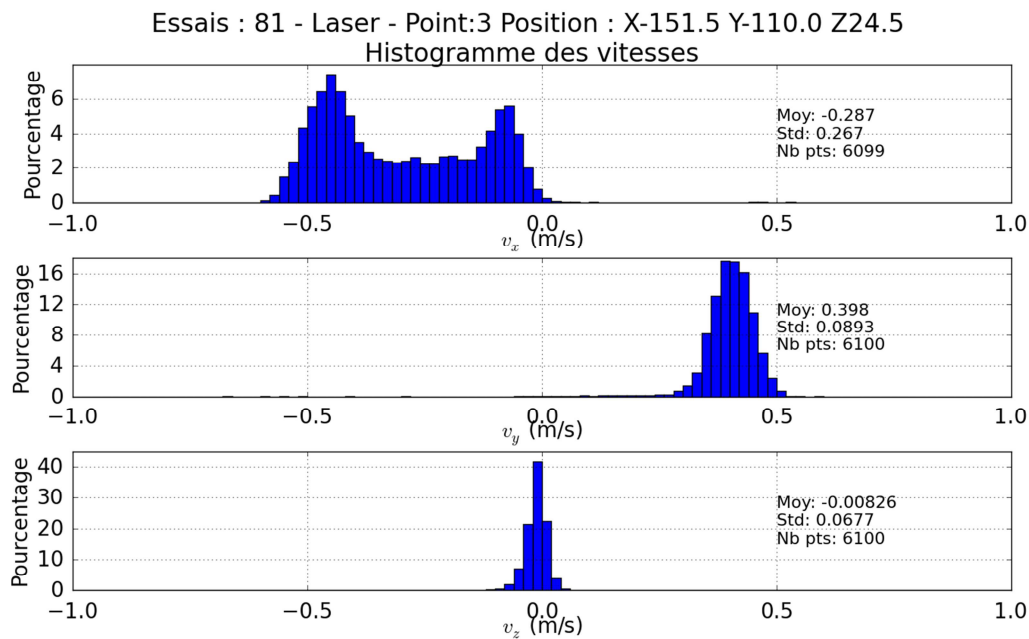


Figure 3.20 : Histogramme des vitesses u_x , u_y , u_z , pour un point dans le plan de l'injection (position $(x, y, z) = (151.5, -110, 24.5)$). On peut remarquer la présence de deux pics dans l'histogramme des vitesses suivant x . Moy, Std et Nb pts sont, pour chaque composante, respectivement le moyenne de la vitesse, sa déviation standard et le nombre de particules dont la vitesse est mesurée sur l'intervalle de temps d'acquisition.

La transformée de Fourier de chaque composante de la vitesse est estimée en chaque point après une interpolation et ré-échantillonnage des valeurs mesurées (la fréquence d'échantillonnage du signal mesuré n'est pas constante). Un exemple typique de spectre obtenu est présenté à la figure 3.21.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Essais : 29 - Laser - Point:6 Position : X-0.0 Y82.0 Z54.5
Spectre des vitesses - Module

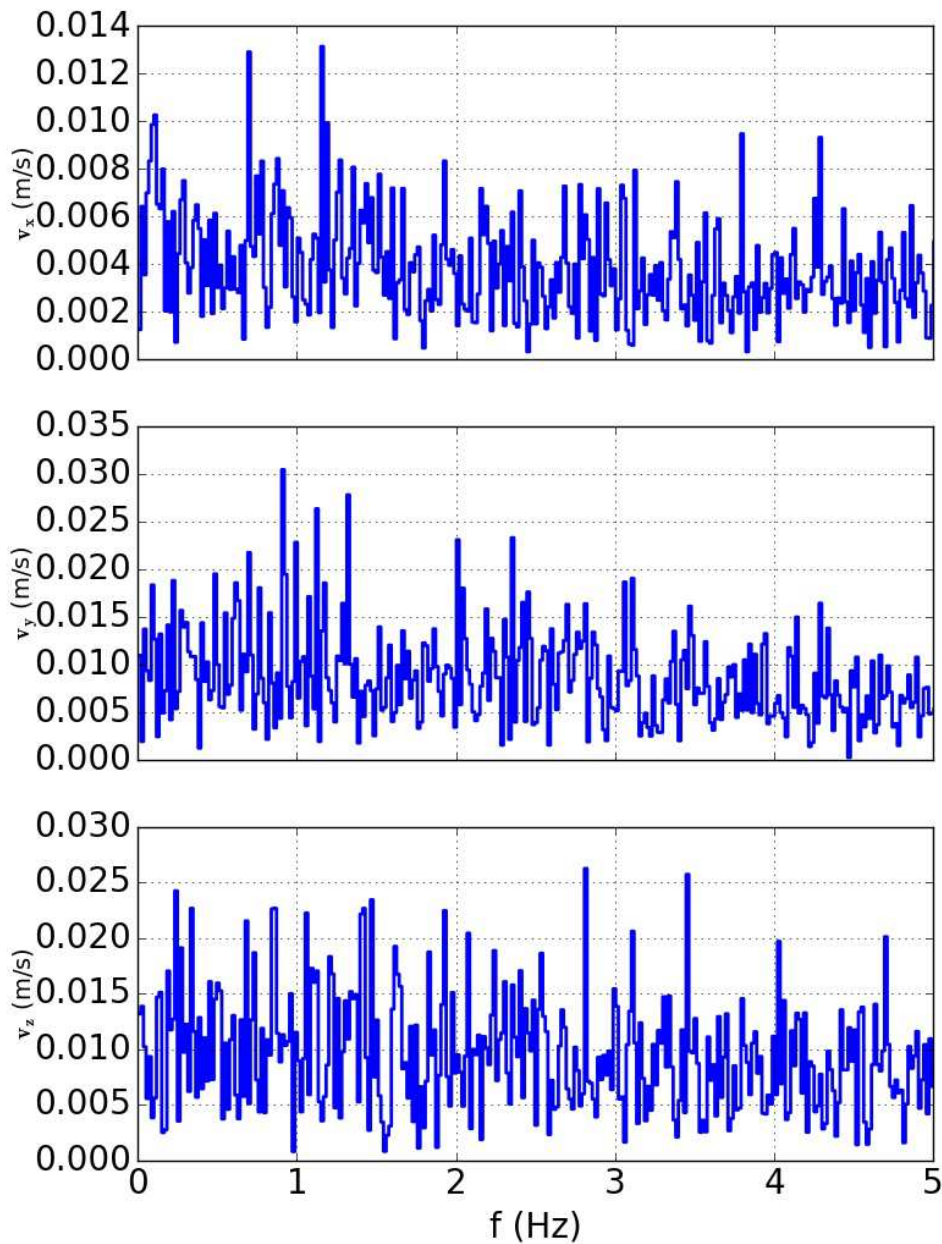


Figure 3.21 : Exemple typique de spectre des trois composantes de vitesse.

Les traitements pour une configuration

Pour une configuration donnée, les valeurs moyennes des vitesses sont évaluées aux différents points de mesure en vue de l'établissement d'une cartographie du champ de vitesse moyen. Il est aussi possible de calculer l'incertitude en suivant le même principe que pour les mesures acoustiques.

3.1.4.3. Les Mesures de vitesse par PIV

Toutes les images obtenues sont traitées par le logiciel Dynamic Studio de Dantec Dynamics, pour calculer les vitesses dans le repère des photographies. L'origine de ce repère située dans le coin en bas à gauche de la photo. Son axe des abscisses (respectivement celui des ordonnées) est situé le

Chapitre 3 : Le vortex en statique

long du bord inférieur (respectivement le long du bord gauche) de chaque photographie. Dans le logiciel, il est possible de définir des zones masquées dans lesquelles la vitesse ne sera pas calculée. Par exemple des zones de la photographie où la vitesse des particules ne peut être déterminée à cause de réflexions trop importantes sur la surface libre, ou en dehors du bassin d'étude. Enfin, les vitesses sont ensuite réexprimées dans le repère de l'expérience, pour pouvoir les comparer au modèle numérique.

3.1.5. Relation entre débit et hauteur d'eau

À partir des mesures de hauteurs d'eau, pour les différentes configurations testées, il est possible d'établir une relation empirique entre la hauteur adimensionnelle et le nombre de Froude ou coefficient de décharge (figure 3.22). Cette relation, valable pour une géométrie du bassin d'étude et du canal d'amenée donnée, permet d'estimer rapidement la hauteur d'eau lorsque le débit est connu. Une régression linéaire permet de calculer les coefficients suivants pour un coefficient de corrélation au carré de 0.995 :

$$\frac{h_0}{d} = 12.356Fr^2 + 0.52 \quad (3.2)$$

Cette relation est valable pour les trois diaphragmes testés, et des hauteurs d'eau allant de 15 cm à 50 cm. Pour toutes ces hauteurs d'eau le vortex est observé est supercritique et les nombre de Reynolds associés vont de 3×10^3 à 1×10^4 .

Comme présenté au paragraphe 2.2.3, le coefficient de décharge est proportionnel au rapport entre le débit réel et le débit estimé à partir de la relation de Bernoulli Q_B ($Fr = \sqrt{2}Q/Q_B$ où $Q_B = \sqrt{2gh'} \pi d^2/4$). Il est intéressant de noter que sur la plage de valeur considérée, le débit mesuré est au mieux de 42% du débit estimé par la relation de Bernoulli.

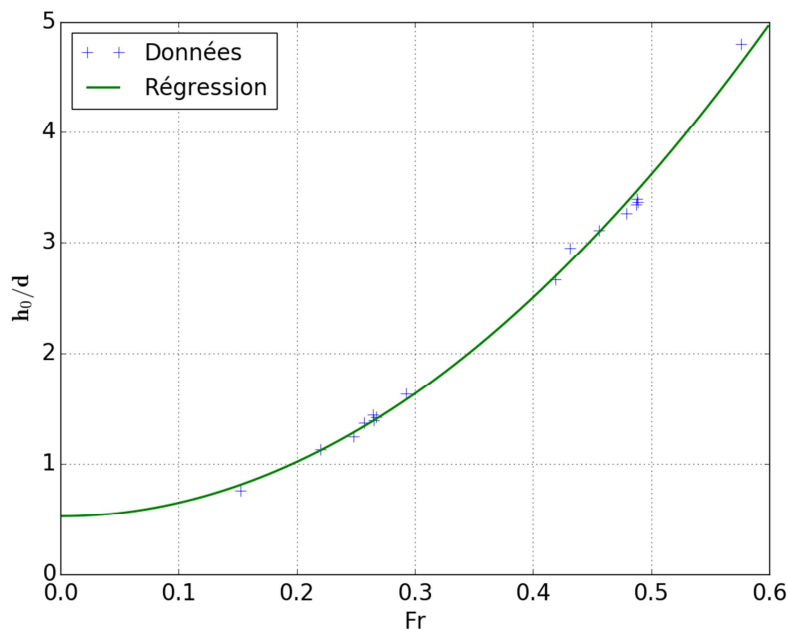


Figure 3.22 : Second paramètre adimensionnel (h_0/d) en fonction du nombre de Froude ou coefficient de décharge pour les essais réalisés sans turbine.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.2. Présentation du modèle numérique

Dans cette partie, un modèle numérique est mis en place afin de représenter l'écoulement observé dans le bassin d'étude lors de la campagne expérimentale présentée au paragraphe précédent. Ce modèle est réalisé en utilisant le logiciel OpenFOAM présenté au paragraphe 2.4.2.1.

3.2.1. Description d'un cas de référence

3.2.1.1. Le maillage

Le maillage de la géométrie a été réalisé en utilisant deux outils de maillage d'OpenFOAM : blockMesh et snappyHexMesh.

BlockMesh est un outil permettant de créer une géométrie à partir d'éléments simples (segments, arcs de cercle, lignes brisées). Des blocs sont formés à partir de ces éléments simples et il est possible de spécifier un nombre de mailles dans chaque direction de chaque bloc. SnappyHexMesh est un outil qui permet de créer un maillage complexe à partir d'un maillage initial souvent simple et éventuellement d'une géométrie au format STL provenant d'un logiciel de Conception Assistée par Ordinateur (CAO). Il peut créer un maillage sur la base d'une géométrie donnée au format STL, raffiner le maillage en différents endroits ou ajouter des maillages de couche limite.

Pour cette étude, la géométrie est définie en utilisant blockMesh, et un premier maillage est formé avec cette application. Le maillage obtenu est utilisé comme maillage initial pour snappyHexMesh. Ce second maillage est alors utilisé pour ajouter des mailles de couches limites sur les parois du domaine et raffiner les zones proches de la surface libre. Ce raffinement est réalisé à partir du maillage initial qui constitue le niveau de raffinement 0. Ensuite, chaque niveau de raffinement, correspond à la division de chacune des mailles en 8 (figure 3.23). Une maille au niveau 0 comprend donc $8^2 = 64$ mailles lorsqu'elle est raffinée au niveau 2.

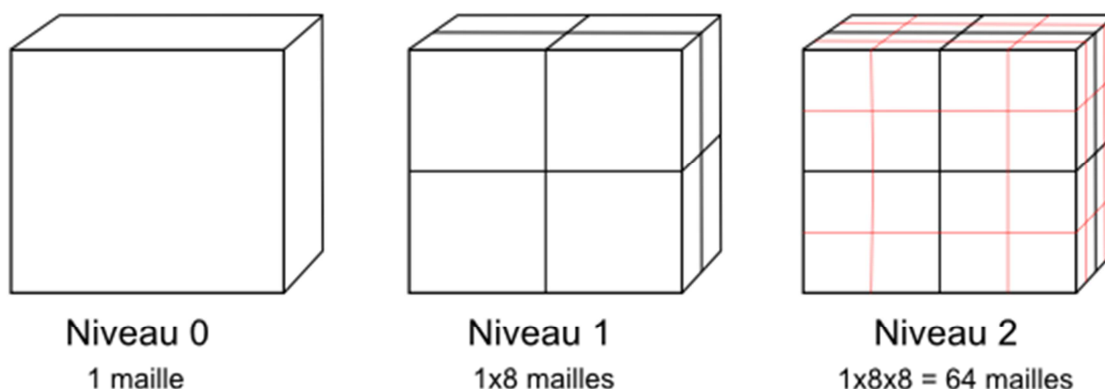


Figure 3.23 : Schémas des niveaux de raffinement sur SnappyHexMesh.

3.2.1.2. Le repère utilisé

L'origine du repère utilisé ici est située au centre du diaphragme dans le plan du fond du bassin d'étude. L'axe y est parallèle à l'injection. L'axe z est vers le haut. Enfin, l'axe x est positionné pour former un repère (x, y, z) direct (figure 3.24).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

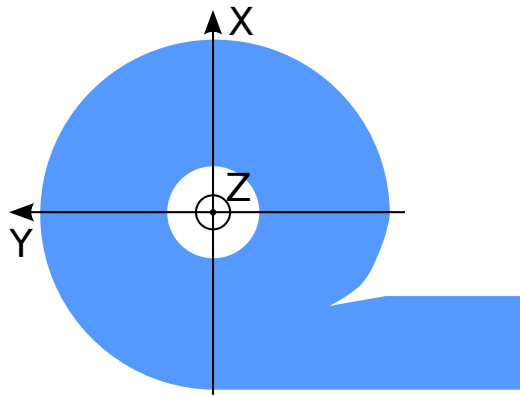


Figure 3.24 : Schéma des axes utilisés. Géométrie vue du dessus.

3.2.1.3. Les schémas numériques

OpenFOAM permet de choisir les schémas numériques utilisés pour chaque opérateur (dérivée temporelle, gradient, divergence...), et de les spécifier en fonction des grandeurs auxquelles ces opérateurs sont appliqués (vitesse, pression, fraction volumique...).

Le tableau 3.5 récapitule les schémas numériques utilisés dans ce cas. Ainsi, pour la discrétisation temporelle, un schéma d'Euler implicite, qui est précis au premier ordre, est utilisé [OpenFOAM Foundation, 2013b]. Pour les termes de convection un schéma TVD (Total Variation Diminishing) est utilisé avec un limiteur de Sweby [1984]. Les schémas TVD sont proposés dans la littérature dans le but de régler les problèmes d'oscillation et de stabilité des schémas d'ordre supérieur ou égal à 2 classiques. Ils consistent à ajouter une part de diffusion artificielle ou à pondérer un schéma aux différences centrées avec un schéma décentré amont (qui est peu précis mais inconditionnellement stable) [Versteeg and Malalasekera, 2007]. Les fonctions effectuant ces pondérations sont appelées des limiteurs. Il en existe un grand nombre dont ceux utilisés ici : limiteur de Sweby [1984], limiteur de Van Leer [1974]. Le schéma *gamma differencing* fait partie d'une autre famille de schéma numérique cherchant à améliorer les performances des schémas numériques convectifs, on trouvera plus de détails dans [Jasak et al., 1999]. Le terme de diffusion est discrétisé avec un schéma de différences centrées. Des schémas d'ordre 2 sont donc utilisés pour les discrétisations spatiales [Versteeg and Malalasekera, 2007].

Tableau 3.5 : Schémas numériques utilisés

Opérateur	Grandeurs de OpenFOAM	Schéma utilisé	Description
dérivée temporelle	toutes	Euler implicite	1 ^{er} ordre
gradient	toutes	Gauss linear	Différences centrées, 2 ^d ordre
divergence	div (rho*phi, U)	Gauss limitedLinearV 1	Schéma TVD limiteur de Sweby [1984], 2 ^d ordre
	div (phi, alpha)	Gauss vanLeer	Schéma TVD Limiteur de Van Leer [1974]
	div (phirb, alpha)	Gauss interfaceCompression	Schéma <i>gamma differencing</i> [Jasak et al., 1999]
	div((muEff*dev(T(grad(U)))))	Gauss linear	Différences centrées, 2 ^d ordre
laplacien	toutes	Gauss linear corrected	2 ^d ordre
interpolation	toutes	Linear	-

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.2.1.4. Les conditions aux limites

Les conditions aux limites ainsi que les conditions initiales sont données dans OpenFOAM dans le dossier 0 qui correspond au pas de temps initial. Les conditions aux limites sont spécifiées pour chaque variable (vitesse, pression, fraction volumique...).

La figure 3.25 présente les surfaces d'application des différentes conditions aux limites, et le tableau 3.6 récapitule le type de chacune d'entre elles.

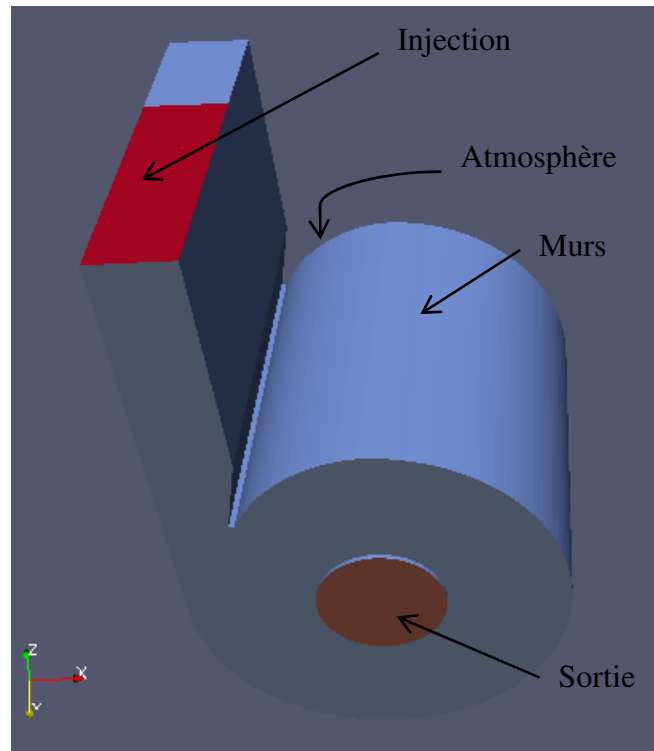


Figure 3.25: Schéma des différentes conditions aux limites.

La hauteur de la surface d'application de la condition aux limites appelée injection varie en fonction de la hauteur d'eau recherchée. De plus, à l'injection une vitesse constante est appliquée. Celle-ci peut être évaluée à partir du débit et de la hauteur d'eau recherchée. Par ailleurs, la condition aux limites sur la fraction volumique est une valeur constante correspondant à un écoulement d'eau monophasique. En ce qui concerne la pression, celle-ci est fixée en fonction du flux à travers l'injection.

Sur les murs, les conditions aux limites appliquées sont une vitesse nulle (condition de Dirichlet). La composante normale à la paroi du gradient de la fraction volumique est nulle (condition de Neumann). Cette dernière condition impose que l'interface air/eau soit perpendiculaire au mur. Cette condition est effectivement vérifiée dans le cas où les effets de la tension de surface sont négligés, ce qui ne pose pas de problème près des murs verticaux du récipient. Le gradient de pression, sur les murs, est déterminé à partir du flux de la vitesse qui est nulle sur les parois. L'expression du gradient de pression en fonction du flux de la vitesse est établie à partir de la discrétisation de l'équation de transport sur les faces du maillage.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Les conditions aux limites appliquées au niveau du diaphragme et dans l'atmosphère sont identiques. Celles-ci doivent permettre la sortie de l'eau et une entrée d'air si nécessaire. C'est ce que permet la condition *inletOutlet* sur la fraction volumique :

- Lorsque la vitesse est orientée vers l'extérieur du domaine, la composante du gradient de la fraction volumique normale à la condition aux limites est nulle ($\frac{\partial \alpha}{\partial n} = 0$, où n est la normale à la surface de la condition aux limites)
- Lorsque la vitesse est orientée vers l'intérieur du domaine, la fraction volumique a une valeur fixée à zéro (air uniquement)

La condition aux limites de pression utilisée sur l'atmosphère et le diaphragme est une pression totale fixée à zéro.

Enfin, la condition sur la vitesse sur ces deux parois permet la sortie de l'eau et une entrée d'air si nécessaire :

- Si la vitesse est sortante, la composante normale à la surface du gradient de vitesse est nulle.
- Si la vitesse est entrante alors sa valeur est calculée à partir du flux dans la direction normale à la surface lui-même déterminé à partir de la pression.

Tableau 3.6 : Récapitulatif des conditions aux limites utilisées dans le cas de référence.

Condition aux limites	Vitesse	Pression	Fraction volumique
Injection	fixedValue	fixedfluxPressure	inletOutlet
Murs	fixedValue	fixedfluxPressure	zeroGradient
Sortie	pressureInletOutletVelocity	totalPressure	inletOutlet
Atmosphère	pressureInletOutletVelocity	totalPressure	inletOutlet

3.2.1.5. Choix des pas de temps

Dans les simulations réalisées, le pas de temps de calcul n'est pas constant. OpenFOAM le choisit afin de vérifier la condition de Courant–Friedrichs–Lewy. Celle-ci consiste à conserver un nombre de Courant inférieur à une valeur donnée. Le nombre de Courant est un nombre sans dimension permettant de quantifier le nombre de mailles qu'une particule parcourra entre deux pas de temps consécutifs. Dans OpenFOAM, ce nombre, Co_i , est calculé dans chaque maille i du domaine avec [OpenFOAM Foundation, 2013a]:

$$Co_i = 0.5 \Delta t \frac{\int_{S_i} \vec{U}_i d\vec{n}_i}{\Delta \tau_i} \quad (3.3)$$

Où :

- Δt est le pas de temps
- $\Delta \tau_i$ est le volume de l'élément i où est calculé le nombre de Courant
- S_i est la surface de contrôle de la cellule i
- $d\vec{n}_i$ est le vecteur normal à la surface de contrôle de la cellule i et de norme égale à l'aire de cette surface
- \vec{U}_i est la vitesse dans la cellule i

Les pas de temps sont déterminés par le logiciel afin que le nombre de Courant maximal dans le domaine soit inférieur à une valeur choisie par l'utilisateur qui est appelée *maxCo* dans OpenFOAM

Chapitre 3 : Le vortex en statique

et nombre de Courant maximal admissible dans la suite. L'influence de ce paramètre sur le résultat est étudiée au paragraphe 3.2.2.3. Cette variation du pas de temps permet d'avoir le pas de temps le plus grand possible tout en conservant une bonne stabilité du calcul.

3.2.1.6. Le post traitement

Le post traitement des calculs est réalisé en utilisant des outils de post-traitement d'OpenFOAM pour extraire les valeurs dans des fichiers texte et la librairie swak4Foam. Le tracé des données extraites est fait grâce au langage de programmation Python et aux librairies de calculs scientifiques associées.

L'évolution temporelle des efforts de pression de l'eau sur les parois du récipient cylindrique est obtenue en utilisant la librairie swak4Foam. Les évolutions temporelles de la vitesse, de la fraction volumique et de la pression en un point ont été obtenues en utilisant l'utilitaire probe d'OpenFOAM.

Par ailleurs, les profils des différentes grandeurs (composantes de la vitesse, pressions, fraction volumique) sont extraits et tracés le long de lignes verticales et horizontales. Les positions de ces lignes virtuelles sont choisies afin de s'approcher au plus près des lieux des mesures lors des expériences (positions des capteurs acoustiques et dans les plans de mesure de la LDV).

3.2.2. Influence des paramètres numériques

3.2.2.1. Convergence du maillage

Dans ce paragraphe, on étudie l'influence du maillage sur le résultat numérique en réalisant un raffinement progressif du maillage et en comparant les résultats des différents calculs. Le tableau 3.7 présente les différents maillages utilisés et leurs caractéristiques globales. La figure 3.26 montre le maillage du cas appelé EM5HaBL3R4 dans le tableau 3.7. La taille de la première maille près des parois est la même pour les trois maillages, le y^+ moyen est donc quasiment identique dans les trois cas et vaut environ 9. Le y^+ est défini par la relation suivante :

$$y^+ = \frac{u_\tau y_w}{\nu} \quad (3.4)$$

où :

- u_τ est la vitesse de friction qui est définie en théorie par $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$, en pratique, dans le modèle numérique c'est la vitesse dans la première maille près du mur qui est utilisé
- τ_w est l'effort de cisaillement sur le mur,
- y_w est la distance entre le mur et la première maille,
- ν et ρ sont respectivement la viscosité cinématique et la masse volumique du fluide considéré.

Tableau 3.7 : Présentation des différents maillages étudiés. Le temps de calcul du maillage le plus fin est de 419 h pour 60 s, il est ramené à 175 h pour 25 s en supposant que le temps de calcul est proportionnel à la durée simulée.

Nom	Nombre de mailles	Taille de maille près du diaphragme (mm)	Nombre de mailles sur le pourtour du cylindre	Temps de calcul pour 25 s (h)
EM5HaBL3R3.2 (maillage grossier)	315363	2.1	96	53
EM5HaBL3R4 (maillage intermédiaire)	425011	1.6	128	77
EM5HaBL3R2 (maillage fin)	998198	1.3	160	175

Chapitre 3 : Le vortex en statique

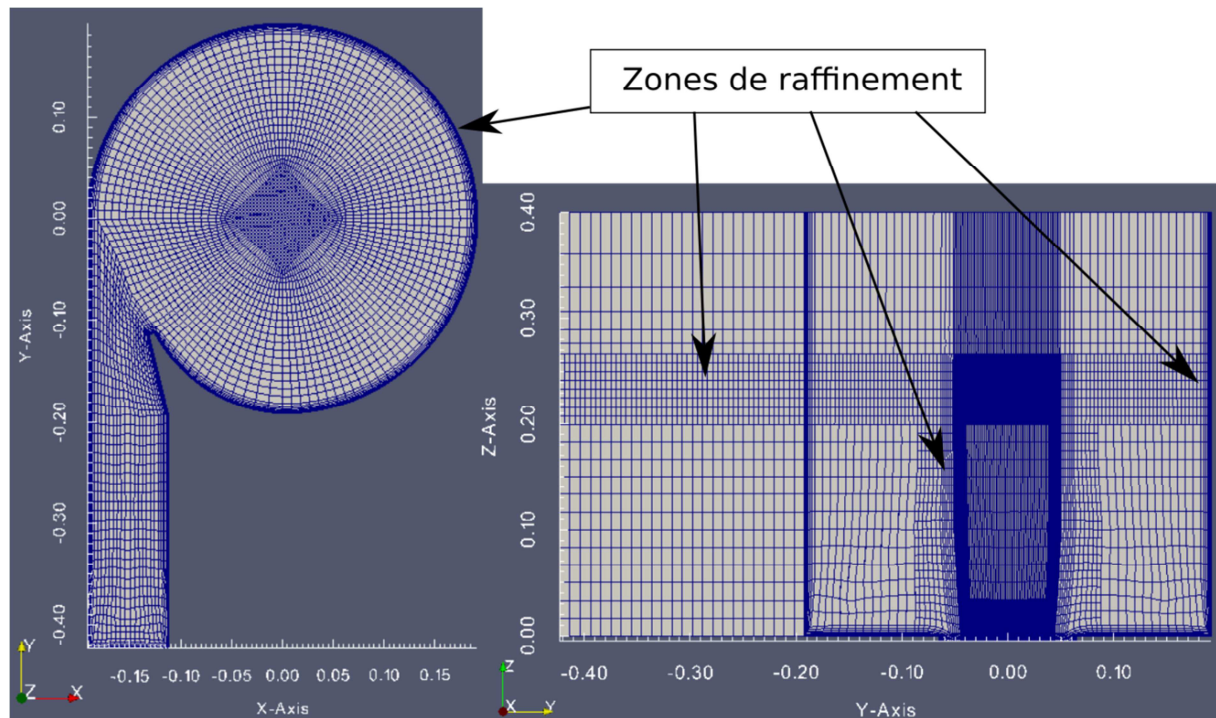


Figure 3.26 : Images vue de dessus et en coupe du maillage du calcul EM5HaBL3R4 (maillage avec un niveau de raffinement intermédiaire).

Trois types de comparaison sont conduits entre les différents calculs :

- une comparaison de l'évolution temporelle des différentes grandeurs étudiées en différents points
- des comparaisons entre des profils de fraction volumique d'eau
- des comparaisons entre des profils de vitesse

Les profils de vitesse et de fraction volumique sont superposés afin de bien visualiser le fluide où la vitesse est évaluée (air ou eau).

Deux types de profils de vitesse et de fraction volumique sont présentés ici :

- des profils verticaux
- des profils horizontaux

En ce qui concerne la fraction volumique, les profils verticaux nous renseignent sur la hauteur d'eau dans le bassin et les profils horizontaux nous renseignent sur la largeur du vortex.

La figure 3.27 montre l'évolution temporelle de la vitesse tangentielle en un point du bassin d'étude à la moitié du rayon du bassin, pour les trois maillages étudiés. On constate que la vitesse atteint un état stationnaire au bout de 15s environ. Dans la suite, les comparaisons se feront donc après 15s (par exemple 20 ou 25s). En d'autres points sur le pourtour du vortex, les vitesses tangentielles montrent une stabilisation plus rapide.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

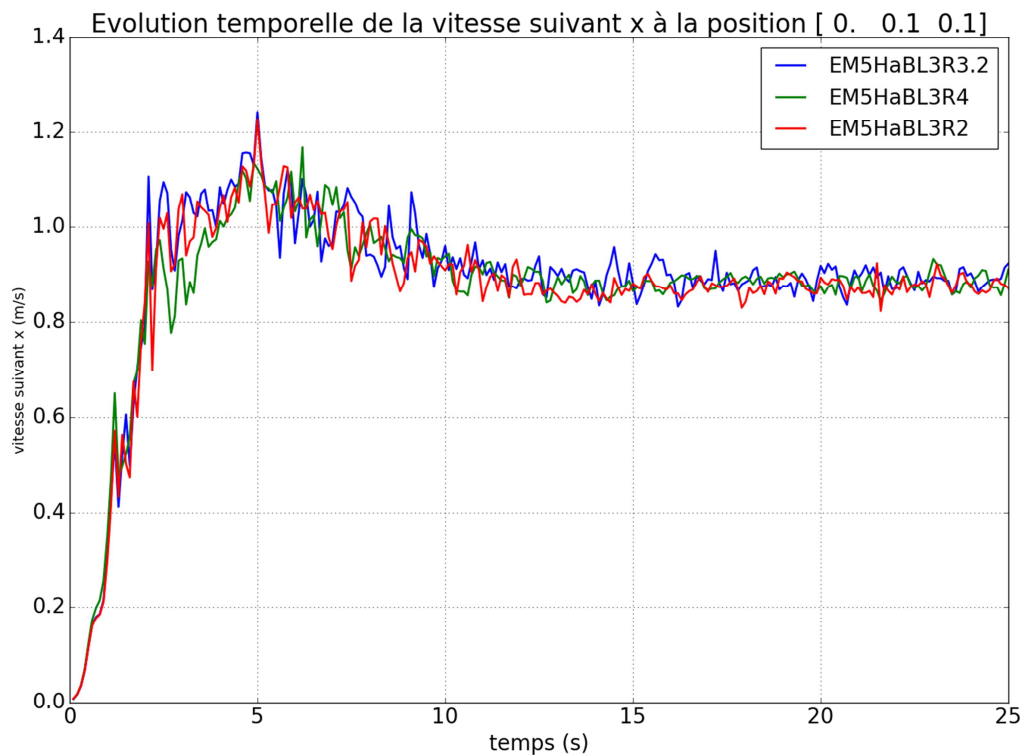


Figure 3.27 : Évolution temporelle de la vitesse tangentielle au point de coordonnées $(x, y, z)=(0, 0.1, 0.1)$ pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7). Les moyennes sur les dix dernières secondes de chacun des signaux des calculs EM5HaBL3R3.2, EM5HaBL3R4 et EM5HaBL3R2 sont respectivement 0.889 m/s, 0.884 m/s et 0.872 m/s. Les déviations standards associées sont dans le même ordre 0.022 m/s, 0.016 m/s et 0.017 m/s.

La figure 3.28 montre l'évolution sur la verticale de la fraction volumique et de la vitesse d'injection dans le canal d'amenée pour les trois calculs du tableau 3.7. Cette évolution est montrée sur toute la hauteur du maillage. L'évolution de la fraction volumique nous informe donc sur la position de l'interface entre l'air et l'eau et sur la diffusion de cette interface. Cette dernière information est intéressante à contrôler car la trop grande diffusion des interfaces est un problème connu des méthodes VOF [Deshpande et al., 2012b]. Sur cette figure, on vérifie que le cas le plus raffiné est celui où la transition air/eau est la plus rapide. De plus, les profils des vitesses dans la partie immergée sont très proches. Le cas avec les mailles les plus grosses (EM5HaBL3R3.2) présente une légère différence lorsqu'on se rapproche de la surface libre. Dans l'air, le maillage étant beaucoup plus grossier les différences entre les calculs sont plus importantes.

La figure 3.29, présente le même type de profil mais dans le bassin d'étude. On constate que la transition eau-air s'effectue légèrement plus haut dans le cas le plus raffiné. On verra dans la partie 3.3.2 que les simulations numériques présentent toujours un niveau d'eau légèrement plus faible que les expériences. Cette différence semble pouvoir être résolue en diminuant la taille des mailles mais cette solution est prohibitive à cause du temps de calcul qui augmente avec le nombre de cellules. En ce qui concerne les profils de vitesse tangentielle, on vérifie qu'ils ont tous la même forme, même s'ils ne se superposent pas exactement comme dans la figure 3.28. On vérifie cependant que les erreurs par rapport au cas le plus raffiné ont tendance à diminuer avec l'augmentation du nombre de mailles (figure 3.30).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

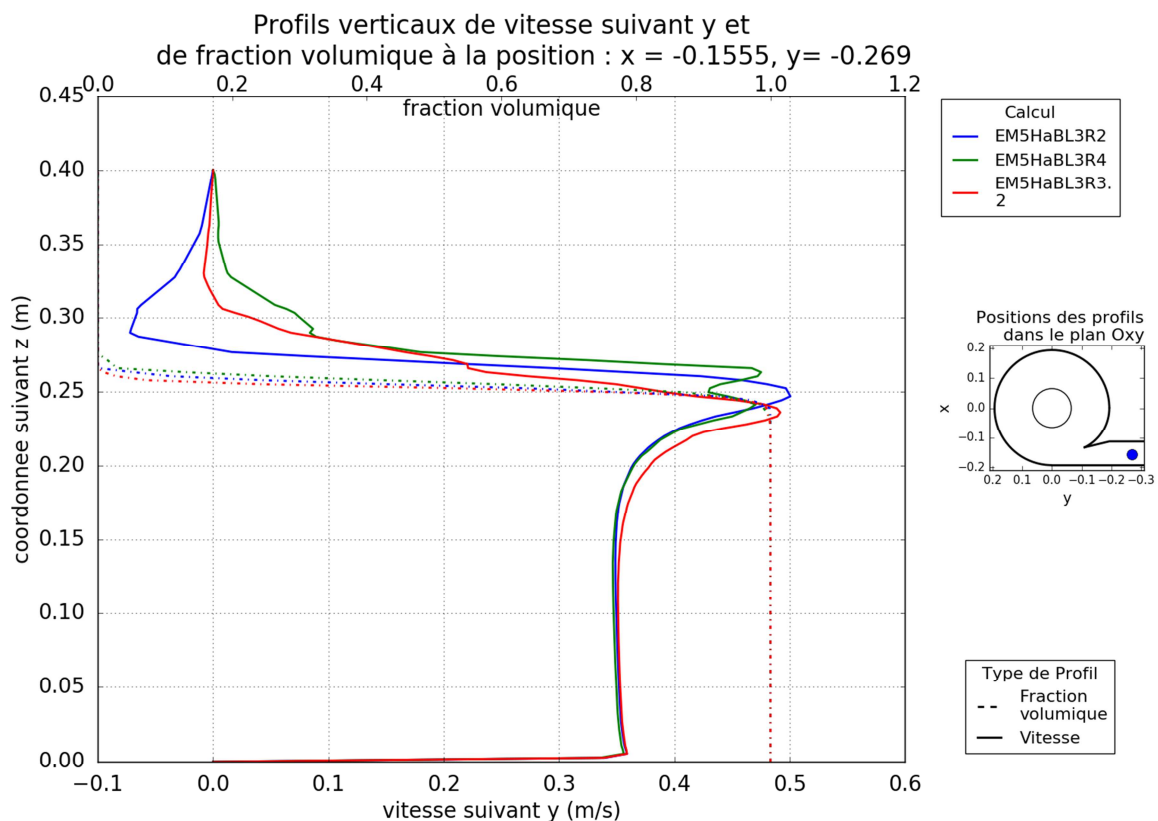


Figure 3.28 : Profils verticaux de la vitesse suivant y (dans le sens de l'injection) et de la fraction volumique d'eau en amont de l'injection (dans le canal d'amenée) au temps $t=25s$, pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7).

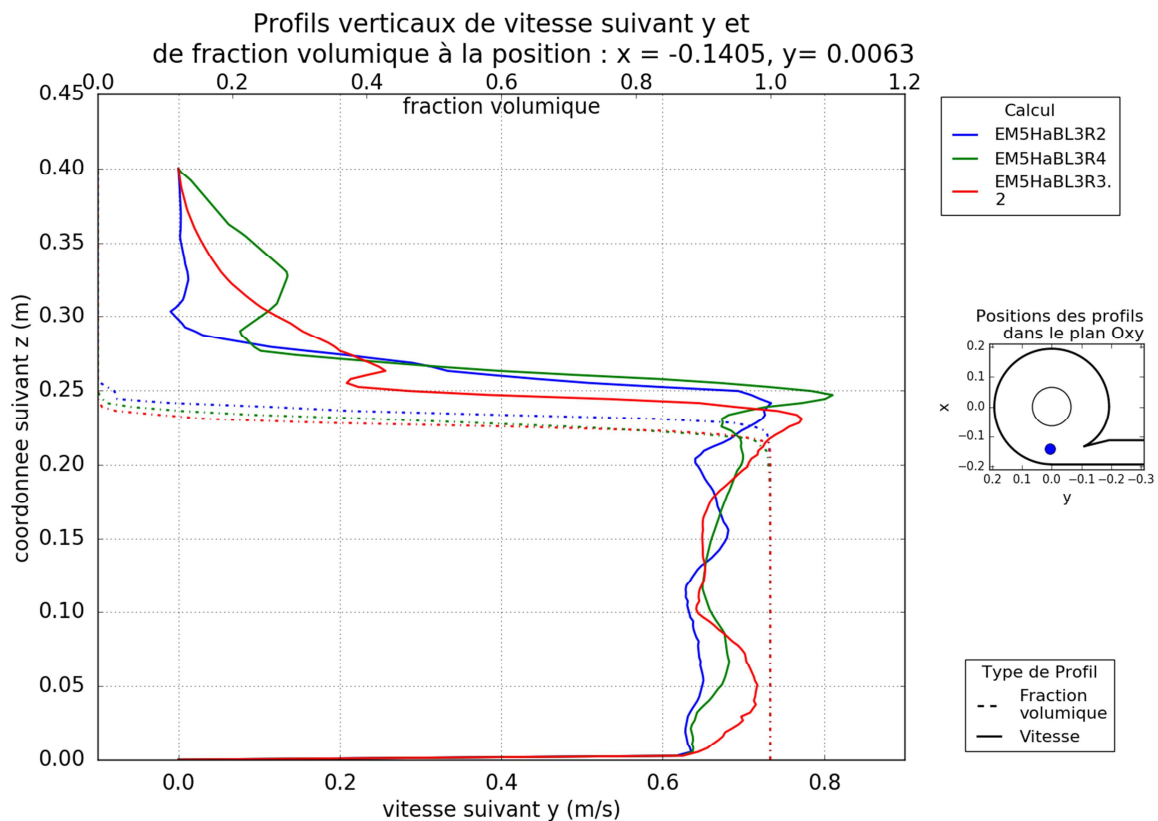


Figure 3.29 : Profils verticaux de la vitesse tangentielle et de la fraction volumique juste en aval de l'injection au temps $t=25s$, pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

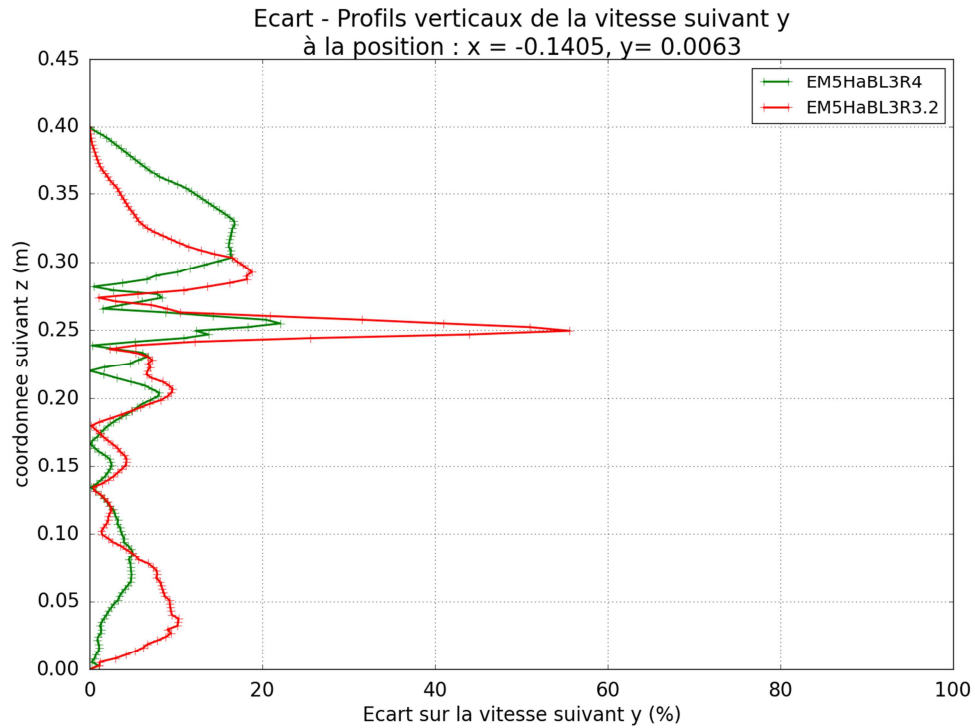


Figure 3.30 : Profils verticaux de l'écart relatif de la vitesse tangentielle juste en aval de l'injection au temps $t = 25s$ y entre différents raffinements du maillage. Le maillage le plus fin est la référence.

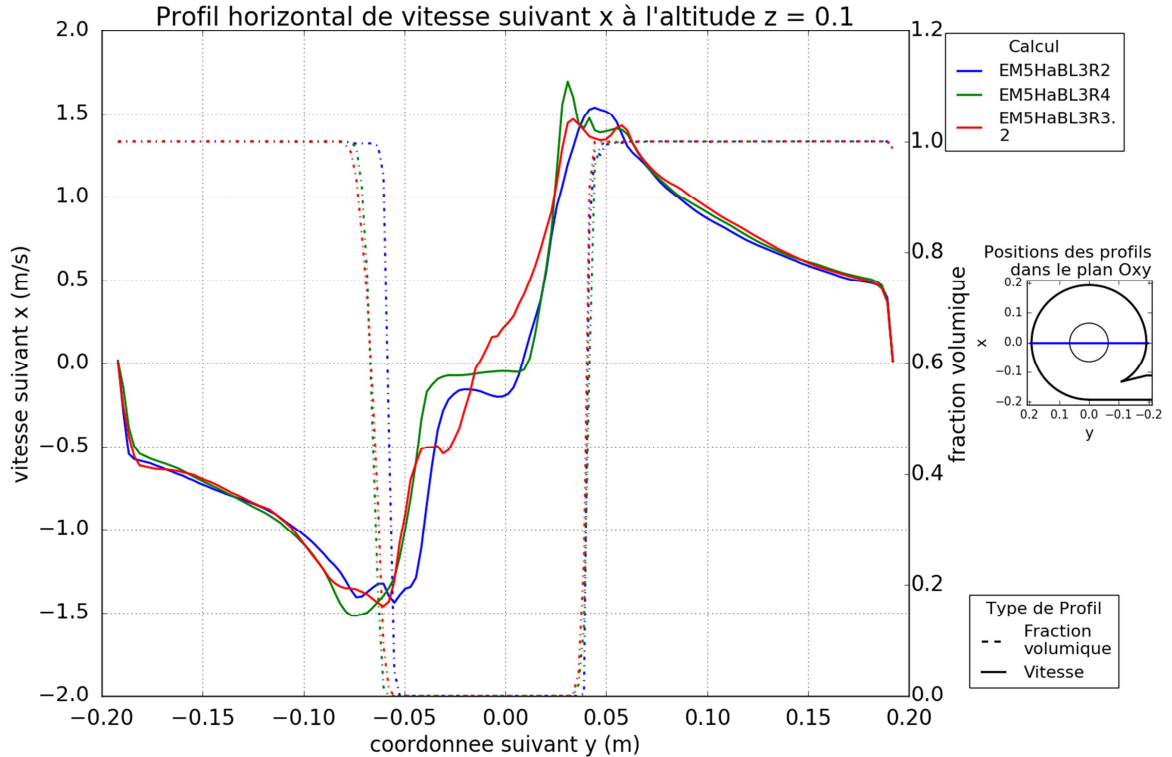


Figure 3.31 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe des y, à l'altitude $z=0.1m$ et au temps $t=25s$, pour les différents maillages utilisés (voir tableau 3.7).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

La figure 3.31, montre un profil horizontal de vitesse tangentielle. On vérifie toujours que le cas EM5HaBL3R2 présente la transition air-eau la plus rapide, et que son niveau d'eau est plutôt plus élevé. Les profils de vitesses ont des formes très proches. On peut toutefois remarquer de faibles différences proches des pics de vitesse. La discrétisation du cas EM5HaBL3R2 lui permet d'avoir des profils plus lisses. Il y a aussi un décalage du profil de vitesse entre le cas le plus raffiné et les deux autres cas dans la zone où le niveau d'eau est différent.

On constate sur la figure 3.32 que l'erreur sur les vitesses entre les différents cas est relativement faible (inférieure à 10%) et a plutôt tendance à diminuer avec le raffinement du maillage. La zone proche de la surface libre fait exception et l'erreur y est plus élevée, notamment à cause du décalage de la surface libre observée à la figure précédente.

Dans cette zone l'allure du profil de vitesse du cas correspondant au maillage intermédiaire (courbe verte) est relativement proche du profil de vitesse du cas le plus fin. Cependant, ce profil est décalé à cause de la variation de la hauteur d'eau observée. Ce décalage introduit une erreur importante. Le cas le plus grossier (courbe rouge) conserve le même décalage mais avec une allure du profil de vitesse qui ressemble moins que le cas précédent au calcul le plus fin. Ce changement de profil conduit à une erreur qui semble plus faible.

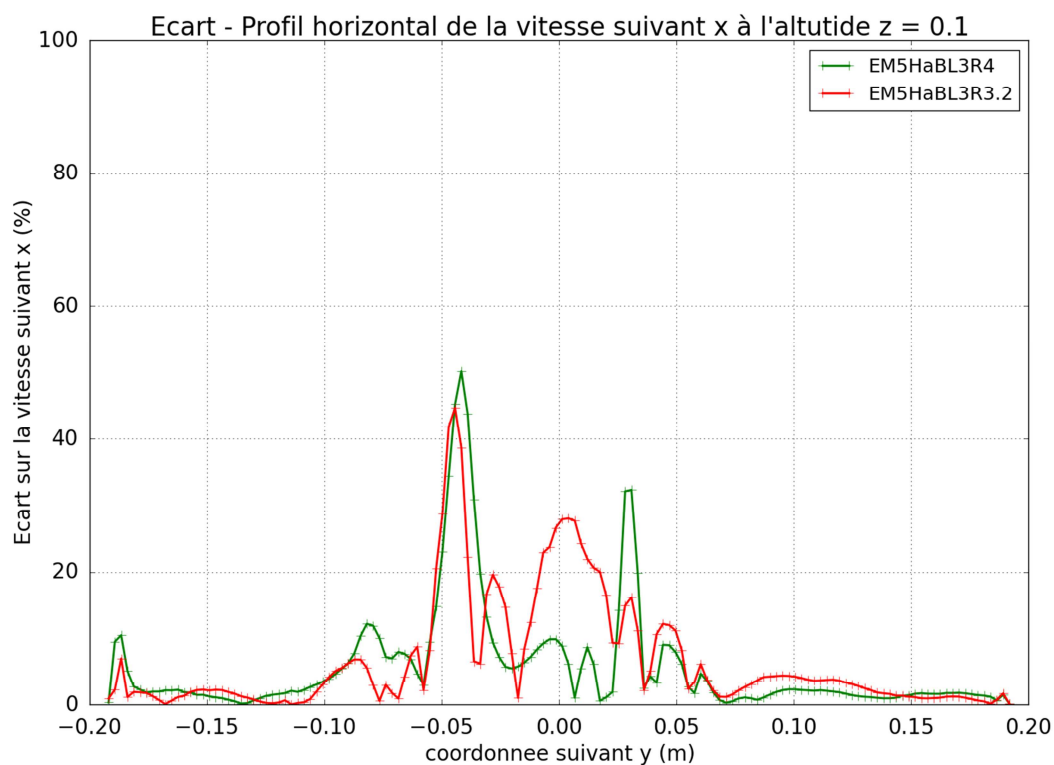


Figure 3.32 : Profils horizontaux de l'écart relatif sur la vitesse tangentielle le long de l'axe des y pour différents raffinements du maillage, à l'altitude $z=0.1\text{m}$ et au temps $t=25\text{s}$. Le calcul le plus raffiné est la référence.

On observe donc une influence du maillage sur les profils considérés. Cette influence semble cependant limitée et la modélisation rend compte du phénomène physique observé. Dans la suite, les maillages utilisés devront toujours être au moins aussi fins que le maillage du cas intermédiaire EM5HaBL3R4 afin de garantir une précision minimale des calculs.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.2.2.2. Influence du maillage de la couche limite

Dans un premier temps, afin de simplifier le maillage et diminuer le temps de calcul, la couche limite le long des parois n'était pas maillée plus finement que le reste. En comparant ces cas avec les données de la campagne expérimentale, il apparaît que la hauteur d'eau calculée est plus faible que la hauteur d'eau mesurée. Comme le montre la figure 3.33, l'ajout du maillage de la couche limite a pour conséquence d'augmenter le niveau d'eau dans le bassin d'étude. En effet, cet ajout permet de mieux prendre en compte les frottements sur les parois qui freinent le fluide et conduisent à l'augmentation du niveau d'eau dans le bassin d'étude. Dans le reste de l'étude du tourbillon de vidange, un maillage fin près de la couche limite est toujours inséré sauf si le contraire est précisé.

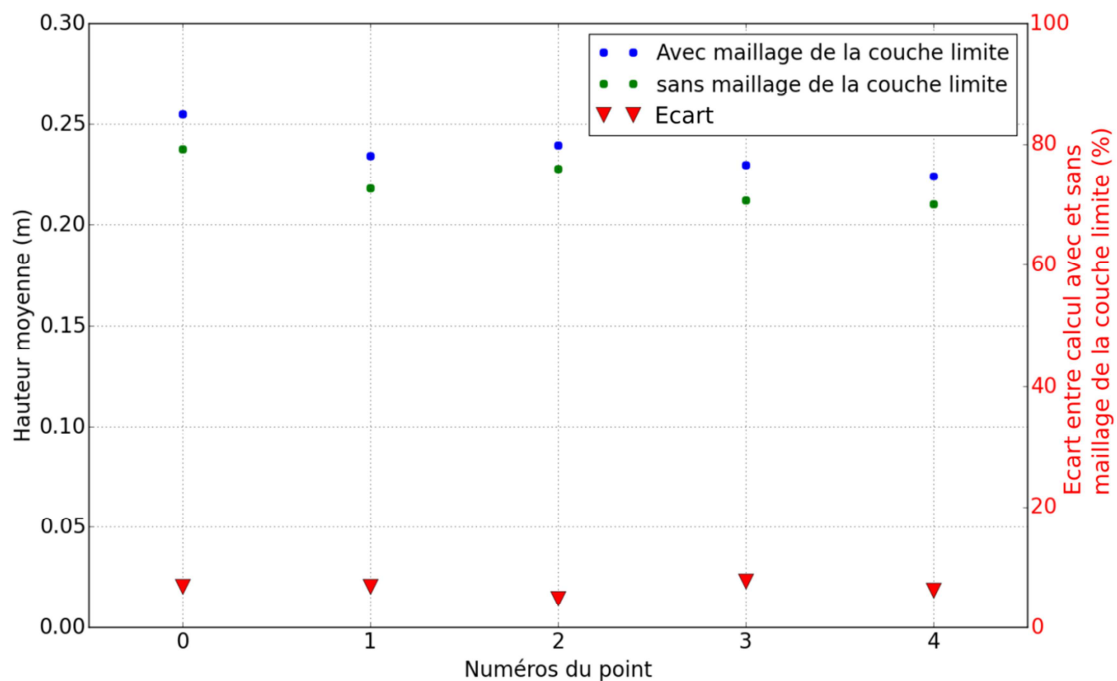


Figure 3.33 : Comparaison des hauteurs d'eau avec et sans maillage de la couche limite en différents points. Les points correspondent aux positions des capteurs acoustiques décrits au paragraphe 3.1.2.1. Les points numéro 0, 1, 2, 3, et 4 correspondent, respectivement, aux positions des capteurs C178, C157, C152, C155 et C153.

3.2.2.3. Influence du nombre de Courant maximum

L'influence du paramètre nombre de Courant maximum admissible, nommé maxCo dans OpenFOAM est étudiée ci-après. Ce paramètre est introduit au paragraphe 3.2.1.5. Les valeurs testées sont présentées dans le tableau 3.8. Ce paramètre détermine les pas de temps utilisés pendant le calcul. Plus il est faible et plus les pas de temps seront faibles. Le maillage utilisé dans ce cas est un maillage proche de celui du cas EM5HaBL3R4 de la section précédente.

Tableau 3.8 : Valeur du nombre de Courant et temps de calcul sur 8 processeurs (premier calcul effectué sur Caparmor et les autres sur Badiane, voir 2.4.2.2).

Nom	Nombre de Courant max admissible	Temps de calcul pour 20 s de temps physique
EM5Ha_15deg_BL3	0.5	63h
EM5Ha0.3	0.3	84h
EM5Ha0.1	0.1	224h

Chapitre 3 : Le vortex en statique

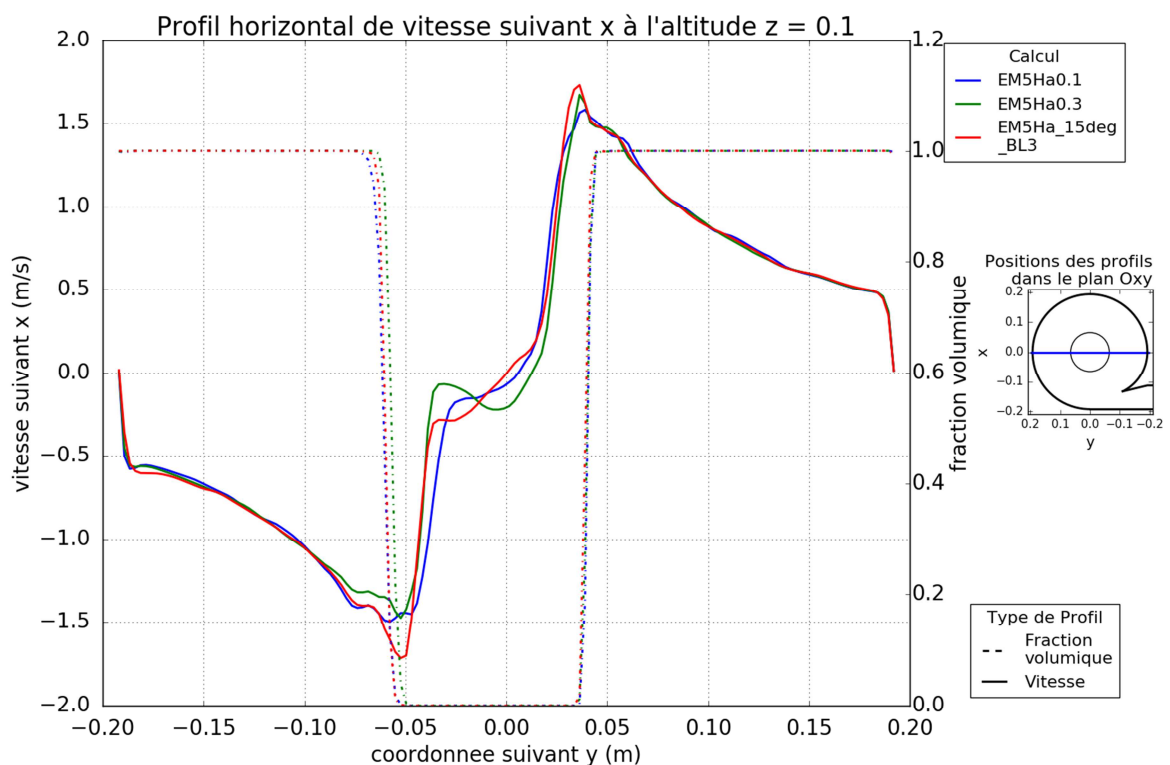


Figure 3.34 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe des y, à l'altitude 0.1m et au temps t=20s.

On observe sur la figure 3.34 que les variations des profils de vitesse et de fraction volumique suite au changement de nombre de Courant maximal admissible sont relativement faibles (erreur inférieure à 5% en général), à l'exception de la zone proche de la surface libre où les erreurs sont plus élevées (20% environ et ponctuellement 40%). Dans cette zone, la diminution du nombre de Courant maximal admissible semble provoquer une diminution de la vitesse maximale. Il est intéressant de noter que, comme on le verra au paragraphe 3.3.3, notre modèle numérique a tendance à surestimer les vitesses tangentielles maximales. La diminution du nombre de Courant maximal admissible corrige donc ce problème mais c'est au prix d'un temps de calcul non négligeable (tableau 3.8) et on conservera par la suite un nombre de Courant maximal admissible de 0.5.

3.2.2.4. Comparaison avec un modèle de fluide parfait

Un modèle de fluide parfait du système a aussi été réalisé. La viscosité des deux fluides est donc fixée à zéro afin de résoudre les équations d'Euler. Pour une taille de maille au centre du diaphragme identique, le maillage utilisé ici contient un nombre de mailles plus faible que ceux utilisés précédemment. En effet, une condition de glissement est imposée aux parois, le maillage de la couche limite n'est donc plus nécessaire.

La figure 3.35 présente des profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour le cas EM5HaBL3R2 (cf. paragraphe 3.2.2.1) et le cas EM5HaEulerR2 (modèle de fluide parfait). On constate que la différence entre ces deux cas (figure 3.36) est du même ordre de grandeur que celle entre EM5HaBL3R2 et EM5HaBL3R4 (cf. paragraphe 3.2.2.1) sauf sur les parois. Près des murs, la

Chapitre 3 : Le vortex en statique

différence de comportement est due à la condition aux limites de glissement qui est appliquée dans le cas du fluide parfait.

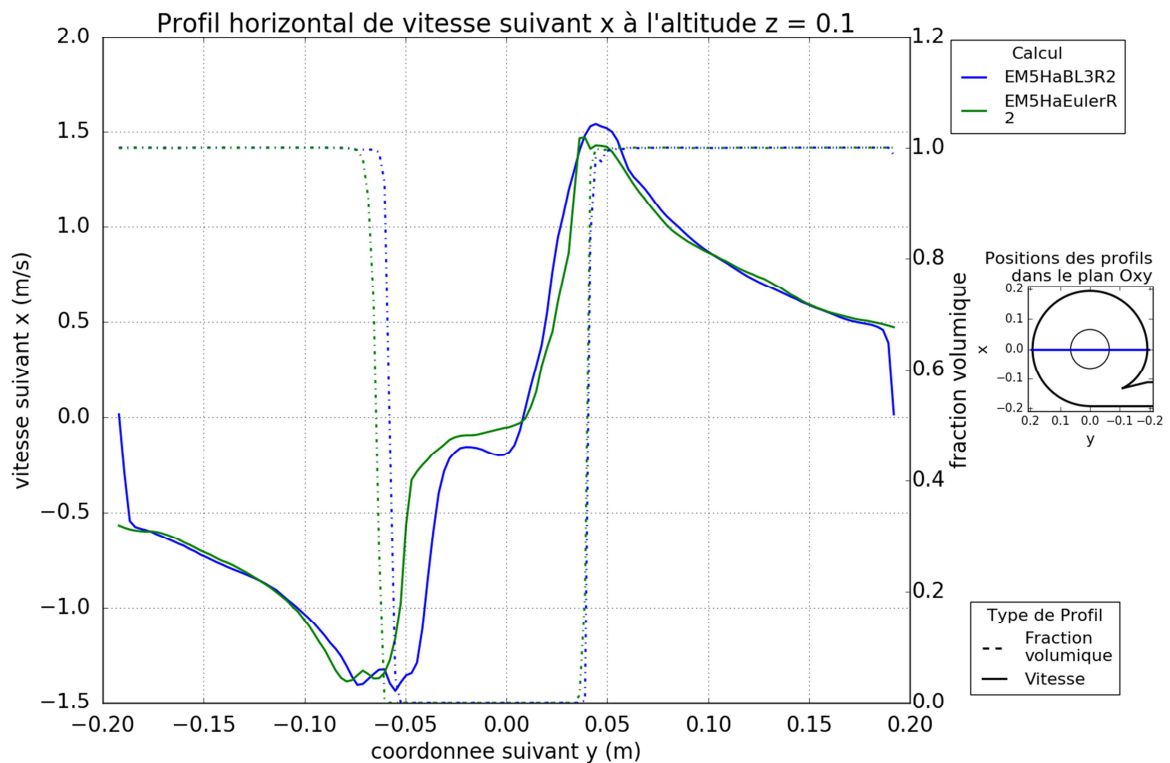


Figure 3.35 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe y , pour un modèle fluide parfait (vert) et un modèle laminaire (bleu), à l'altitude 0.1m et au temps $t=25s$.

Cependant, la figure 3.37 montre que le niveau d'eau dans le cas du fluide parfait est plus faible que dans celui du cas avec le modèle de fluide visqueux, qui est lui-même inférieur aux mesures réalisées comme on le verra au paragraphe 3.3.2. En effet, le calcul en fluide parfait ne prend pas en compte les pertes par frottement ce qui conduit à une mauvaise évaluation du niveau d'eau, de la même manière que lorsque la couche limite était mal discrétisée (cf. paragraphe 3.2.2.2). De plus, le gain en termes de temps de calcul est relativement faible : 75h pour le cas du fluide parfait à comparer avec les 77h du cas EM5HaBL3R4 (calculs conduits sur 8 processeurs d'un ordinateur et correspondant à 25s de temps physique). Ce temps de calcul pourrait probablement être fortement diminué en utilisant des outils de calculs spécifiques au calcul en fluide parfait. Ici, le modèle de fluide parfait est obtenu simplement, à partir du modèle laminaire, en fixant la viscosité à zéro.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

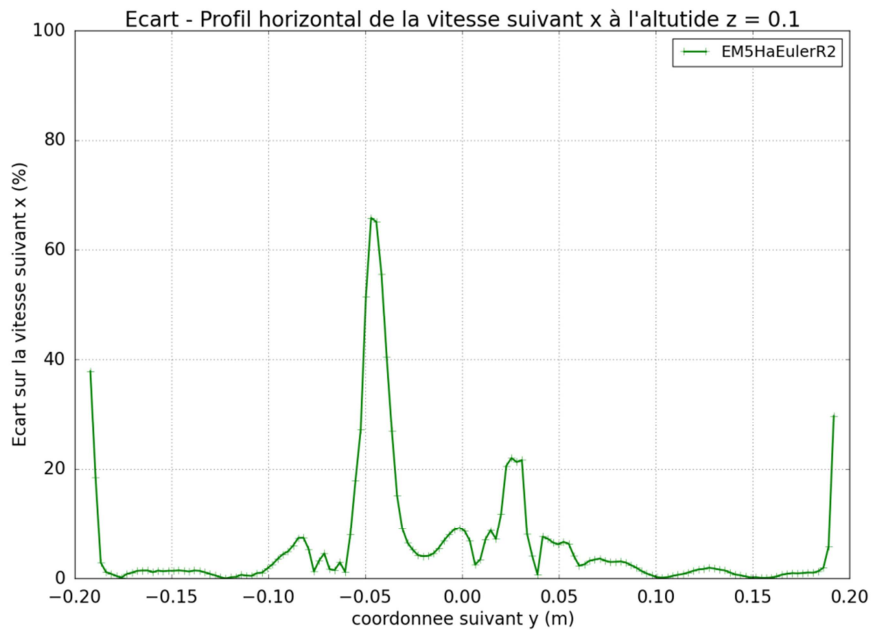


Figure 3.36 : Profils horizontaux de l'écart relatif sur la vitesse tangentielle le long de l'axe y, du modèle fluide parfait (vert) par rapport au modèle laminaire (EM5HaBL3R2), à l'altitude 0.1m et au temps t=25s.

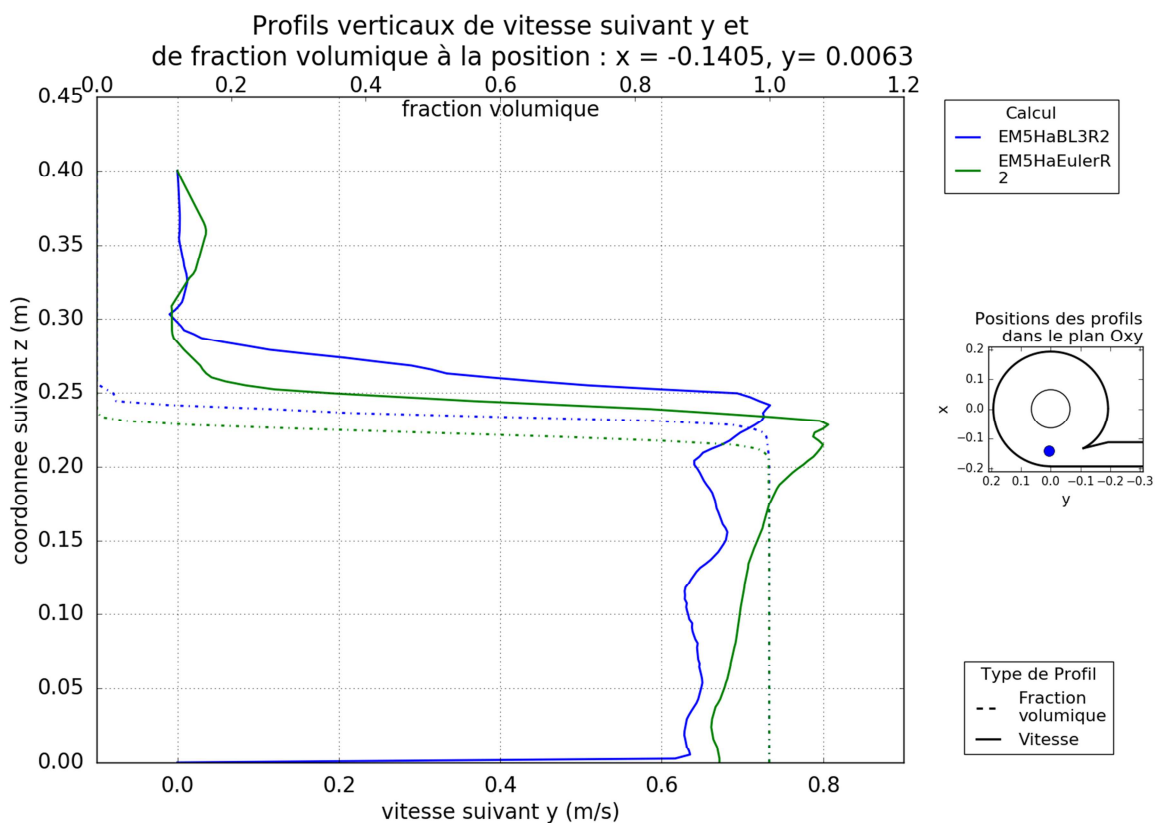


Figure 3.37 : Profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique parallèlement à l'axe z au temps t=25s pour un modèle fluide parfait (vert) et un modèle laminaire (bleu).

3.2.2.5. Influence de la condition aux limites de sortie

On cherche ici à vérifier que l'influence de la condition aux limites de sortie est faible sur le résultat du calcul dans le reste du domaine. On compare donc un modèle de référence EM5Ha_15deg_BL3 qui a déjà été utilisé précédemment et un modèle presque identique où le domaine de calcul est étendu vers le bas, à 25 cm sous le fond du bassin d'étude, afin d'éloigner la condition aux limites de

Chapitre 3 : Le vortex en statique

sortie du domaine d'étude (figure 3.38). Ceci a pour conséquence une augmentation du nombre de mailles (domaine de calcul plus grand) et donc du temps de calcul, que l'on cherche à éviter si possible. Les figures 3.39 et 3.41 présentent une comparaison de profils de vitesse et de fraction volumique entre les deux cas de calcul présentés ci-dessus. Sur la première de ces deux figures, on constate que les niveaux d'eau sont quasiment identiques. On observe que les profils de vitesse sont aussi très proches avec des erreurs relatives inférieures à 5% dans l'eau (figure 3.40) et légèrement plus élevées dans l'air (où le maillage est plus grossier).

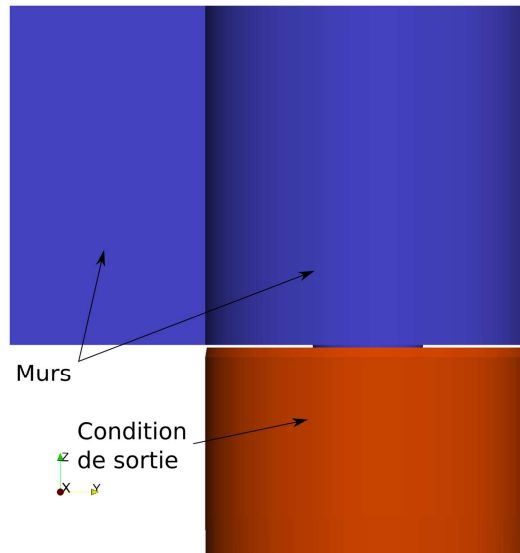


Figure 3.38 : Image des limites du domaine pour le calcul où la condition aux limites de sortie est éloignée du diaphragme.

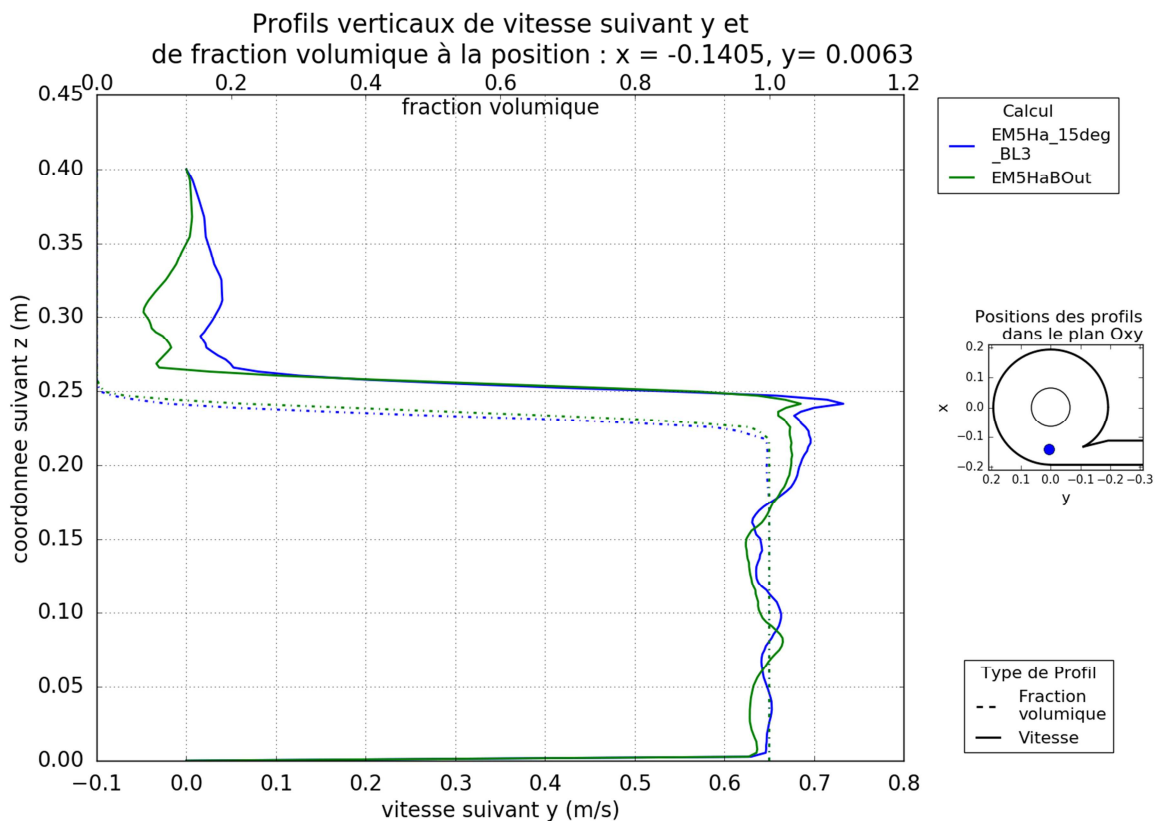


Figure 3.39 : Profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique au temps $t=18.8s$. Pour un cas de référence (bleu) et un cas où la condition aux limites de sortie est éloignée (vert).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Sur la figure 3.41, on constate que la différence entre les deux cas de calcul est très faible. Les profils de fraction volumique sont quasi identiques et les profils de vitesse sont très proches avec des erreurs relatives similaires à la figure précédente. On conclut donc que la condition aux limites imposée sur le diaphragme représente correctement l'influence du jet d'eau de sortie et de l'air sur l'écoulement dans le bassin d'étude.

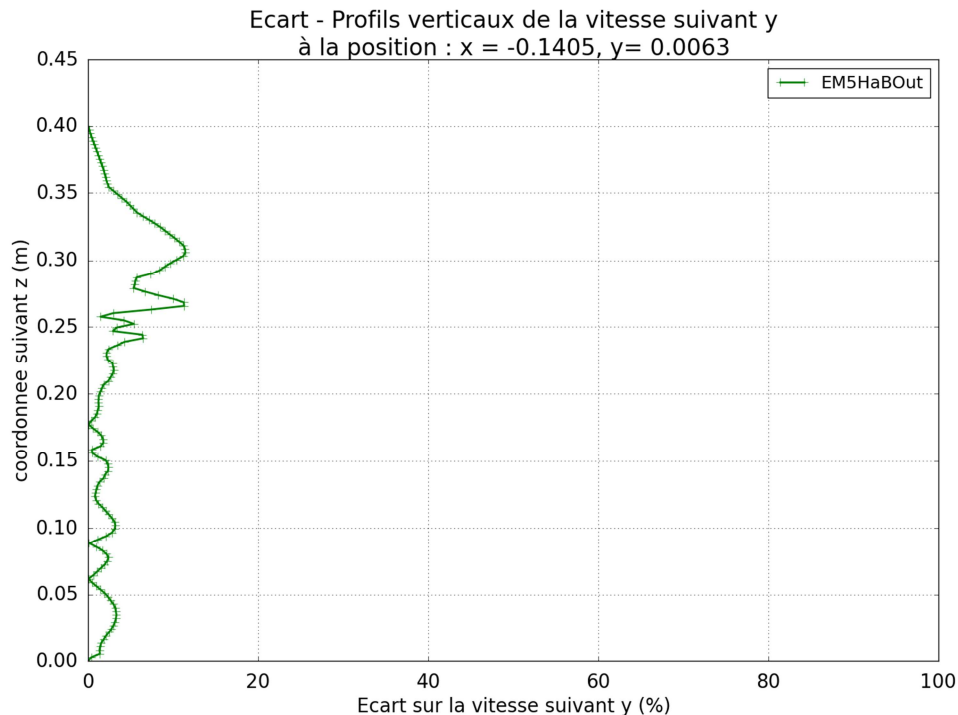


Figure 3.40 : Profils verticaux de l'écart relatif sur la vitesse tangentielle pour un cas où la condition aux limites de sortie est éloignée (vert) par rapport à un cas de référence (EM5Ha_15deg_BL3).

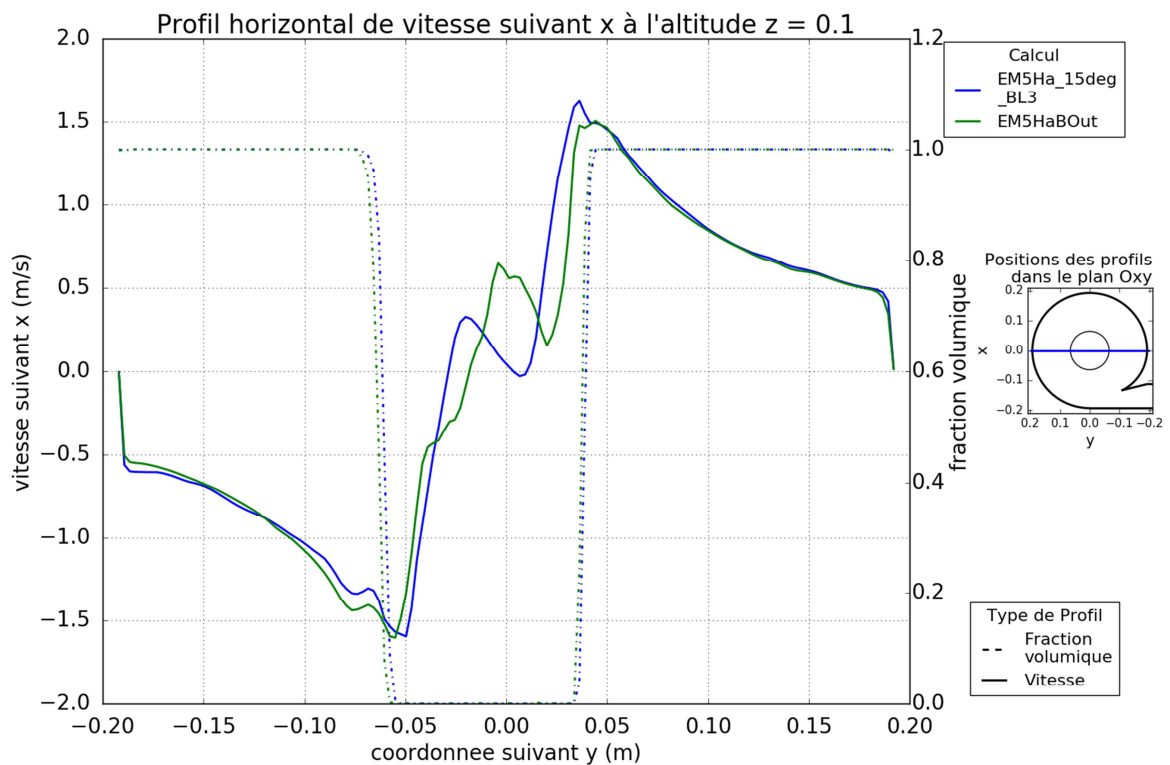


Figure 3.41 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique au temps $t=18.8s$. Pour un cas de référence (bleu) et un cas où la condition aux limites de sortie est éloignée (vert).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.2.2.6. Influence de la longueur d'injection

On cherche à déterminer l'influence de la longueur d'injection et donc de la condition aux limites d'entrée sur le calcul. On compare un cas de référence EM5Ha_15deg_BL3 avec des cas ayant des maillages identiques mais avec des longueurs d'injection plus grandes (une fois et demi et deux fois la longueur d'injection pour, respectivement, les cas EM5Ha1.5Linj et EM5Ha2Linj).

Les figures 3.42 et 3.43 comparent des profils de vitesse et de fraction volumique de ces trois cas. En ce qui concerne les profils de fraction volumique, on peut vérifier qu'ils ne varient que très faiblement avec la longueur d'injection, les profils sont presque superposés. Pour les profils de vitesse, les variations sont plus importantes mais restent relativement faibles (inférieures à 5%) sauf dans l'air où les erreurs demeurent en général inférieures à 20% (et où le maillage est plus grossier).

La longueur de l'injection a donc une influence faible sur l'écoulement d'eau modélisé dans le bassin d'étude.

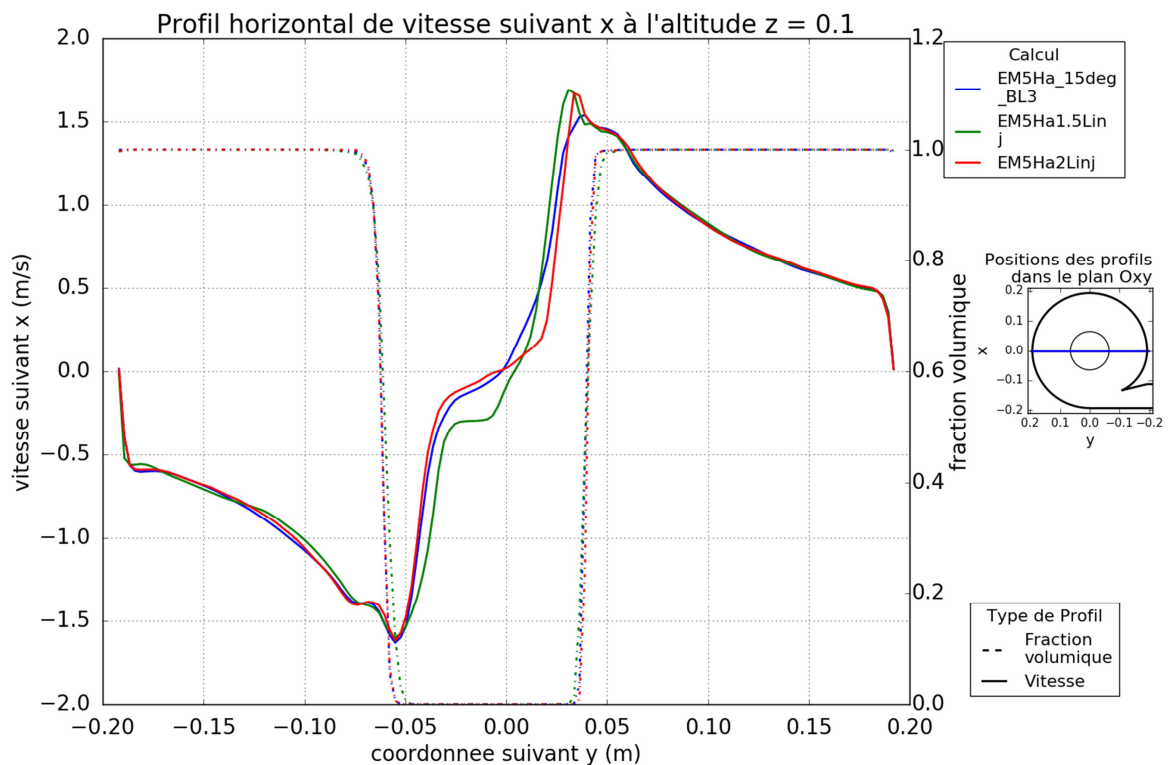


Figure 3.42 : Profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique le long de l'axe y à l'altitude 0.1m pour différentes longueurs d'injection. Les valeurs sont moyennées sur 0.5 s entre les instants 19.5 s et 20 s.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

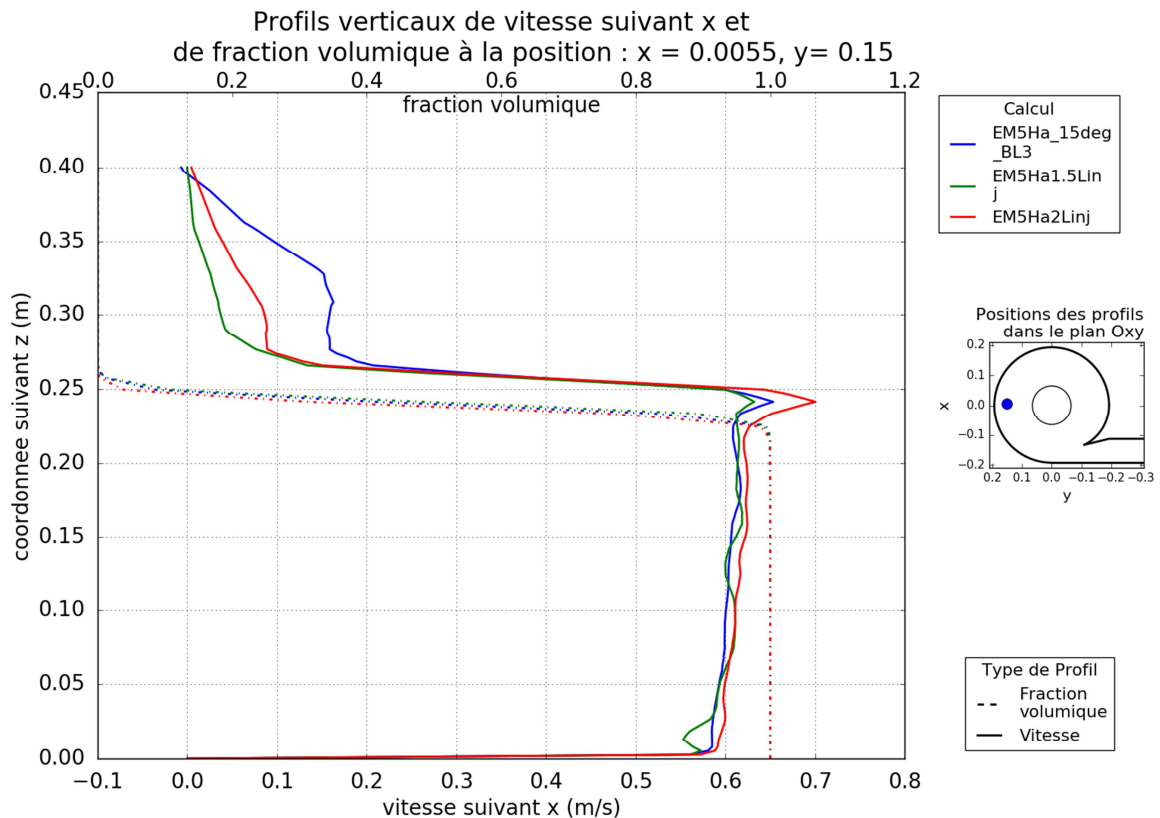


Figure 3.43 : Profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique parallèlement à l'axe z pour différentes longueurs d'injection. Les valeurs sont moyennées sur 0.5 s entre les instants 19.5 s et 20 s.

3.3. Comparaison entre le modèle numérique et les expériences

3.3.1. Comparaison qualitative

Dès les premières simulations réalisées avant la campagne expérimentale sur MT01, le constat a été fait que le modèle numérique rend effectivement compte du phénomène physique observé. Des comparaisons qualitatives sont menées entre les formes de la surface libre dans M05 (voir paragraphe 3.1.1.2 et annexe 8.1) et celles dans les modèles correspondants. Ainsi, on observe sur les simulations numériques, pour une géométrie et un débit donnés, la formation d'un tourbillon de vidange et un niveau d'eau qui se stabilise à une valeur du même ordre de grandeur que celle observée pendant les expériences.

La figure 3.44 présente une comparaison entre les interfaces du modèle numérique et celui observé lors des expériences. Le calcul utilisé pour faire cette comparaison est celui correspondant au maillage le plus fin de la convergence en maillage présentée au paragraphe 3.2.2.1. Dans cette figure, la hauteur d'eau est similaire dans les deux cas. De plus, le profil du vortex est comparable. Pour l'analyse de la figure 3.44a) plusieurs zones de l'interface sont distinguées : i) les zones gauche et droite, ii) la partie centrale et la partie périphérique, iii) les parties supérieures et inférieures. Ces zones sont présentées à la figure 3.45 pour améliorer la compréhension. Sur la figure 3.44a), on observe une différence de comportement entre la zone de droite, où l'interface est presque verticale, et la zone de gauche où l'interface forme un angle plus grand avec la verticale en particulier dans la zone supérieure. Cette différence est expliquée par la présence de l'injection qui provoque

Chapitre 3 : Le vortex en statique

une asymétrie dans le domaine. Cette asymétrie explique aussi le décentrage du tourbillon par rapport à la géométrie, en particulier dans la zone supérieure. Dans la zone inférieure, le tourbillon est davantage centré car dans cette zone l'impact de l'injection par rapport à celui de l'éjection est relativement plus faible que dans la zone supérieure. La figure 3.44 montre que toutes ces caractéristiques sont correctement représentées dans le modèle numérique. Cependant, on remarque que le cœur du vortex où il y a de l'air est légèrement plus large dans le modèle numérique que sur la photographie des expériences.

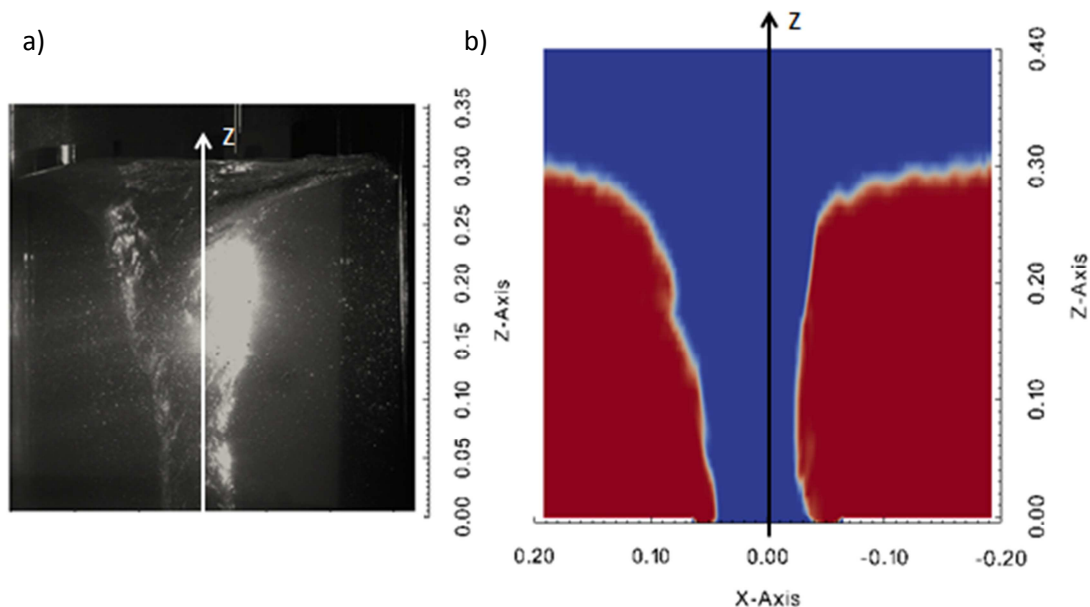


Figure 3.44: Comparaison qualitative entre une photo du vortex observé lors des expériences correspondant à la 5^e configuration (a) et le vortex issu du modèle numérique correspondant (b).

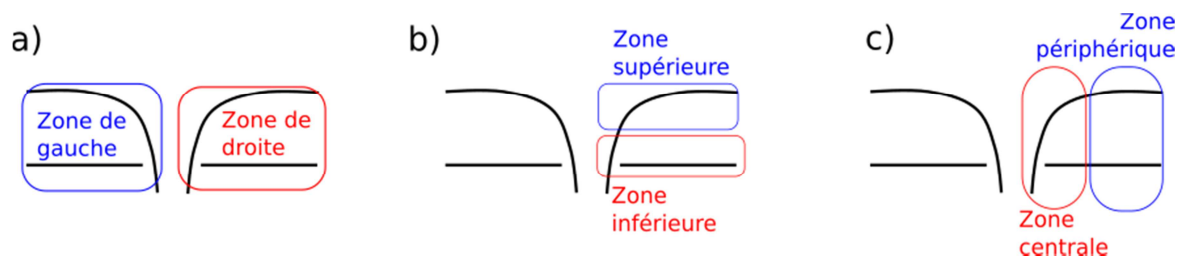


Figure 3.45: Description des différentes zones du vortex.

3.3.2. Comparaison entre les hauteurs d'eau

Les hauteurs d'eau mesurées par les capteurs à ultrason sont moyennées et comparées aux hauteurs d'eau moyennées sur 5 s issues du calcul numérique. La figure 3.46 présente ces comparaisons. On remarque que les hauteurs issues du calcul numérique sont légèrement plus faibles que celles provenant des données expérimentales. Cependant, ces différences sont inférieures 5% et à l'incertitude des mesures sauf pour le capteur nommé C153 (écart de 8%). Ce capteur présente des écarts plus grands que les autres pour toutes les configurations. La raison de ces différences n'est pas expliquée (problèmes dans la chaîne de mesure, défaut du modèle numérique pour cette position).

Le niveau d'eau étant légèrement plus faible dans la simulation numérique que dans les expériences, le modèle surestime légèrement le débit d'eau à travers le diaphragme pour une hauteur d'eau donnée. En prenant un autre point de vue, on peut aussi dire qu'il sous-estime légèrement les pertes par frottements dans l'écoulement.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

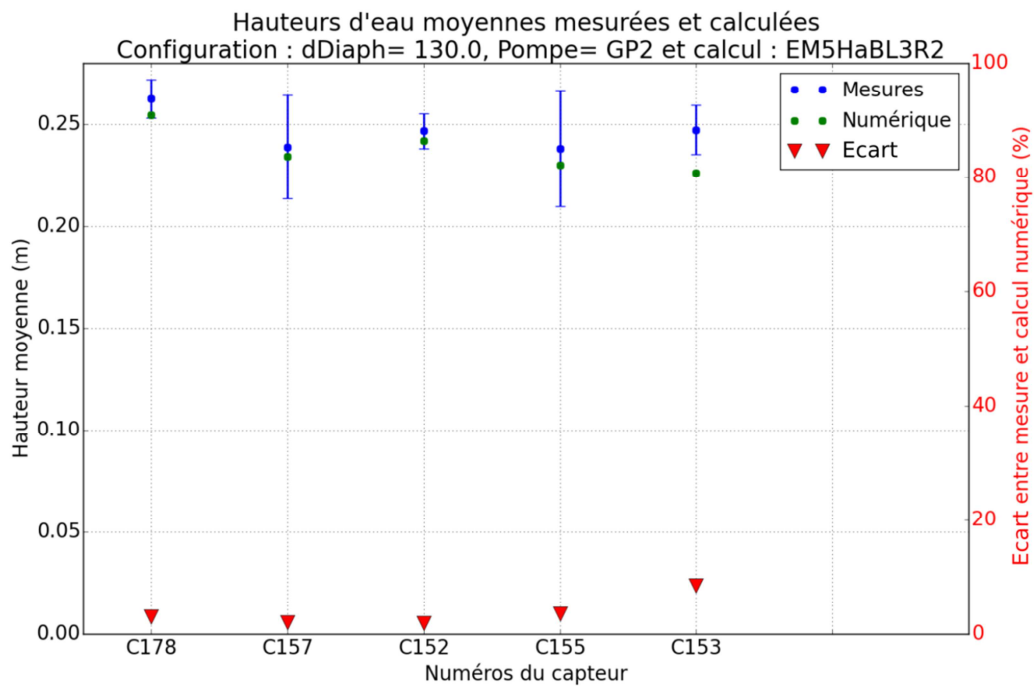


Figure 3.46 : Comparaison entre hauteurs d'eau mesurées et hauteurs d'eau calculées pour la configuration 5. Les points verts et bleus sont respectivement les hauteurs d'eau calculées et mesurées et se rapportent à l'axe de gauche. Les incertitudes de mesure sont représentées par les barres d'erreur bleues. Les triangles rouges sont les écarts entre les deux hauteurs présentées ci-dessus et se rapportent à l'axe de droite.

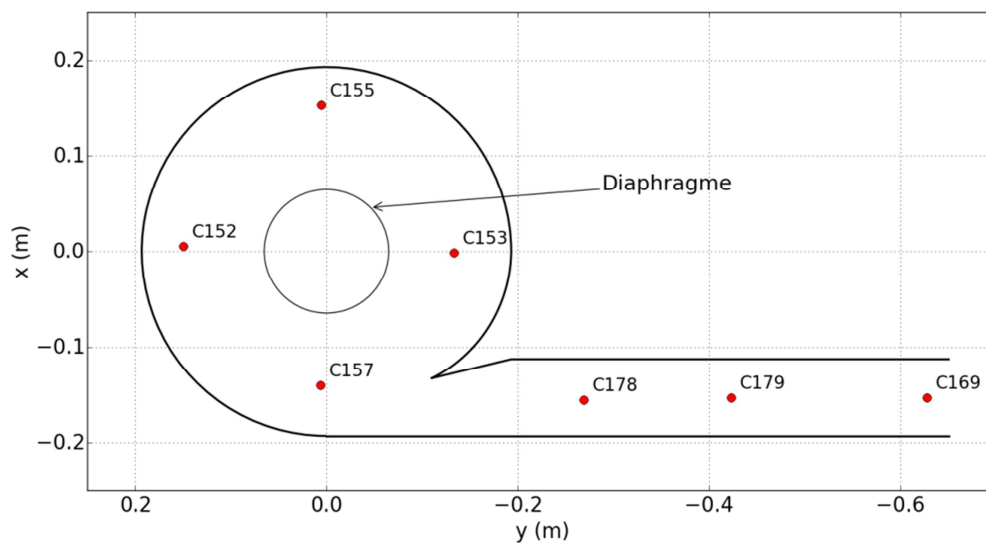


Figure 3.47 : Position approximative des capteurs acoustiques ainsi que leur numéro d'instrument.

Suite aux essais, l'analyse spectrale des hauteurs d'eau est réalisée mettant ainsi en évidence des phénomènes particuliers à des fréquences bien identifiées. Sur la figure 3.16 au paragraphe 3.1.4.1, on a remarqué un pic sur les spectres des quatre capteurs acoustiques dans le bassin d'étude à 0.25Hz et un second pic plus léger à 1.95 Hz environ.

Ces deux fréquences correspondent peut-être à des périodes propres d'oscillation du vortex. L'observation du phénomène suggère que la fréquence de 0.25 Hz peut correspondre à une variation du niveau d'eau dans le bassin d'étude. Alors que celle de 1.95 Hz pourrait correspondre à des mouvements du cœur du vortex. On veut déterminer si ces fréquences sont liées au phénomène du tourbillon de vidange ou si elles sont provoquées par des phénomènes extérieurs à l'écoulement

Chapitre 3 : Le vortex en statique

étudié (la pompe, écoulement dans le canal d'amenée). On vérifie si le calcul numérique rend compte de phénomènes similaires.

Un calcul relativement long (280s une fois le régime établi atteint) est conduit pour essayer de retrouver ces fréquences particulières. La figure 3.48 montre les spectres de la hauteur d'eau à la position des quatre capteurs. On observe un large pic à 0.08 Hz environ, et dans le cas de la sonde C153 un pic vers 0.33 Hz. Les spectres des forces de pressions de l'eau sur les parois verticales (figure 3.49) présentent un pic important autour de 0.1 Hz et un autre pic important à 1.9 Hz. On peut aussi distinguer un très léger pic à cette fréquence dans les spectres de hauteur d'eau à certaines positions (C153, C152). L'observation de ces fréquences dans les résultats du modèle numérique tend à montrer que celles-ci ne sont pas liées aux pompes utilisées mais aux dimensions de la cuve utilisée ou au vortex lui-même.

Il semble cependant que le modèle numérique ne reproduise pas correctement la fréquence de 0.25 Hz mise en évidence dans les expériences. Dans le modèle numérique, celle-ci est absorbée par le pic à 0.1 Hz qui est très large. Il est impossible de déterminer :

- si le modèle numérique ne rend pas compte correctement du phénomène physique et décale la fréquence observée expérimentalement vers les basses fréquences ;
- ou si cette fréquence de 0.25 Hz est due au fonctionnement des pompes et n'a donc aucune raison d'apparaître dans le calcul numérique.

De même, la fréquence de 1.9 Hz est absente ou trop faible dans les spectres de hauteur d'eau provenant du calcul numérique. Ce qui montre que le modèle numérique ne rend pas complètement compte du phénomène observé ou que cette fréquence est due à un phénomène non modélisé (la pompe). Cependant, on penche vers la première solution à cause de l'observation de cette fréquence dans le spectre des efforts.

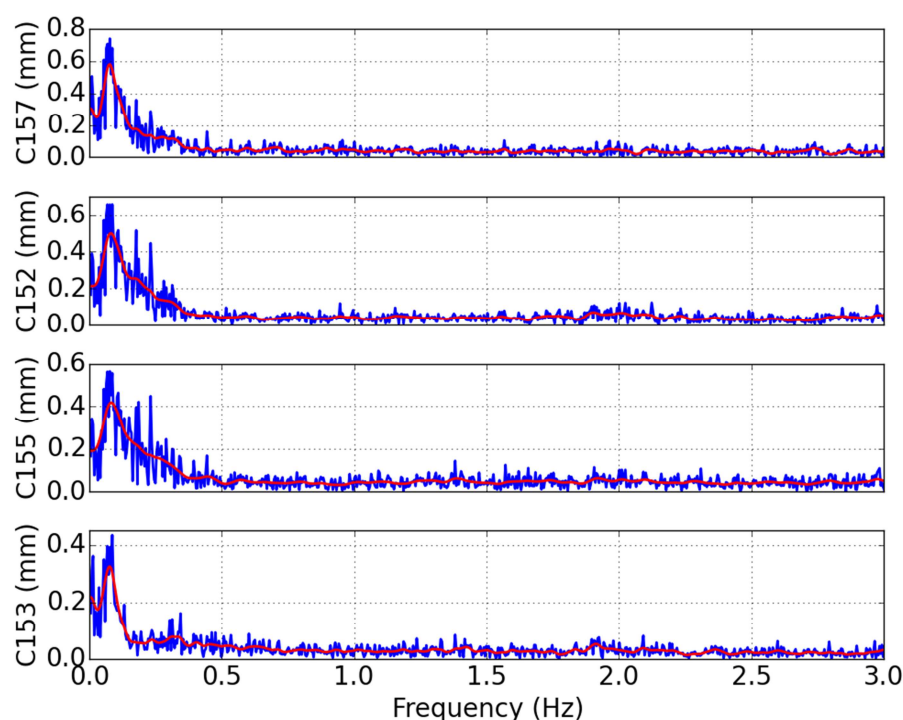


Figure 3.48 : Spectre des hauteurs d'eau pour les quatre capteurs positionnés dans le bassin d'étude pour le calcul EM5HaBL3R2.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

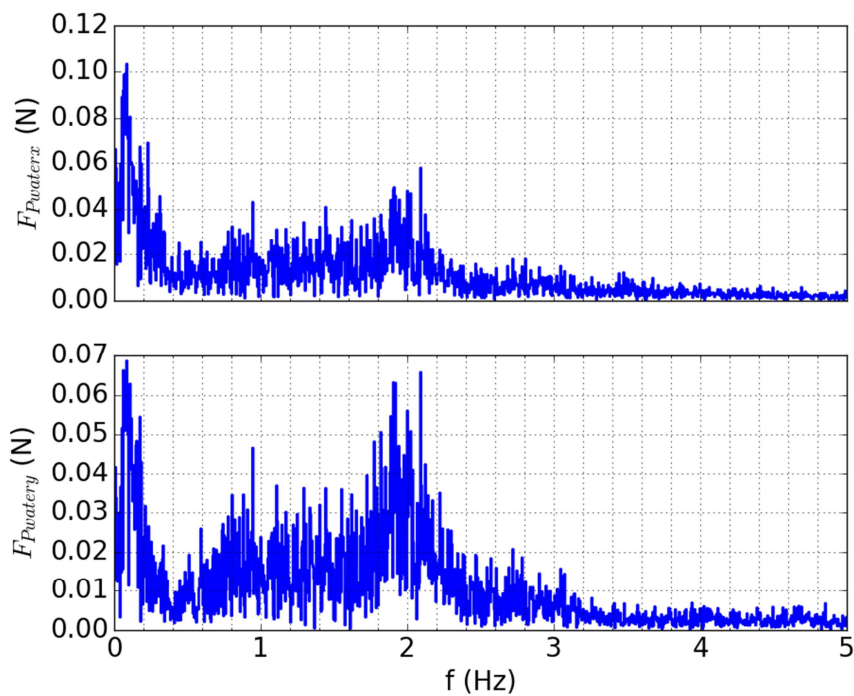


Figure 3.49 : Module du spectre des forces de pression sur les parois verticales dans le bassin d'étude. Seules les deux composantes horizontales de la force sont tracées.

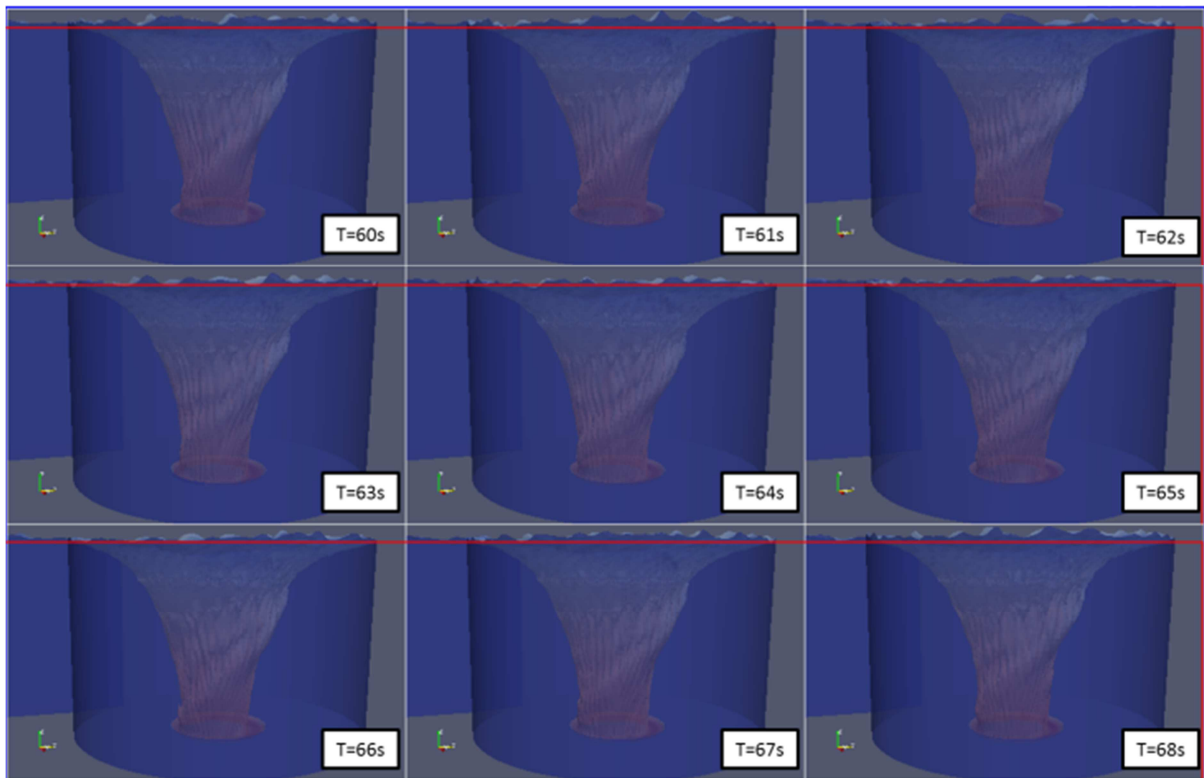


Figure 3.50 : Volume d'eau dans le bassin d'étude pour plusieurs temps. Une ligne de référence rouge est ajoutée sur chaque image afin de faciliter la comparaison des faibles variations de niveau d'eau.

La figure 3.50 montre la forme de la surface libre de l'écoulement pour différents pas de temps de 60 s à 68 s avec 2 s d'intervalle entre chaque image. On constate que le niveau d'eau sur la paroi face à l'observateur varie sur ces images. Il est maximal pour les premières images et les dernières images et minimal pour celles correspondant au temps 64 s. Si ces neuf images constituent effectivement une période du mouvement de la surface libre, la période d'oscillation observée (évaluée

Chapitre 3 : Le vortex en statique

grossièrement à 8 secondes en observant la hauteur de la surface libre calculée) est proche de la fréquence du pic à 0.1 Hz. Ce pic semble donc correspondre à une oscillation du haut de la surface libre.

3.3.3. Comparaison entre les vitesses

Les figures 3.51 à 3.61 montrent des comparaisons entre des profils de vitesse expérimentaux (lignes discontinues), obtenus à partir des mesures LDV, et des profils de vitesse numérique (lignes continues), provenant des simulations réalisées avec le logiciel OpenFOAM. Les profils numériques sont moyennés sur 5s. Les profils expérimentaux correspondent aux vitesses moyennes de chaque essai comme décrit au paragraphe 3.1.4.2. Ces profils sont tracés dans le plan $x=0$ et sont soit horizontaux (le long de l'axe y), soit verticaux (le long de l'axe vertical z). Les différentes couleurs correspondent à des positions différentes dans le plan considéré (altitudes différentes dans le cas de profils horizontaux et positions en y différentes dans le cas de profils verticaux).

L'écart relatif ϵ entre les composantes de vitesses mesurées et calculées est aussi présenté et est calculé avec la formule suivante :

$$\epsilon = \frac{V_{i,calculée} - V_{i,mesurée}}{V_{i,mesurée \max}} \quad (3.5)$$

Cet écart n'est pas évalué lorsque la position du point de détermination de la vitesse issue du calcul numérique n'est pas dans l'eau.

On peut remarquer que certains profils de vitesse sont discontinus. Pour les profils de vitesse calculés, seule la vitesse dans l'eau est ici extraite (fraction volumique supérieure à 0.5), la discontinuité dans le profil correspond donc à un changement de fluide. Cette discontinuité de la fraction volumique le long du profil s'explique par l'apparition de vagues quasi stationnaires dans le vortex.

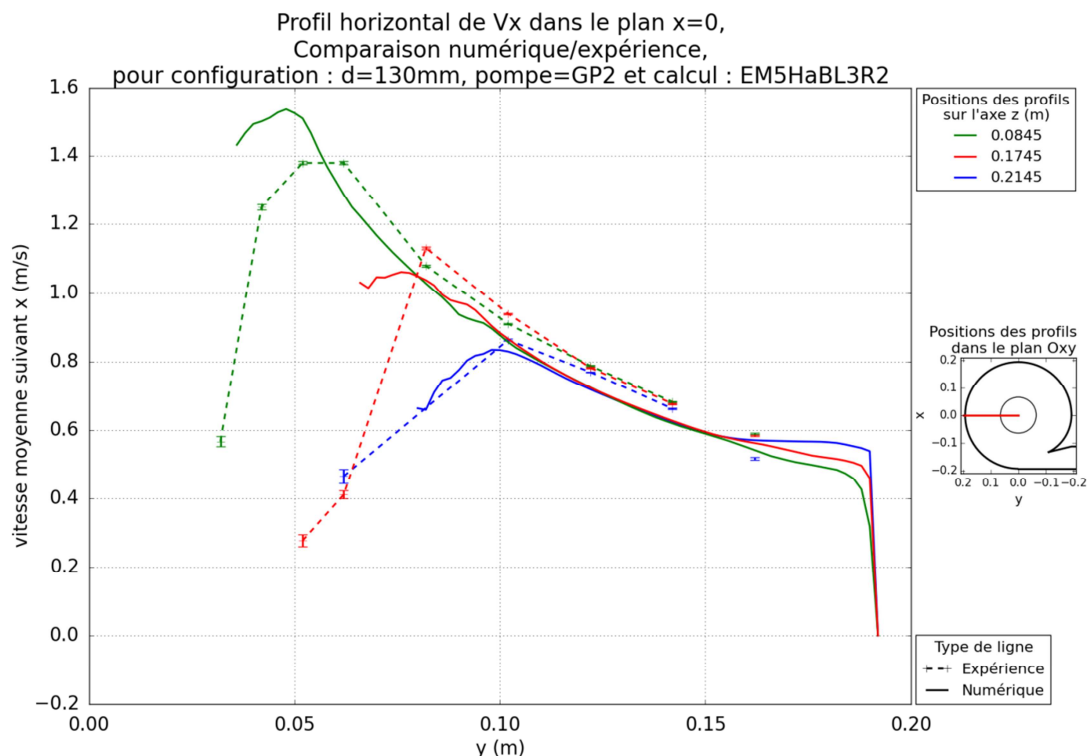


Figure 3.51 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

En ce qui concerne les vitesses tangentielles (figures 3.51 et 3.53), on constate que l'écart entre les vitesses obtenues expérimentalement et les vitesses calculées est faible (inférieure à 10%) pour les points éloignés du centre du vortex (figures 3.52 et 3.54). Les disparités augmentent lorsqu'on se rapproche du centre du vortex (courbe verte sur les figures 3.53 et 3.54 et les points de gauche sur les figures 3.51 et 3.52). Cette différence plus importante s'explique par des mesures moins précises (influence plus importante des réflexions sur la surface libre, et des variations temporelles de la position du vortex). Elle s'explique aussi par une difficulté du modèle à rendre compte des phénomènes physiques très proches de la surface libre (à cause de la diffusion de l'interface provoquée par la méthode VOF).

D'autre part, on remarque sur la figure 3.51 que des vitesses sont mesurées à des endroits proches du centre du bassin, où il n'y a pas d'eau décelée dans le calcul numérique. Ceci confirme les analyses de la figure 3.44, qui mettent en évidence que le tourbillon du modèle numérique est plus large (d'environ 10%) que celui observé dans les expériences.

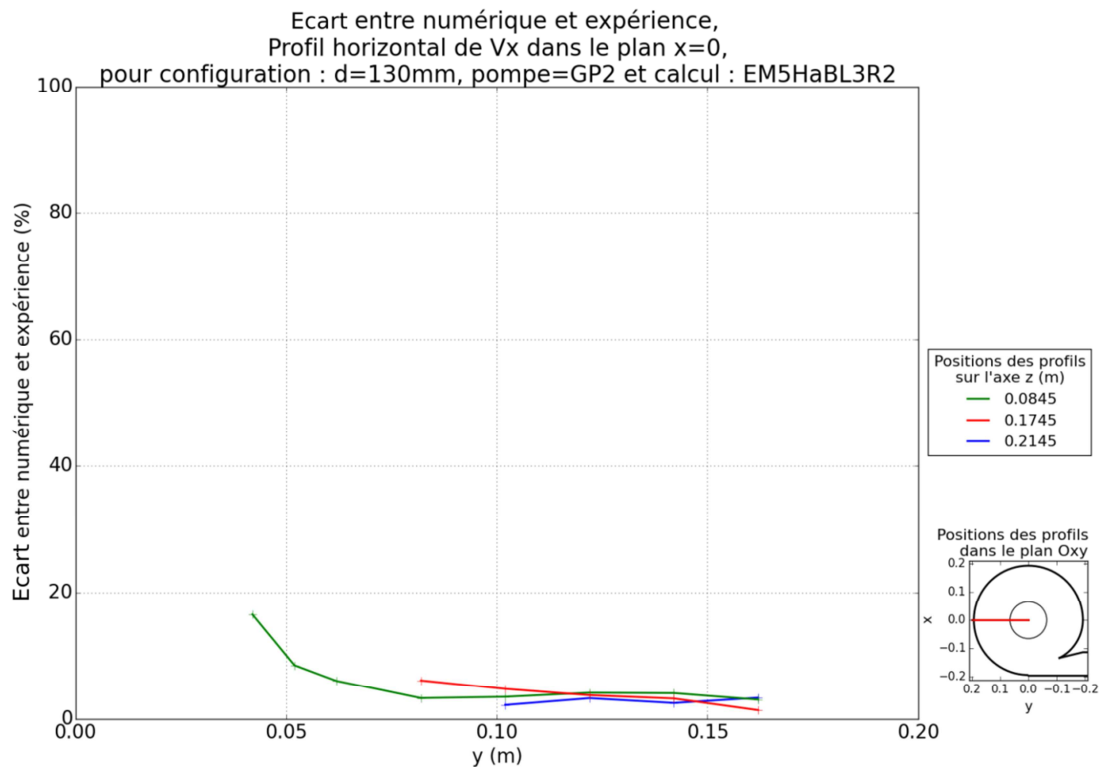


Figure 3.52 : Écart entre calcul numérique et expérience sur le profil horizontal de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

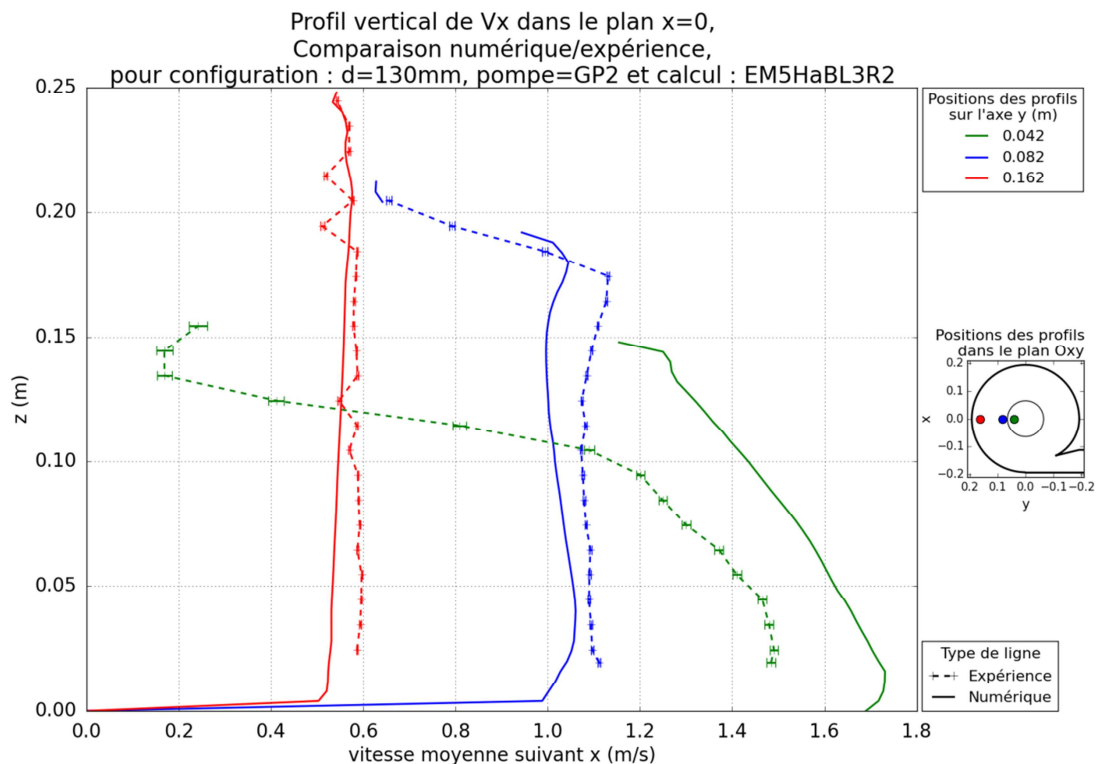


Figure 3.53 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

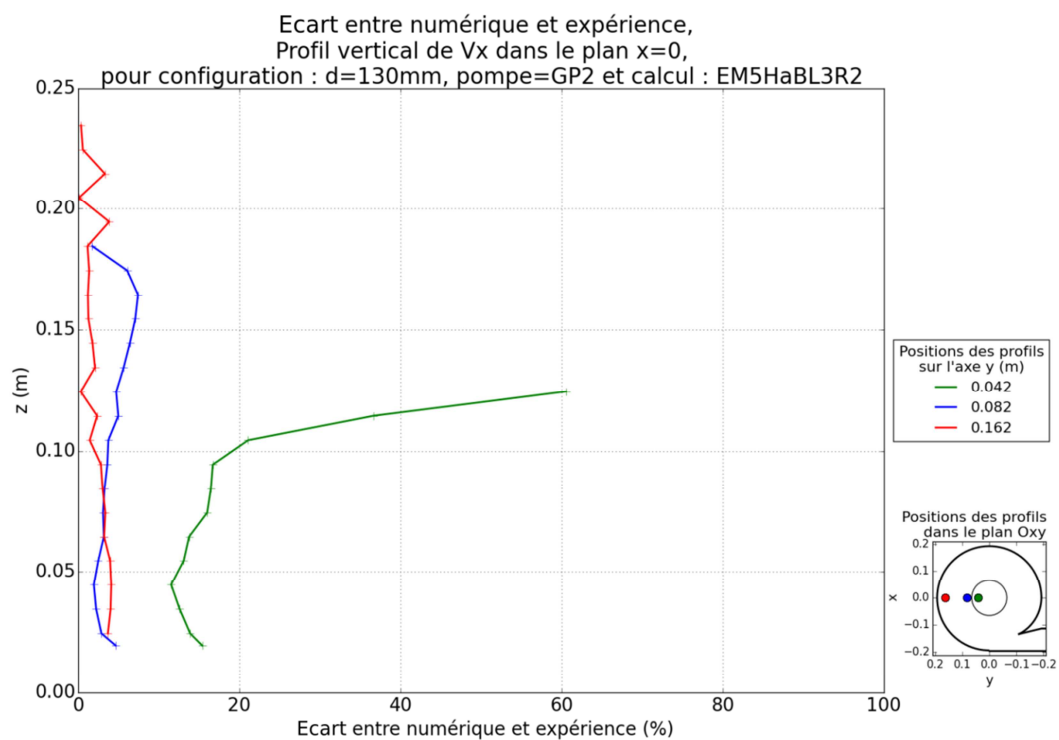


Figure 3.54 : Écart entre vitesses mesurées et calculées sur des profils verticaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

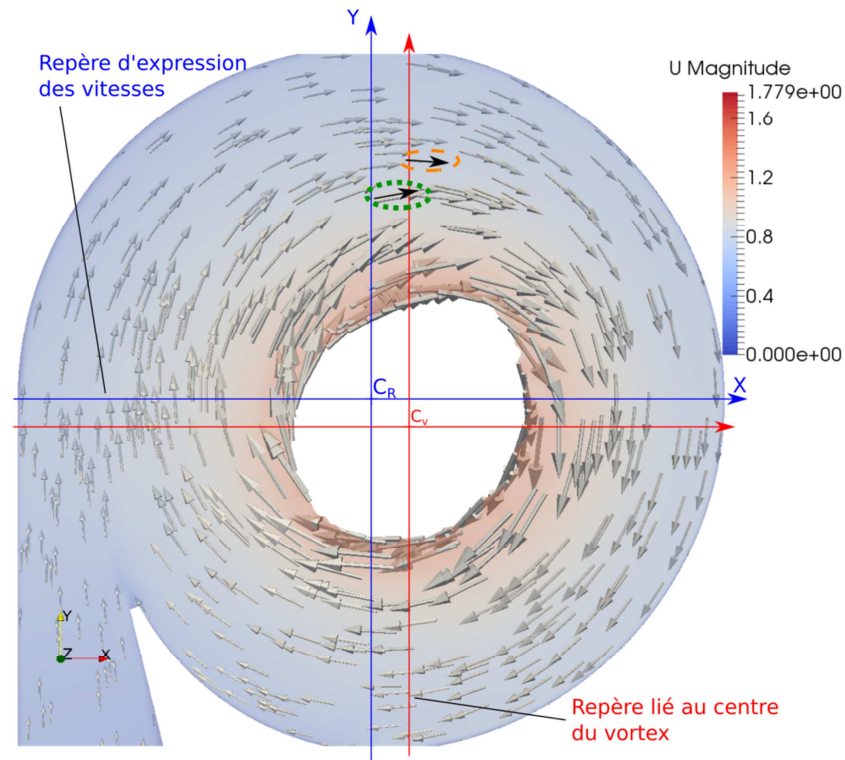


Figure 3.55 : Schéma explicatif de la présence de vitesses qui semblent centrifuges. Le repère bleu est le repère utilisé ici pour représenter les vitesses. Le repère rouge est un repère dont l'origine est placée au centre du vortex. Le vecteur vitesse entouré en pointillé vert a une composante centrifuge dans le repère lié à la géométrie. Le vecteur vitesse entouré avec une ligne tiretée orange est n'a quasiment aucune composante radiale dans le repère lié au centre du vortex.

Pour les profils des vitesses radiales (figures 3.56 et 3.58), on s'attend à une vitesse légèrement centripète (comme pour les modèles analytiques). On constate que, loin de la surface libre et du fond, la vitesse radiale est légèrement centrifuge. Cette différence est expliquée par l'influence forte de l'injection sur la position du vortex dans le plan (x, y). Ainsi, son centre n'est pas situé au centre du diaphragme mais est décalé vers les x positifs et les y négatifs (figure 3.55), alors que les vitesses radiales sont estimées par rapport au centre du diaphragme. Des vitesses centripètes sont tout de même observées près du fond et de la surface libre. En effet, dans ces zones, l'attraction du vortex est suffisamment forte pour que la vitesse soit centripète malgré le décalage entre le centre du vortex et l'origine du repère. Comme on peut le voir sur la figure 3.55, le cœur d'air du vortex n'est pas tout à fait circulaire à cause de la non-symétrie du bassin d'étude.

Le profil vertical de vitesse radiale présente trois zones à proximité du vortex (profil bleu sur la figure 3.58) :

- une zone proche du fond (jusqu'à 0.05 m environ) où la vitesse radiale est importante. Trivellato et al. ont aussi obtenu des vitesses radiales dans la couche limite près du fond plus importantes que dans le reste du domaine [Trivellato et al., 1999]. Ils comparent ces vitesses à la couche d'Ekman qui apparaît lorsque l'ensemble du bassin d'étude est mis en rotation. La couche d'Ekman est une couche limite dans laquelle les lignes de courant sont déviées dans un plan parallèle à la paroi près de laquelle cette couche se forme.
- un autre pic de vitesse dans la partie supérieure du profil vertical proche de la surface libre
- une zone de transition entre les deux premières zones avec une vitesse radiale plus faible

Chapitre 3 : Le vortex en statique

La comparaison des valeurs mesurées et calculées permet de constater que la forme générale des profils de vitesses radiales est respectée (écart inférieur à 20%, figures 3.57 et 3.59). Ainsi, le modèle numérique représente correctement les vitesses radiales pour des points suffisamment éloignés de la surface libre (courbe rouge et bas de la courbe bleue sur la figure 3.58). Dans le cas de la position (0, 0.082), c'est-à-dire la courbe bleue de la figure 3.58, l'écart entre les vitesses calculées et les vitesses mesurées est faible pour les points à plus de 4 cm de la surface libre (ou environ un sixième de la hauteur d'eau totale). Cependant, comme pour les vitesses tangentielles, les vitesses sont surestimées lorsqu'on se rapproche de la surface libre (profil vert et haut du profil bleu sur la figure 3.58 ainsi que la partie gauche des profils verts et rouges sur la figure 3.56). Ces différences expliquent celles déjà observées entre les niveaux d'eau. En effet, les vitesses radiales sont liées au débit. Les vitesses radiales calculées étant plus importantes que celles mesurées, c'est le diamètre du tourbillon calculé qui s'adapte pour conserver le débit, d'où la présence d'un cœur du tourbillon plus large que dans la réalité. Les vitesses radiales, vers l'extérieur, plus importantes expliquent aussi que le point de changement de signe de la vitesse radiale est plus proche du fond dans le cas de la simulation numérique que dans le cas des essais (figure 3.58).

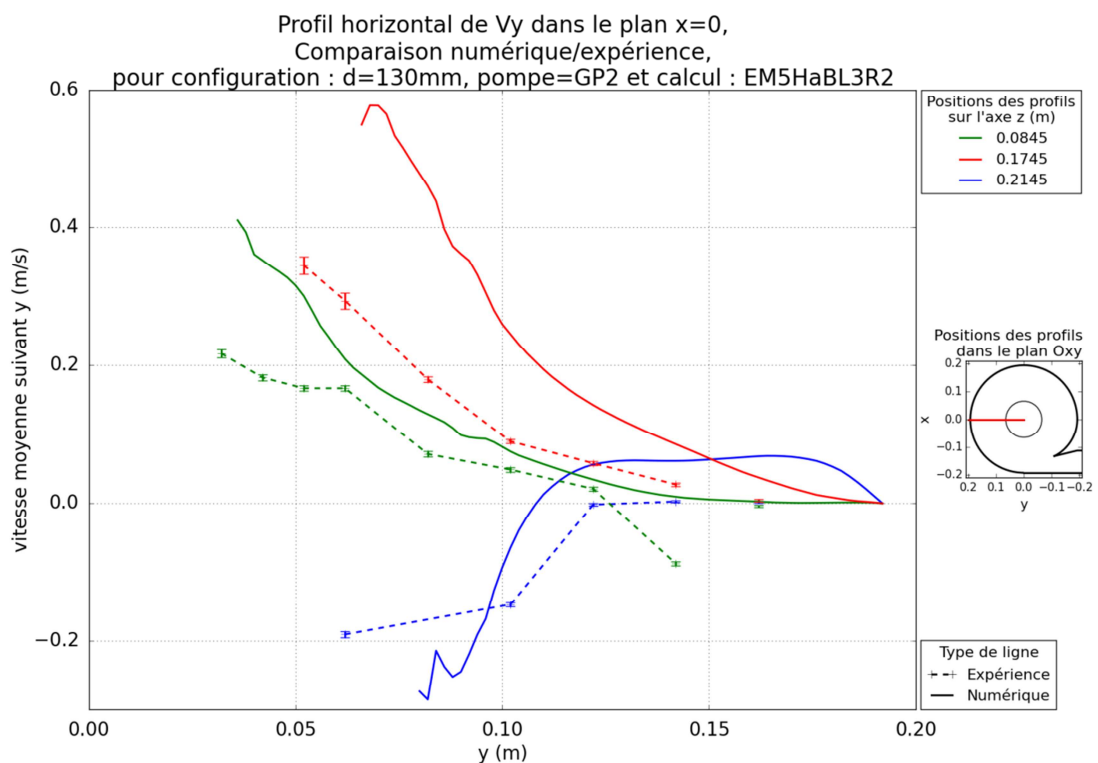


Figure 3.56 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

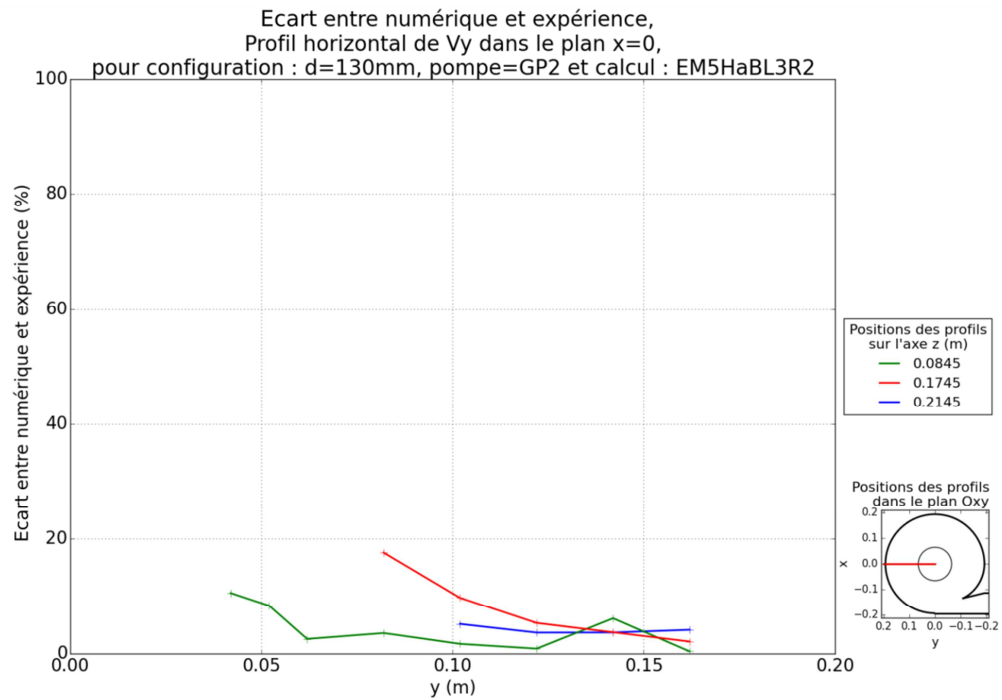


Figure 3.57 : Écart entre calcul numérique et expérience sur des profils horizontaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

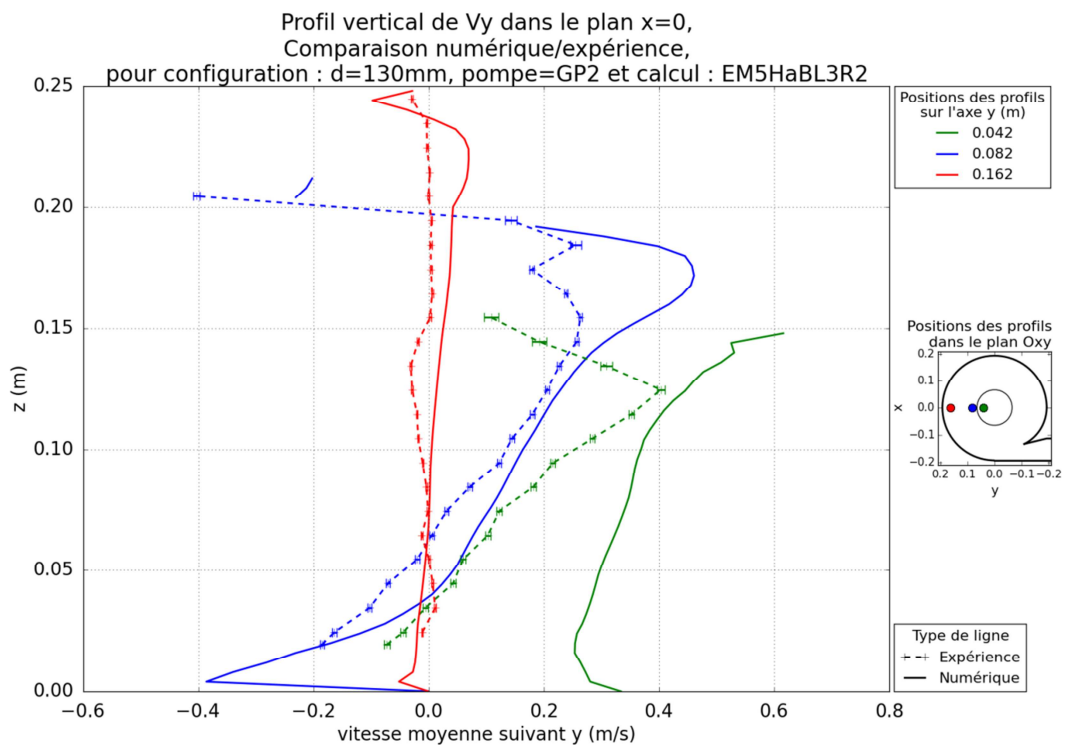


Figure 3.58 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

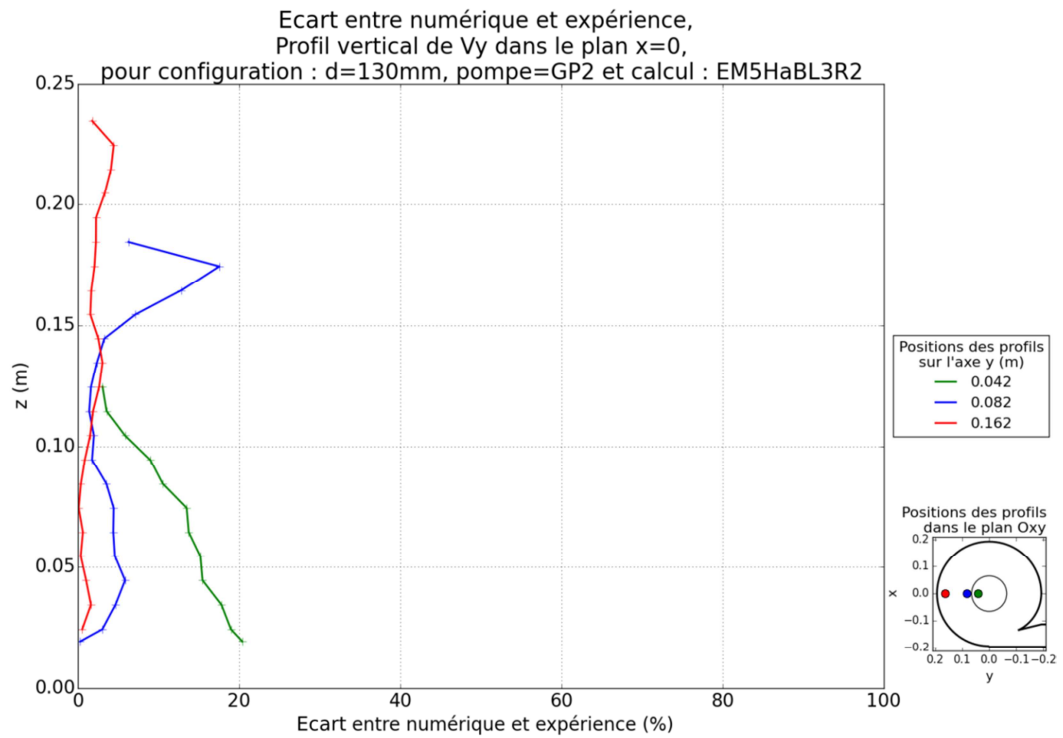


Figure 3.59 : Écart entre calcul numérique et expérience sur des profils verticaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

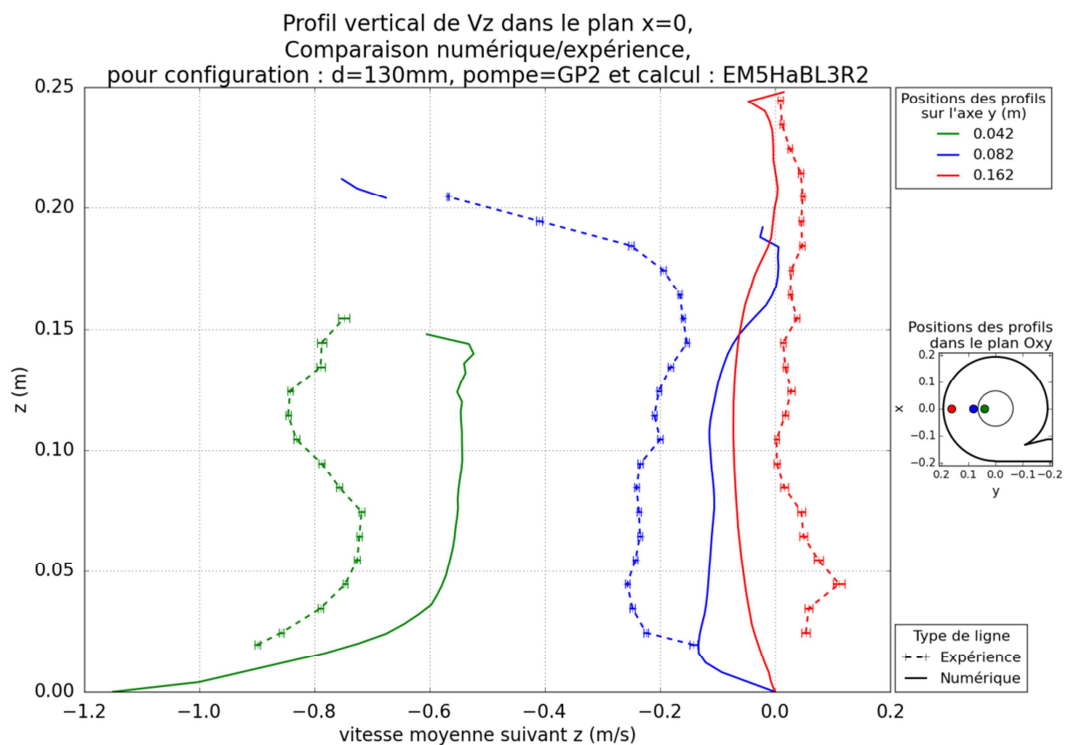


Figure 3.60 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse axiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

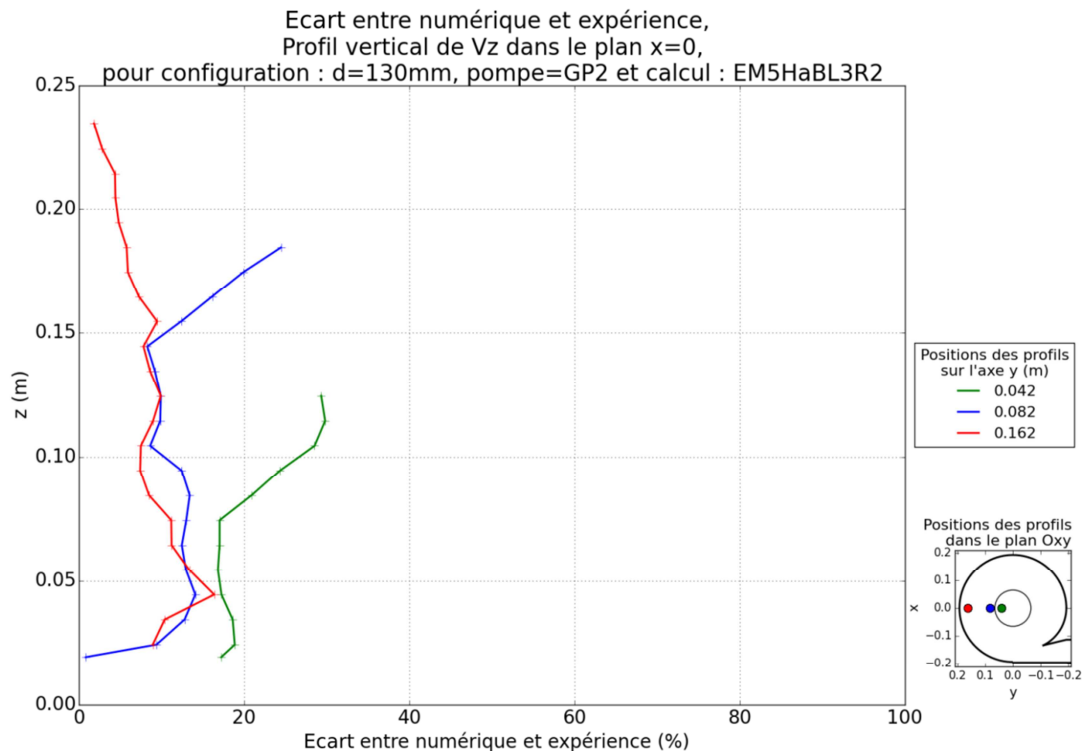


Figure 3.61 : Écart entre calcul numérique et expérience sur les profils verticaux de vitesse axiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5.

Les vitesses axiales sont faibles en général et deviennent importantes vers le bas lorsque le profil se rapproche du centre du vortex (environ 0.75 m/s à 5 cm du fond du bassin et 0.9 m/s à 2 cm du fond ; voir la figure 3.60). En particulier pour des rayons inférieurs au rayon du diaphragme, la vitesse axiale devient du même ordre de grandeur que la vitesse tangentielle. Cette vitesse correspond au flux à travers le diaphragme et donc au débit de vidange du bassin d'étude.

Au contraire des autres composantes, le modèle numérique a plutôt tendance à sous-estimer la norme des vitesses axiales. Ceci est plutôt en contradiction avec la tendance du modèle numérique à sous-estimer la hauteur d'eau et surestimer le diamètre du cœur du vortex.

Les écarts entre les vitesses axiales mesurées et calculées sont, en général, un peu plus importants que pour les composantes radiales et tangentielles (écart de 10% à 20% pour la composante axiale de la vitesse, figure 3.61). Ils peuvent devenir plus importants ponctuellement à l'approche de la surface libre (écart supérieur à 20%).

Des comparaisons sont menées entre les quelques mesures réalisées par PIV et les données numériques provenant d'OpenFOAM. La figure 3.62 présente l'une d'entre elles. On constate que les vitesses considérées sont du même ordre de grandeur. Le modèle numérique ne rend toutefois pas compte de la composante verticale de certaines vitesses proches du centre de la visualisation. Comme pour les comparaisons avec les mesures par LDV, ces composantes sont sous-estimées par le modèle numérique.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

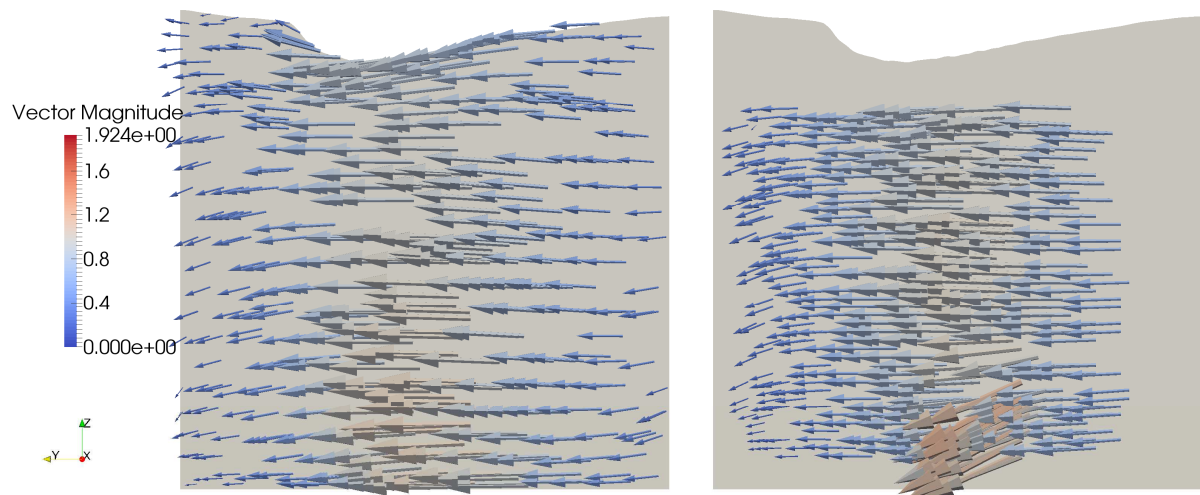


Figure 3.62 : Comparaison entre vitesses calculées moyennes (à gauche) et vitesses mesurées par PIV (à droite) moyennes. Le plan où est faite cette comparaison est représenté à la figure 3.63. La position de la surface libre calculée est mise en image de fond dans les deux cas.

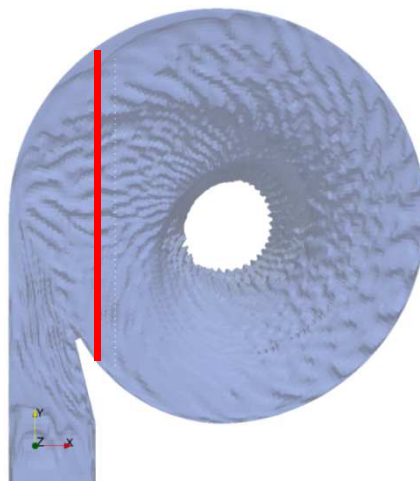


Figure 3.63 : Plan dans lequel sont comparées les vitesses de la figure précédente.

3.3.4. Ajout d'un modèle de turbulence

Quelques calculs ont été réalisés en ajoutant des modèles de turbulence.

En effet, la figure 3.64 montre une image de la vorticité dans un plan horizontal. On constate qu'elle est relativement faible en général dans le domaine conformément à la modélisation laminaire de l'écoulement (inférieure à 18 rad/s dans la majeure partie du domaine). La vorticité est cependant plus  lev e dans deux zones :   proximité des parois et surtout au sein du vortex proche de l'interface air-eau (où elle atteint des valeurs de l'ordre de 500 rad/s). On ne s'intéresse pas ici à modéliser dans le détail la zone proche de la paroi, on cherche simplement à représenter correctement le frottement dans cette zone afin que le niveau d'eau et la vitesse en dehors de la couche limite soient corrects (voir les deux paragraphes précédents). Par contre, dans la zone de forte vorticité au sein du vortex, la vitesse est probablement mal estim e par le modèle laminaire. Ainsi, l'ajout d'un modèle de turbulence pourrait permettre de dissiper davantage l'énergie cinétique du fluide à cet endroit, et diminuer les vitesses radiales trop importantes proches de l'interface au centre du tourbillon. La largeur du cœur du vortex devrait donc être modifi e et se rapprocher de la largeur observ e expérimentalement. Il faut remarquer que la vorticité importante à l'interface pourrait être li e à la méthode VoF qui représente l'interface de façon imprécise.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

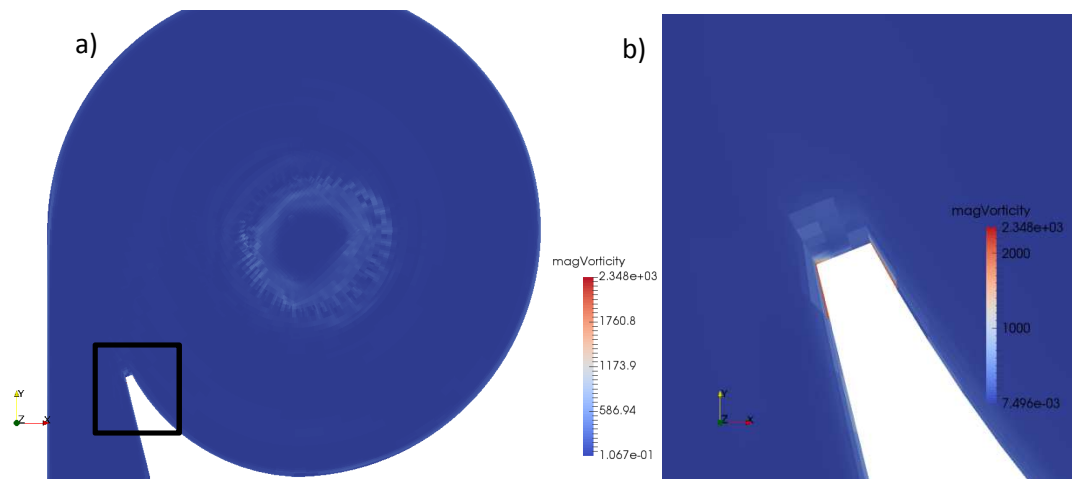


Figure 3.64: Norme du vecteur vorticité dans le plan $z=0.1m$ pour le cas de référence. b) zoom dans le rectangle noir de la figure a).

En s'appuyant sur les différents travaux présentés au paragraphe 2.2.4, deux modèles de turbulence sont sélectionnés: le modèle $k-\epsilon$ RNG et le modèle $k-\omega$ SST qui est décrit au paragraphe 2.4.1.2. Pour approfondir cette étude, d'autres modèles pourraient être testés. Les calculs sont exécutés pour la configuration 5, en prenant comme état initial le dernier pas de temps du calcul laminaire.

Les maillages utilisés sont proches de ceux utilisés pour le calcul laminaire (maillage intermédiaire de la convergence en maillage présenté au paragraphe 3.2.2.1). Seules les mailles de la couche limite sont modifiées pour avoir un y^+ moyen de 90 dans le cas du modèle $k-\epsilon$ RNG et de 56.5 pour le modèle $k-\omega$ SST. Les valeurs sur les murs des variables associées aux modèles de turbulence sont évaluées par des lois de paroi. Les calculs sont réalisés avec la version 3.0+ d'OpenFOAM.

La comparaison entre les données expérimentales et le calcul avec le modèle $k-\epsilon$ RNG montre que ce modèle ne permet pas de représenter le niveau d'eau observé dans le bassin d'étude aussi bien que le modèle laminaire (figure 3.65). Par contre, le modèle $k-\omega$ SST permet d'évaluer un niveau d'eau proche des données expérimentales pour tous les capteurs (figure 3.66). À la différence du modèle laminaire, il prédit un niveau d'eau légèrement plus important que les données expérimentales (sauf pour le capteur C153).

Les comparaisons de profils de vitesse entre les différents modèles confirment ce comportement (figures 3.67 et 3.68). Le modèle $k-\epsilon$ RNG représente moins bien les données expérimentales que le modèle laminaire tant en termes de niveaux d'eau (figure 3.68) qu'en termes de valeur de la vitesse (figure 3.67). Le modèle $k-\omega$ SST donne des résultats relativement proches des données expérimentales et du modèle laminaire. Par rapport au modèle laminaire, il diminue la largeur trop importante du tourbillon (figures 3.65 et 3.67) et atténue les pics de vitesses (figure 3.68). De plus, la figure 3.69 montre une comparaison entre les profils de vitesses axiales des différents modèles. On constate que la vitesse axiale est correctement représentée par le modèle $k-\omega$ SST avec des écarts inférieurs à 5% par endroit alors que la modélisation laminaire présentait des différences avec les mesures proches de 20%. Le modèle $k-\omega$ SST permet donc de représenter l'écoulement étudié un peu plus précisément que le modèle laminaire.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

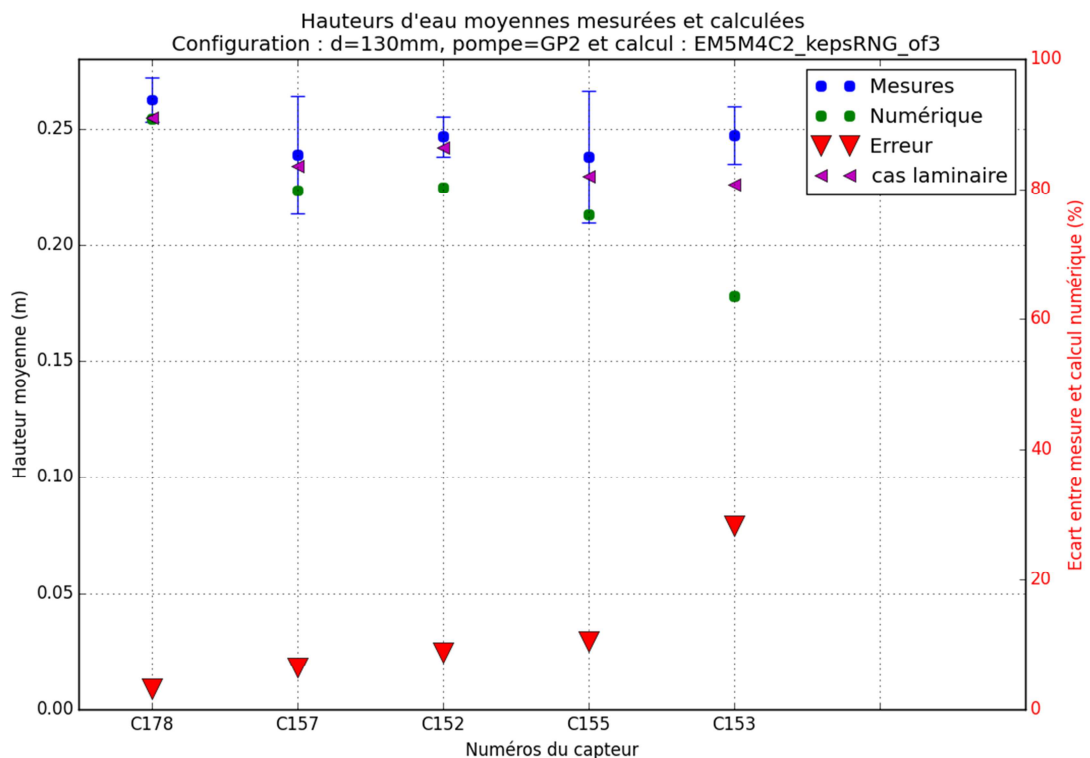


Figure 3.65 : Comparaison entre hauteurs d'eau mesurées et hauteurs d'eau calculées pour la configuration 5, cas du modèle de turbulence $k-\epsilon$ RNG. Les points verts et bleus sont respectivement les hauteurs d'eau calculées et mesurées et se rapportent à l'axe de gauche. Les incertitudes de mesure sont représentées par les barres d'erreur bleues. Les triangles rouges sont les écarts entre les deux hauteurs présentées ci-dessus et se rapportent à l'axe de droite. Les hauteurs d'eau calculées avec le modèle laminaire sont rappelées (triangles violets).

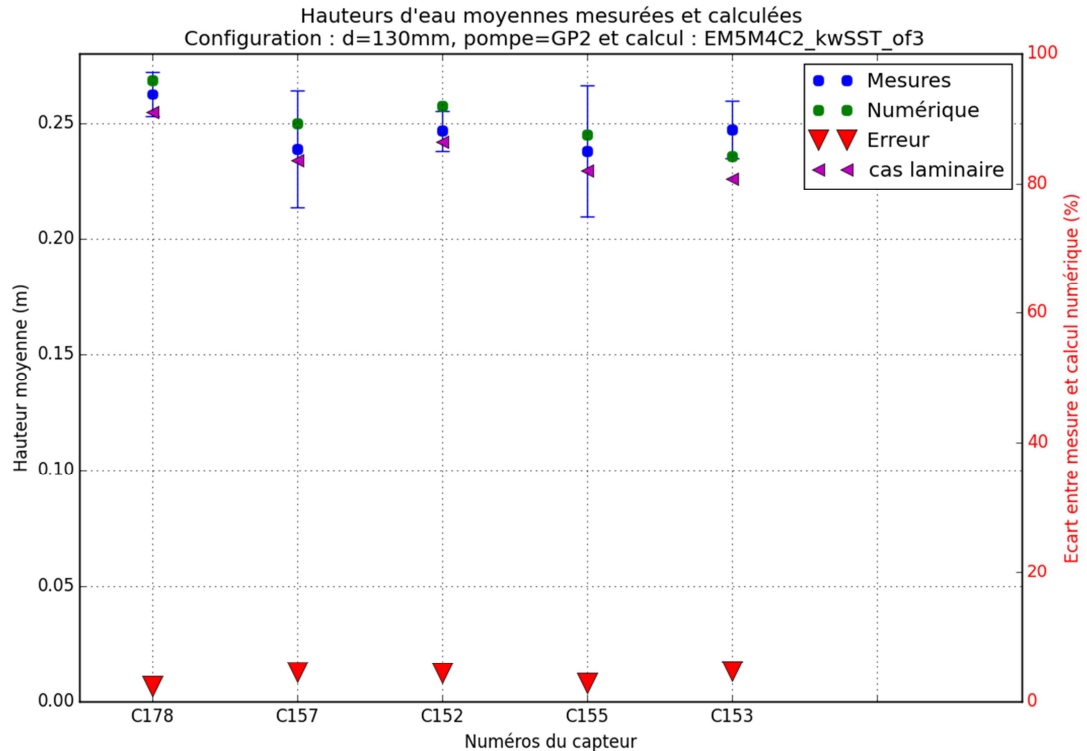


Figure 3.66 : Comparaison entre hauteurs d'eau mesurées et hauteurs d'eau calculées pour la configuration 5, cas du modèle de turbulence $k-\omega$ SST. Les points verts et bleus sont respectivement les hauteurs d'eau calculées et mesurées et se rapportent à l'axe de gauche. Les incertitudes de mesure sont représentées par les barres d'erreur bleues. Les triangles rouges sont les écarts entre les deux hauteurs présentées ci-dessus et se rapportent à l'axe de droite. Les hauteurs d'eau calculées avec le modèle laminaire sont rappelées (triangles violets).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

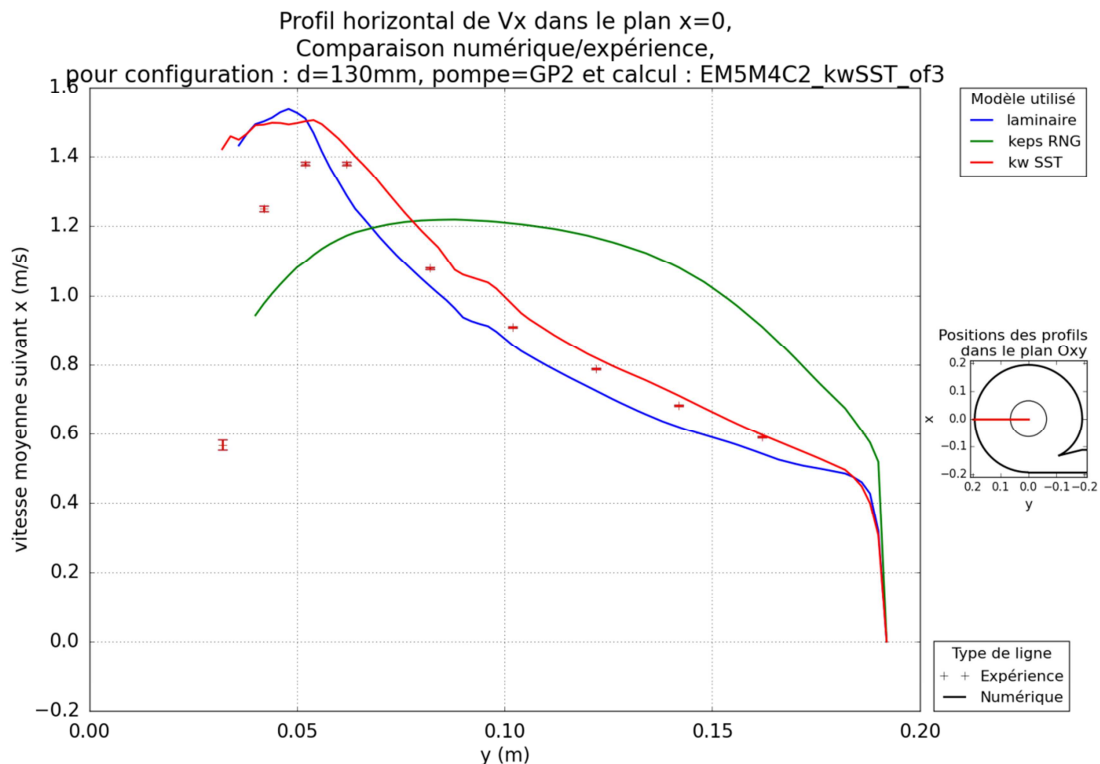


Figure 3.67 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$, pour la configuration 5, comparaison entre les deux modèles de turbulences testés, le modèle laminaire et les données expérimentales.

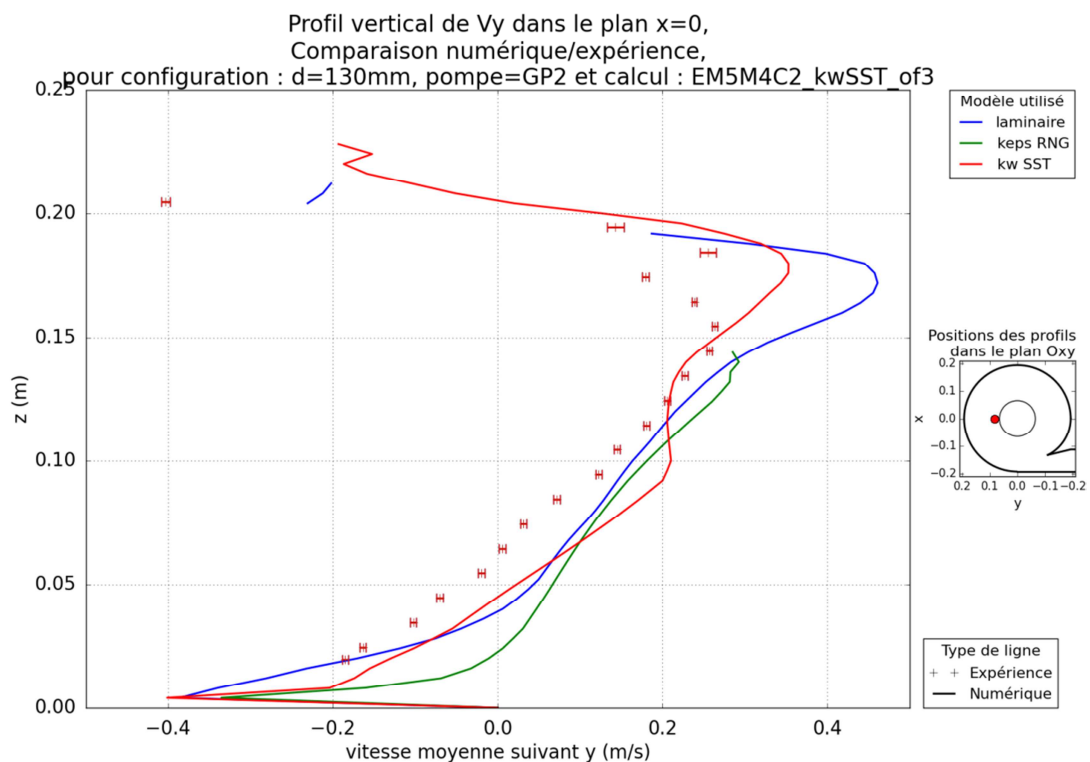


Figure 3.68 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse radiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5, comparaison entre les deux modèles de turbulences testés, le modèle laminaire et les données expérimentales.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

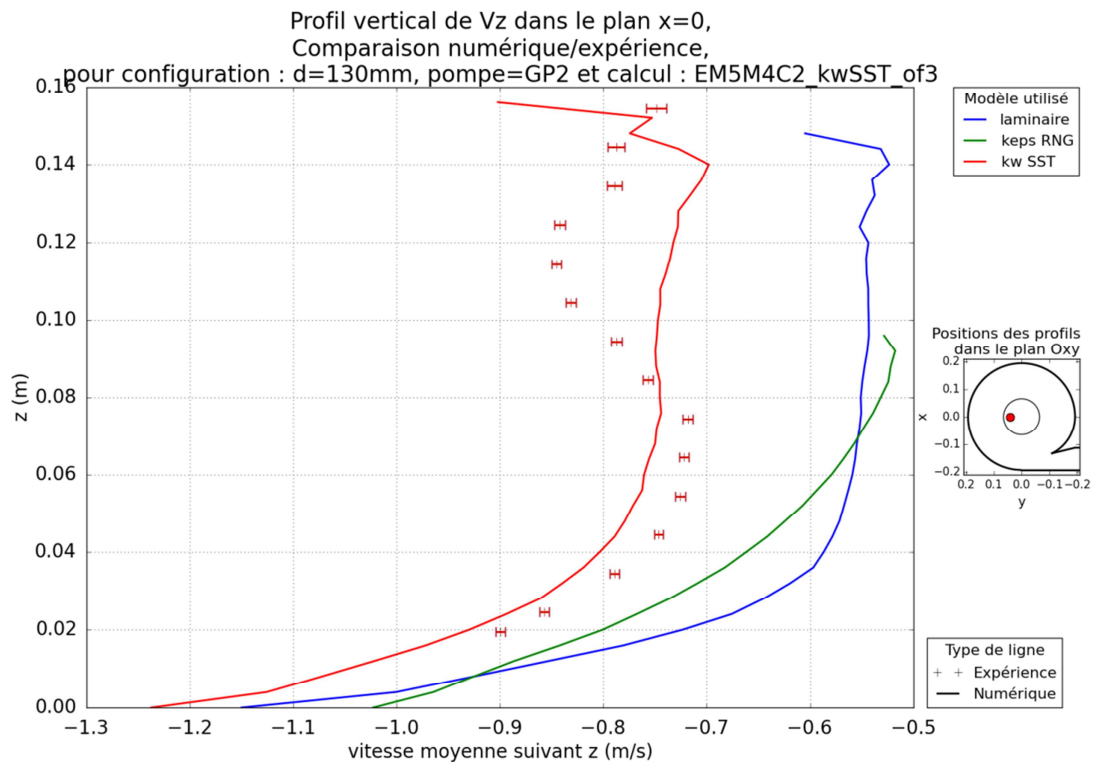


Figure 3.69 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse axiale dans le plan $x=0$, pour la configuration 5, comparaison entre les deux modèles de turbulences testés, le modèle laminaire et les données expérimentales.

3.4. Variation paramétrique de grandeurs physiques

3.4.1. Variation du diamètre du diaphragme

Pendant les études numériques préliminaires aux expériences réalisées sur MT01, une étude sur l'influence du diamètre du diaphragme sur l'écoulement dans le bassin d'étude a été conduite. Cette étude a été réalisée pour une géométrie correspondant aux dimensions de la maquette M05 utilisée pendant les essais préliminaires et décrite en annexe 8.1 [Cazares Cortes, 2014].

Ainsi quatre diamètres de diaphragme ont été testés : 30 mm, 50 mm, 70 mm et 90 mm pour un diamètre extérieur de 190 mm. La hauteur d'eau initiale est de 100mm. La vitesse d'entrée dans tous les cas est une vitesse de 0.3 m/s ce qui représente un débit de 2.85 l/s.

Pour le plus petit diaphragme, le vortex n'atteint pas de régime quasi stationnaire. Il reste dans un état instationnaire en s'étirant puis se rétrécissant. Le tableau 3.9 montre une vue 3D des simulations une fois le vortex stabilisé pour les trois plus grands diaphragmes et à différents instants pour le diaphragme le plus petit. On peut constater les variations importantes de profondeur du cœur d'air du tourbillon.

Le vortex avec le plus petit diaphragme correspond donc à un cas intermédiaire entre les régimes sous-critiques (sans entrainement d'air) et supercritique (avec entrainement d'air).

Chapitre 3 : Le vortex en statique

Tableau 3.9 : Vue 3D du vortex pour les 4 diamètres de diaphragme (vortex stabilisé pour les trois plus grands diaphragmes et 3 instants différents pour le plus petit).

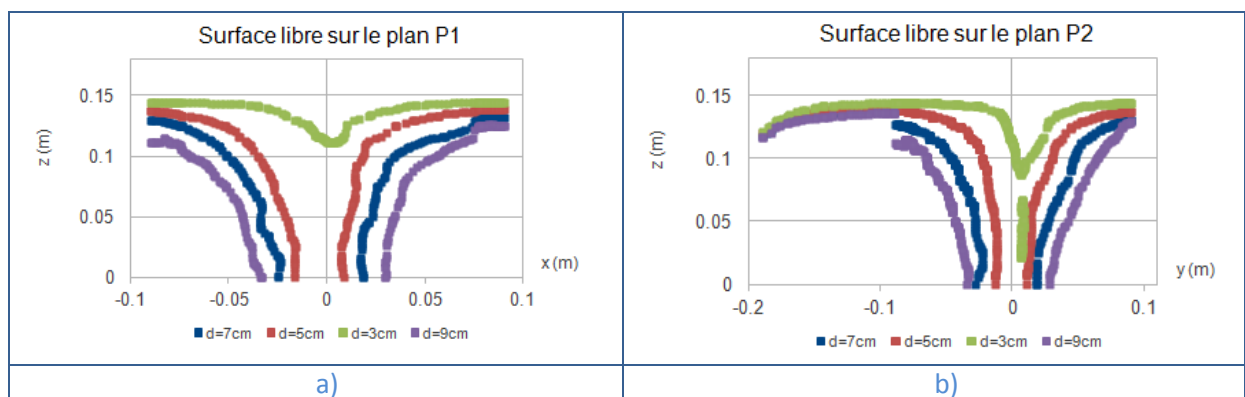
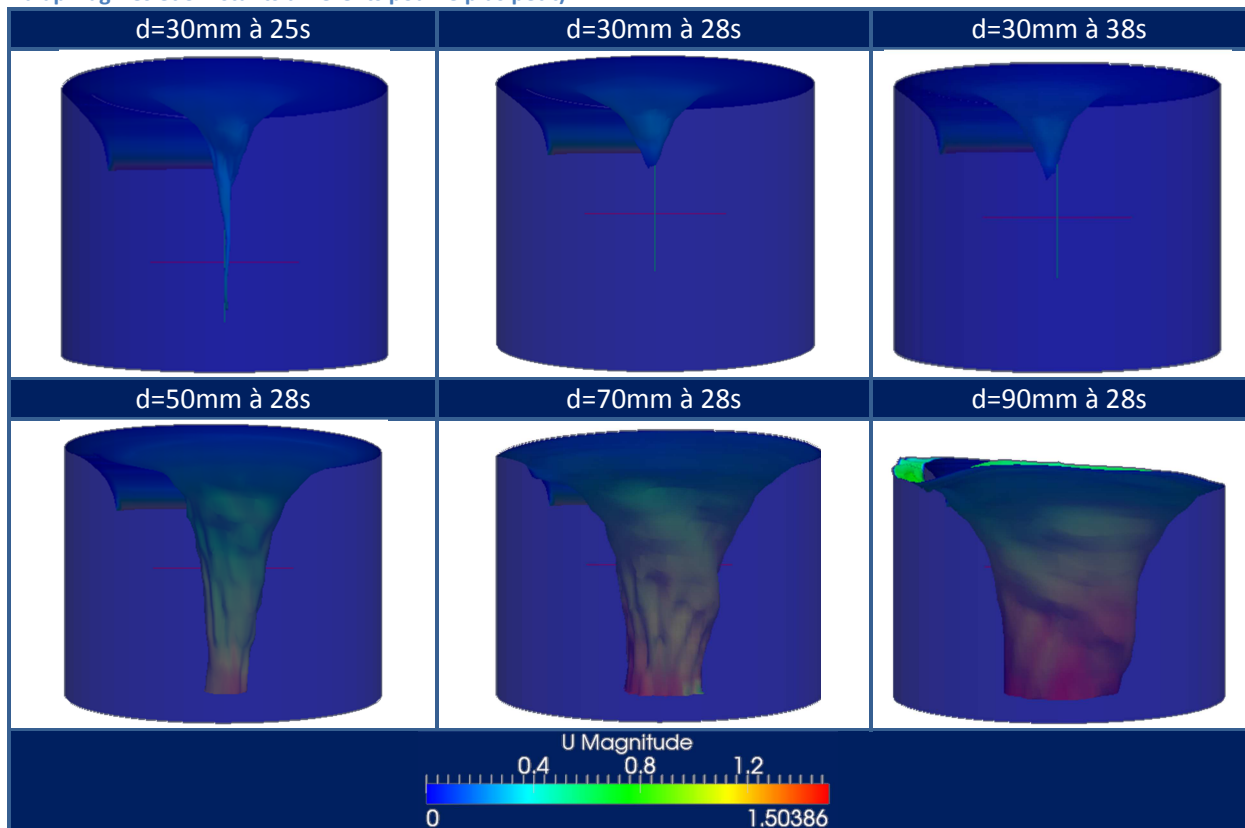


Figure 3.70 : Contour de surface libre sur P1 et P2 pour 4 diamètres de diaphragme différents à 28s de simulation.

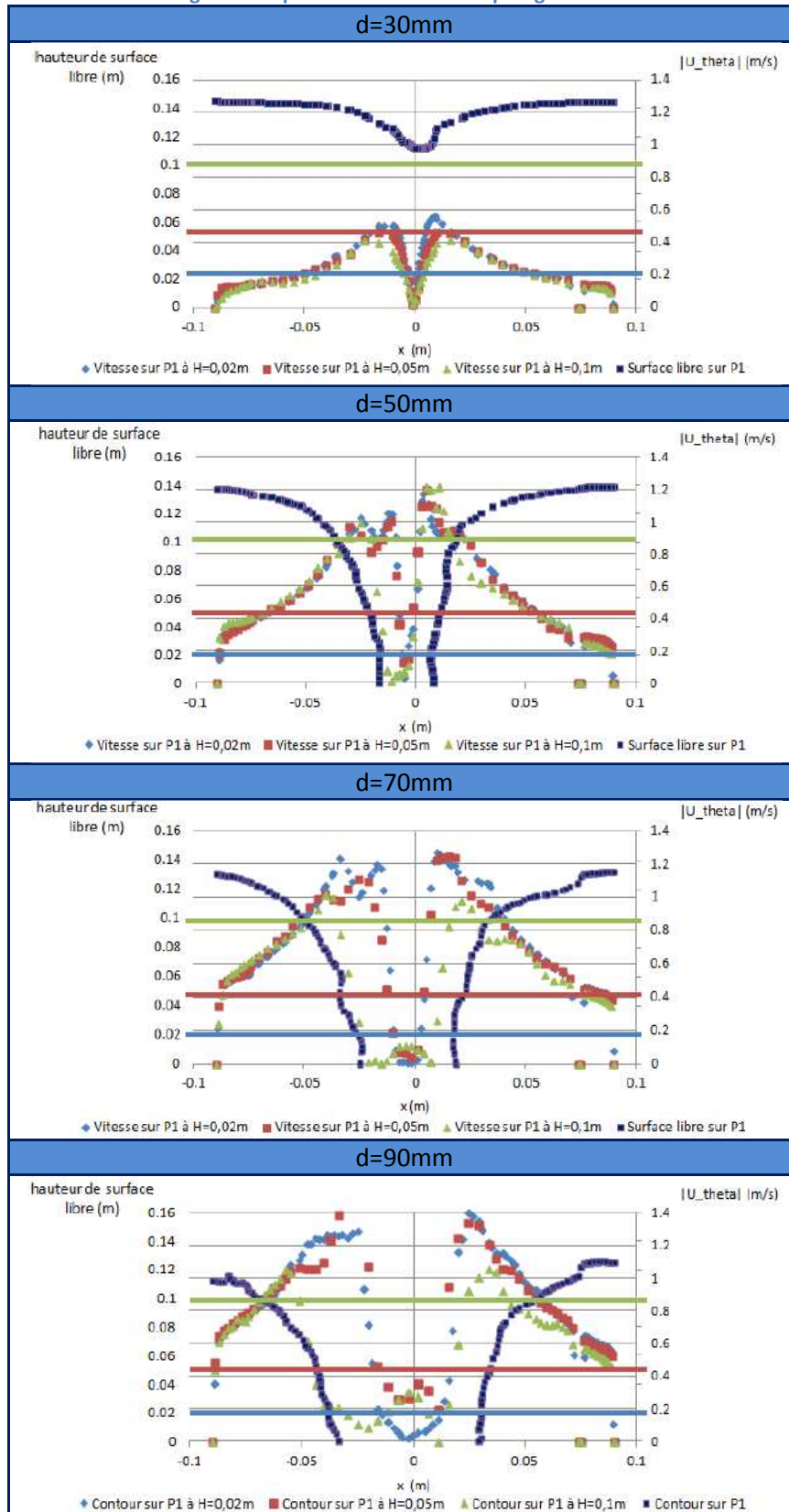
La figure 3.70 présente une comparaison entre les profils de surface libre pour les différents diaphragmes (le plan P1 est le plan perpendiculaire à l'injection passant par l'origine et le plan P2 est le plan parallèle à l'injection et passant par l'origine au centre du diaphragme). En ce qui concerne les trois plus grands diaphragmes, le diamètre du vortex augmente avec le diamètre du diaphragme.

Le tableau 3.10 montre les profils de vitesse tangentielle pour les quatre tailles de diaphragme à trois hauteurs différentes. On constate que les profils de vitesse ne varient quasiment pas pour le plus petit des diaphragmes (30mm). En effet dans ce cas le cœur d'air du vortex a une profondeur relativement faible par rapport à la hauteur d'eau (profondeur du vortex inférieure à environ 20% de la hauteur d'eau), et l'approximation de vitesse constante sur la verticale est vérifiée. Dans tous les cas, on trouve dans la zone immergée, des profils de vitesses constants en fonction de la hauteur. Le

Chapitre 3 : Le vortex en statique

maximum trouvé est placé approximativement à la même abscisse que le rayon inférieur du vortex et est d'autant plus élevé que le diaphragme est grand.

Tableau 3.10 : Profils des vitesses tangentielles pour les 4 tailles de diaphragmes à 3 hauteurs différentes.



Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.4.2. Variation du débit

On cherche ici à connaître l'influence du débit sur la forme du vortex. On utilise ici comme cas de référence un modèle correspondant à la configuration 1 (Tableau 3.3 : diamètre du diaphragme : 130mm, hauteur d'injection : 16.4cm, débit : 3.5l/s), et deux autres simulations ont été réalisées autour de ce point de fonctionnement (débits présentés dans le tableau 3.11).

Tableau 3.11 : Débit utilisé pour les trois calculs présentés.

Nom	EM1Ha	EM1HaQ1+10	EM1HaQ1-10
Débit (l/s)	3.5	3.85	3.15

Comme attendu, le niveau d'eau augmente régulièrement avec le débit (fraction volumique sur la figure 3.71). De même, la largeur du vortex à mi-hauteur diminue lorsque le débit augmente (figure 3.72). Cependant, cette diminution ne se fait pas de manière symétrique ; elle a lieu principalement du côté opposé à l'injection, du côté où la pente de l'interface est la moins importante (voir paragraphe 3.3.1).

Lorsqu'on compare les profils verticaux de vitesses, en rapportant la cote à la hauteur d'eau pour chaque cas, on constate que les profils de vitesses dans l'eau correspondent bien (figure 3.73) avec des vitesses maximales identiques et des profils relativement proches (écart de 10% au maximum entre les 3 cas). La comparaison des profils de vitesses horizontaux (figure 3.72) montre que les profils sont identiques dans l'eau loin de la surface libre. Les différences apparaissent principalement près du centre du tourbillon. Ainsi, le maximum de vitesse dans l'eau augmente, dans la continuité du profil de vitesse dans le reste du domaine, parce que le diamètre du vortex diminue.

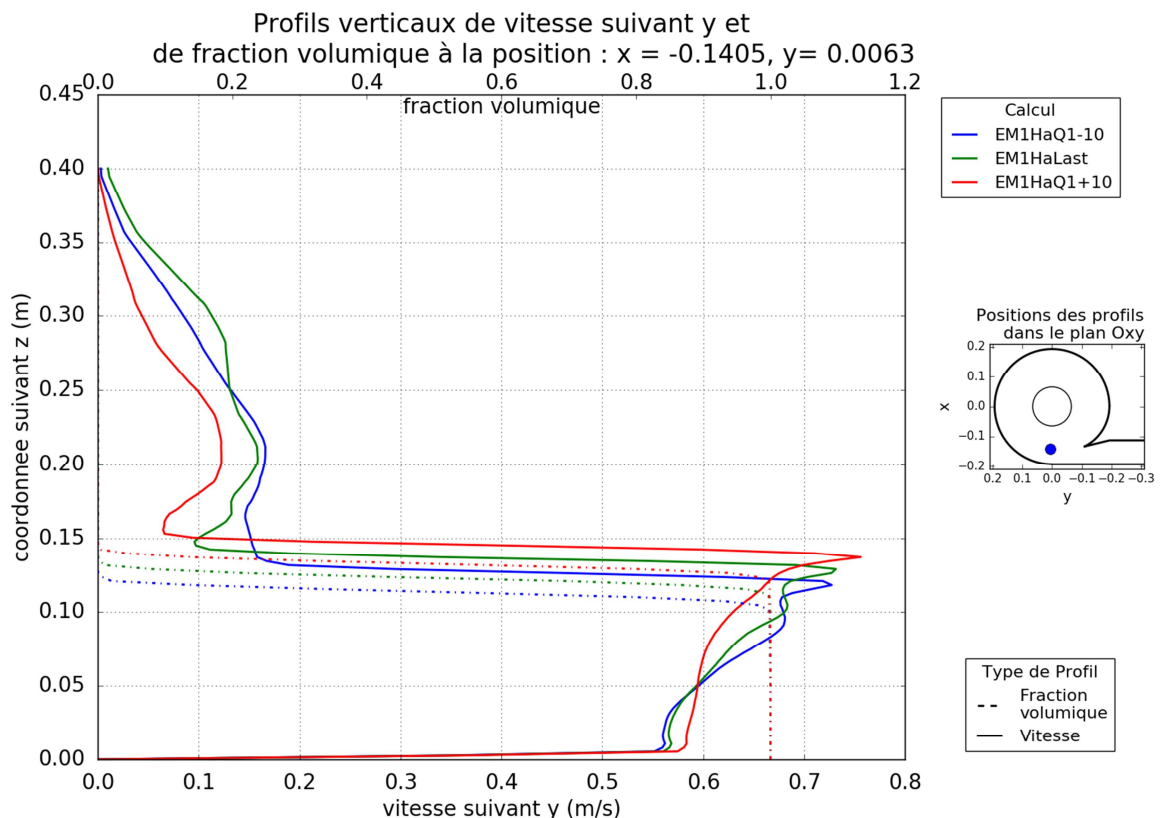


Figure 3.71 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour trois débits différents. Les valeurs sont moyennées sur 5 s entre les instants 20 s et 25 s.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

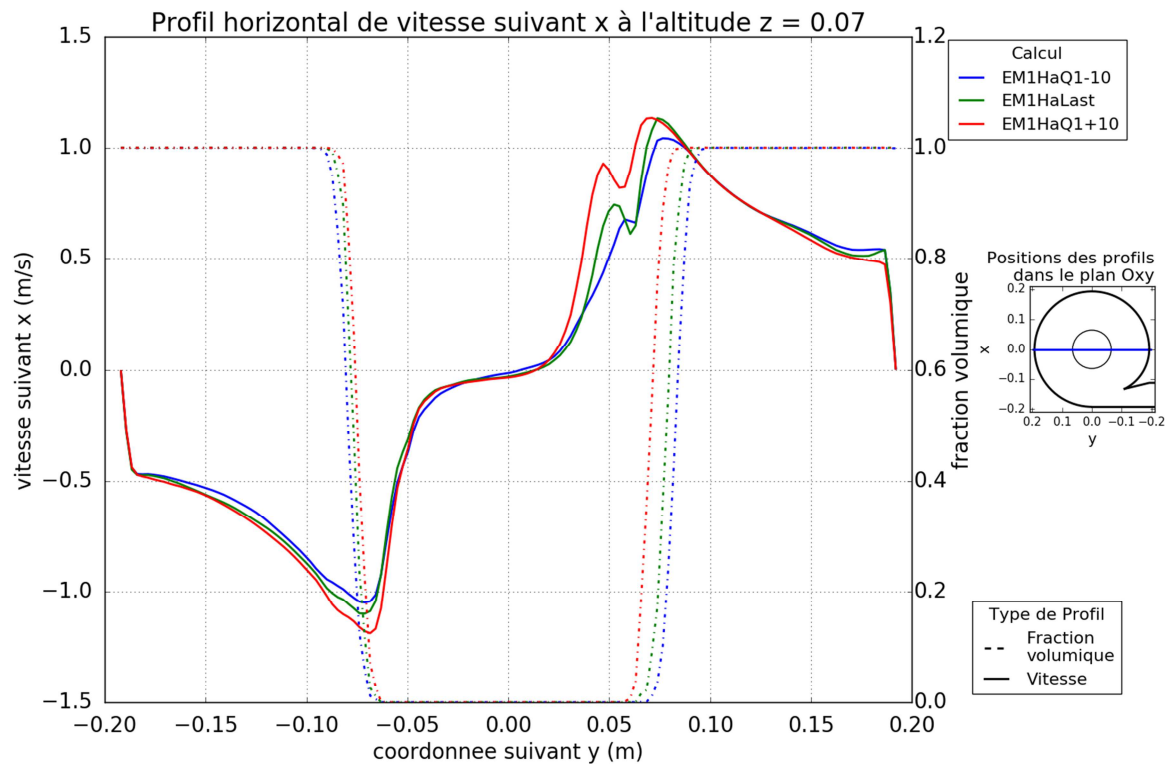


Figure 3.72 : Partie immergée de profils horizontaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour trois débits différents. Les valeurs sont moyennées sur 5 s entre les instants 20 s et 25 s.

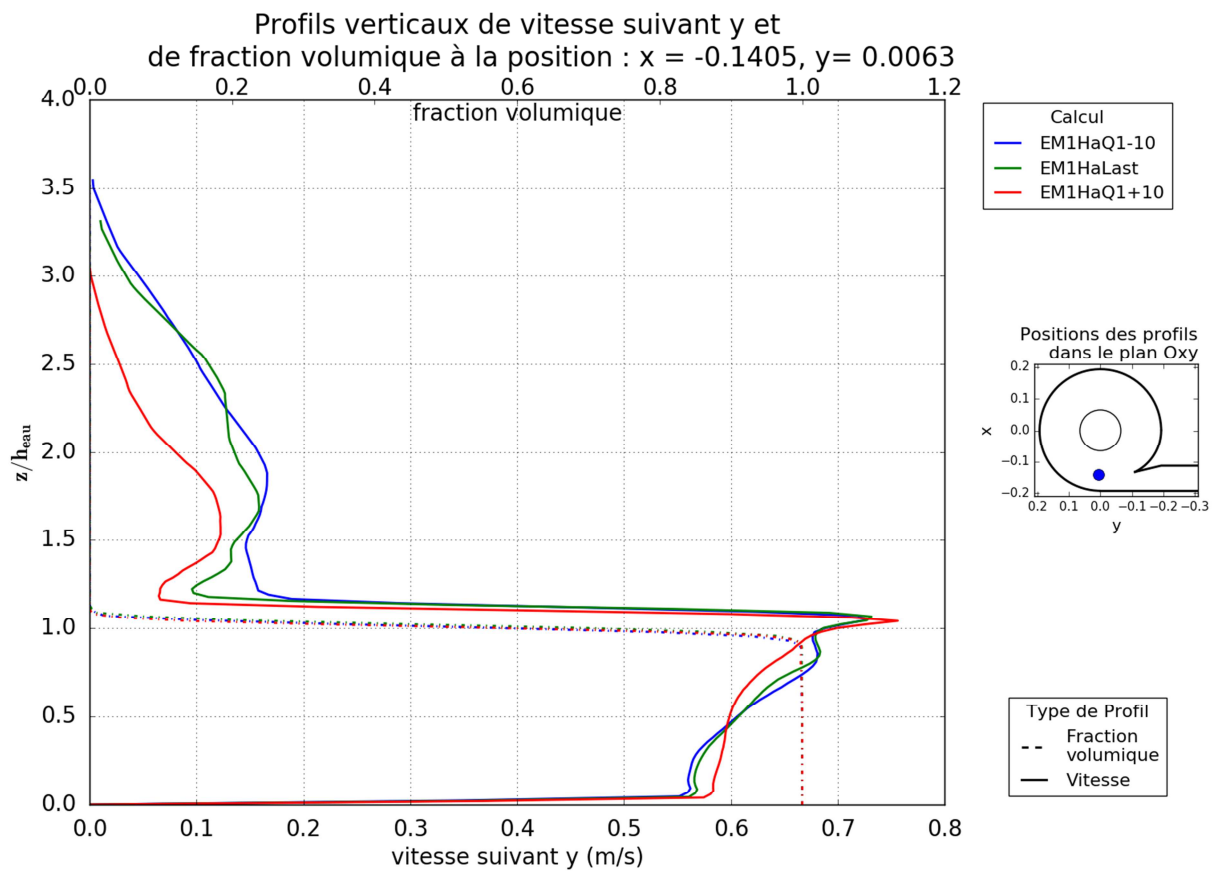


Figure 3.73 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle et de fraction volumique pour trois débits différents dans le cas où la coordonnée verticale a été normalisée par la hauteur d'eau. Les valeurs sont moyennées sur 5 s entre les instants 20 s et 25 s.

Chapitre 3 : Le vortex en statique

3.5. Synthèse

La campagne expérimentale permet l'étude d'un tourbillon de vidange supercritique et de grande dimension par rapport à son contenant. Les hauteurs d'eau, le débit et les vitesses dans le tourbillon sont mesurés. Une loi expérimentale reliant hauteur adimensionnelle et le coefficient de décharge est établie pour cette géométrie. À partir du modèle numérique réalisé, les comparaisons qualitatives et quantitatives entre les mesures et les résultats du modèle numérique montrent que le modèle représente globalement bien l'écoulement étudié. Les écarts entre les vitesses mesurées et les vitesses calculées sont plus importants pour les points proches du cœur d'air du vortex.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Dans cette partie, on étudie l'écoulement à l'intérieur du système de récupération d'énergie de la houle dans son ensemble.

4.1. Présentation de la campagne expérimentale

Une seconde campagne expérimentale est réalisée dans les locaux de l'Ifremer Centre de Bretagne (Brest). Elle consiste à appliquer des mouvements connus à une maquette du système de récupération d'énergie des vagues, décrit au paragraphe 2.1.4.2, et étudier l'écoulement créé dans ce système. Quelques mois avant les essais décrits ici, GEPS Techno a conduit une autre campagne expérimentale dans le bassin de l'Ifremer Centre de Bretagne. Cette dernière campagne consistait à soumettre, à diverses conditions de houle, un flotteur surmonté des cuves constituant le système houlomoteur. Les mouvements du flotteur, les hauteurs d'eau dans les cuves et la puissance électrique produite étaient mesurés. La maquette des cuves utilisée dans la campagne en bassin est réutilisée dans la présente campagne. De plus, certains des mouvements mesurés lors de ces essais sont imposés à la maquette.

4.1.1. Le dispositif expérimental

Le dispositif expérimental (figures 4.1 et 4.2) utilisé est constitué d'une machine, nommée Hexapode, sur laquelle est placée une maquette, représentant l'intérieur du système houlomoteur. L'Hexapode, grâce aux six degrés de liberté qu'il possède, permet d'imposer, dans une certaine limite, des mouvements quelconques au dispositif qu'il supporte. Le tableau 8.5 en annexe 8.2.5 résume les principales caractéristiques de cette machine et les limites des mouvements qu'elle peut imposer en termes d'amplitudes, vitesses et accélérations. L'Hexapode est piloté par des consignes et peut générer des mouvements de types régulier ou irrégulier. La mise en mouvement du plateau supérieur de l'Hexapode induit un écoulement de l'eau à l'intérieur de la maquette comme l'eau dans le système houlomoteur flottant excité par la houle.

Les essais sur houle permettent d'observer les mouvements du système couplé constitué du flotteur et des cuves partiellement remplies. Les mouvements du corps rigide comme certaines grandeurs caractéristiques de l'écoulement telles que les élévations de surface libre en des lieux choisis peuvent

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

être mesurés. Les efforts excitateurs de houle comme les effets d'inertie ajoutée ou d'amortissement d'onde peuvent être approchés par un modèle de calcul de diffraction-radiation mais échappent aux mesures directes.

L'emploi de l'Hexapode permet l'imposition des mouvements au système de cuves et la mesure de ses efforts de réaction. Des grandeurs caractéristiques de l'écoulement peuvent également être mesurées.

Une turbine peut être placée dans le bassin central pour récupérer une partie de l'énergie de l'écoulement interne. Des essais sont conduits avec et sans turbine. Lorsqu'elle est présente, la turbine est reliée à une génératrice à courant continu par l'intermédiaire d'un multiplicateur. L'électricité produite est alors dissipée dans une résistance dont on contrôle la valeur (cette valeur reste constante pour un essai). L'énergie captée est mesurée en mesurant la tension aux bornes de cette résistance.

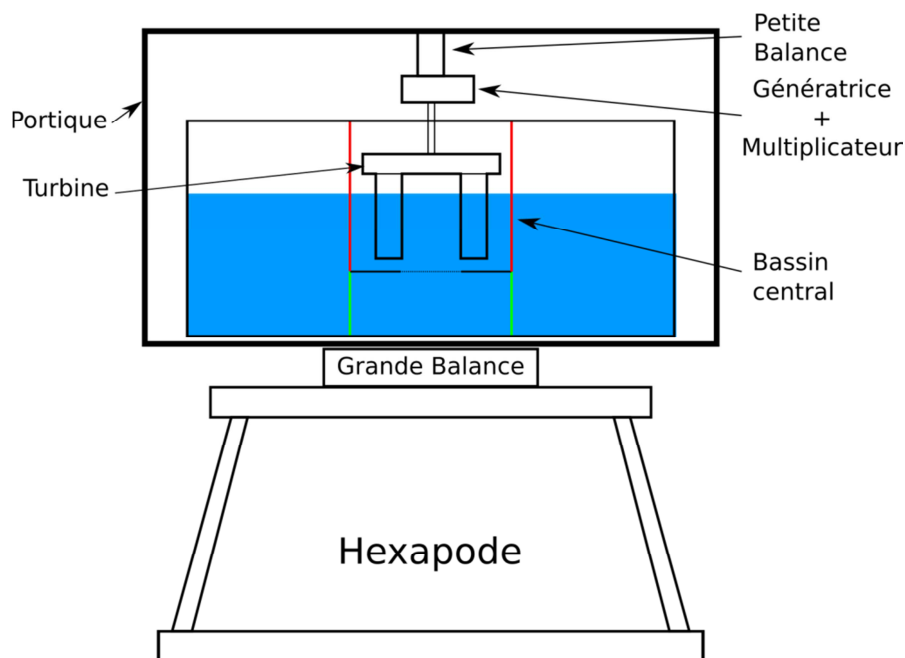


Figure 4.1 : Schéma du dispositif utilisé lors de la seconde campagne expérimentale.

Lors de cette campagne expérimentale, deux maquettes différentes sont soumises aux mouvements générés par l'Hexapode. La première maquette est une version simplifiée du système houlomoteur de GEPS Techno qui ne possède que trois compartiments, deux ballasts et un bassin central qui accueille la turbine. Cette première maquette est appelée MT03 ou maquette 2D. La figure 4.3 en montre un schéma. La seconde maquette est une version plus complète qui contient six ballasts et un bassin central qui accueille la turbine. Cette maquette est appelée MT02 ou maquette cylindrique. Elle est présentée figure 4.4. Cette dernière a été fixée à un flotteur et testée en bassin lors de la campagne évoquée au début du paragraphe 4.1 [Geps Techno, 2015].

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

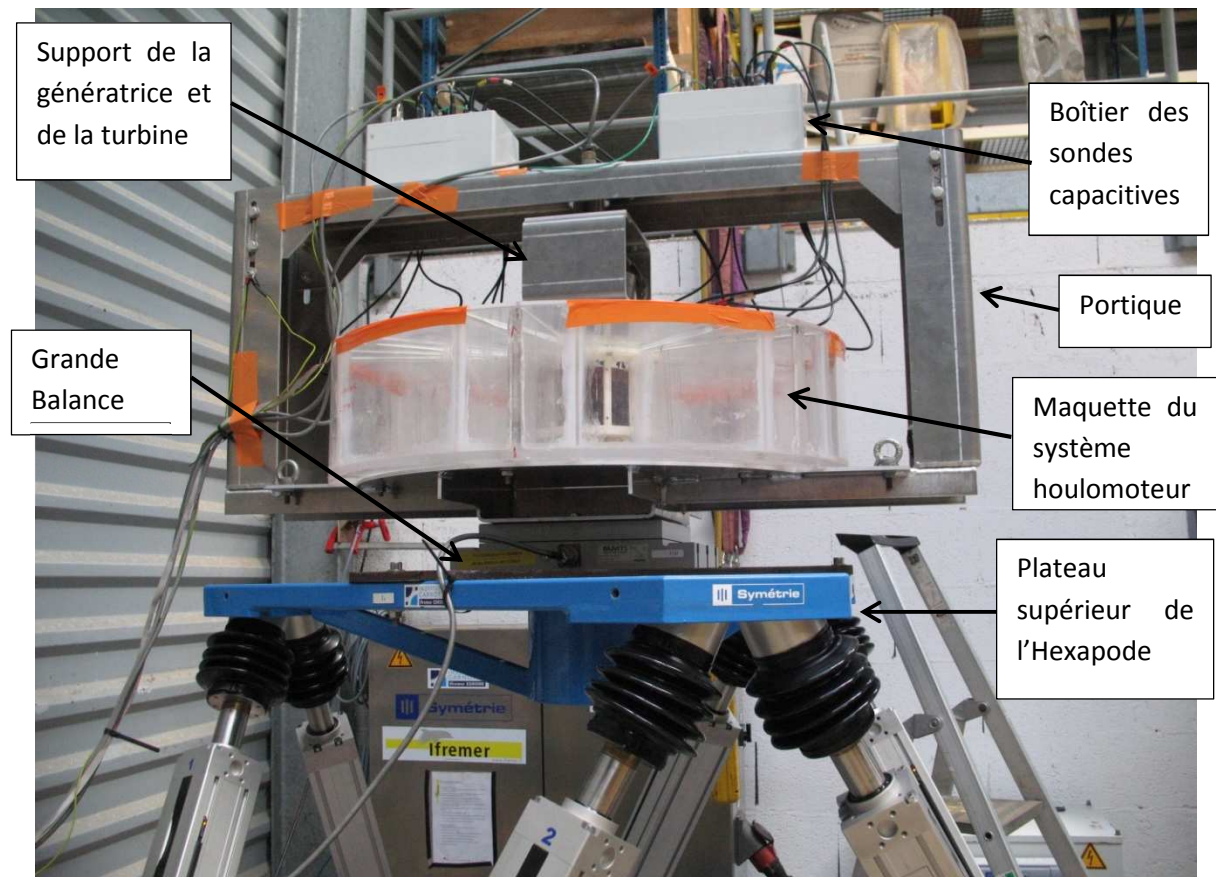


Figure 4.2 : Photo de la maquette MT02 sur l'Hexapode les différents moyens de mesure sont présentés plus en détail au paragraphe 4.1.2.

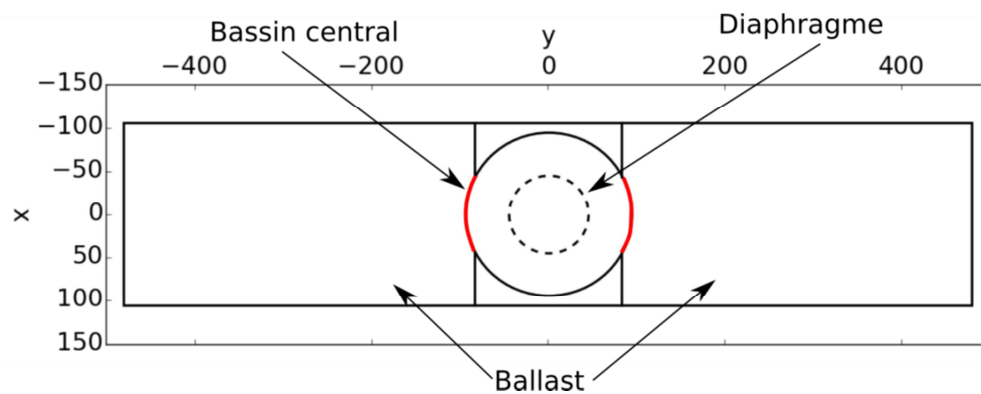


Figure 4.3 : Schéma, vue de haut, de la première maquette testée sur l'hexapode. Elle est appelée MT03. Les traits rouges correspondent aux positions des ouvertures permettant de relier les différents bassins.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

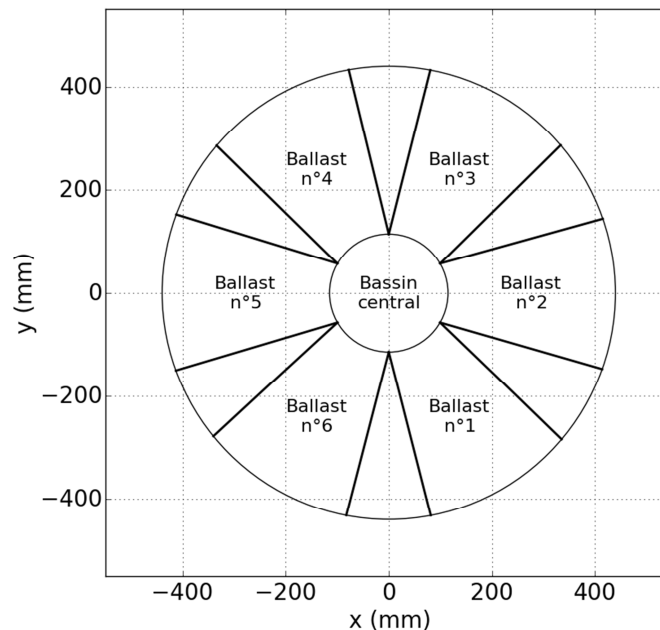


Figure 4.4 : Schéma vu de haut de la maquette MT02, seconde maquette placée sur l'Hexapode.

Les repères utilisés pour décrire les mouvements sont des repères orthonormés directs avec l'axe vertical z vers le haut. Les axes dans le plan horizontal, x et y , sont représentés sur les figures 4.3 et 4.4. Les différents repères utilisés sont présentés plus en détail au paragraphe 4.1.2.2.

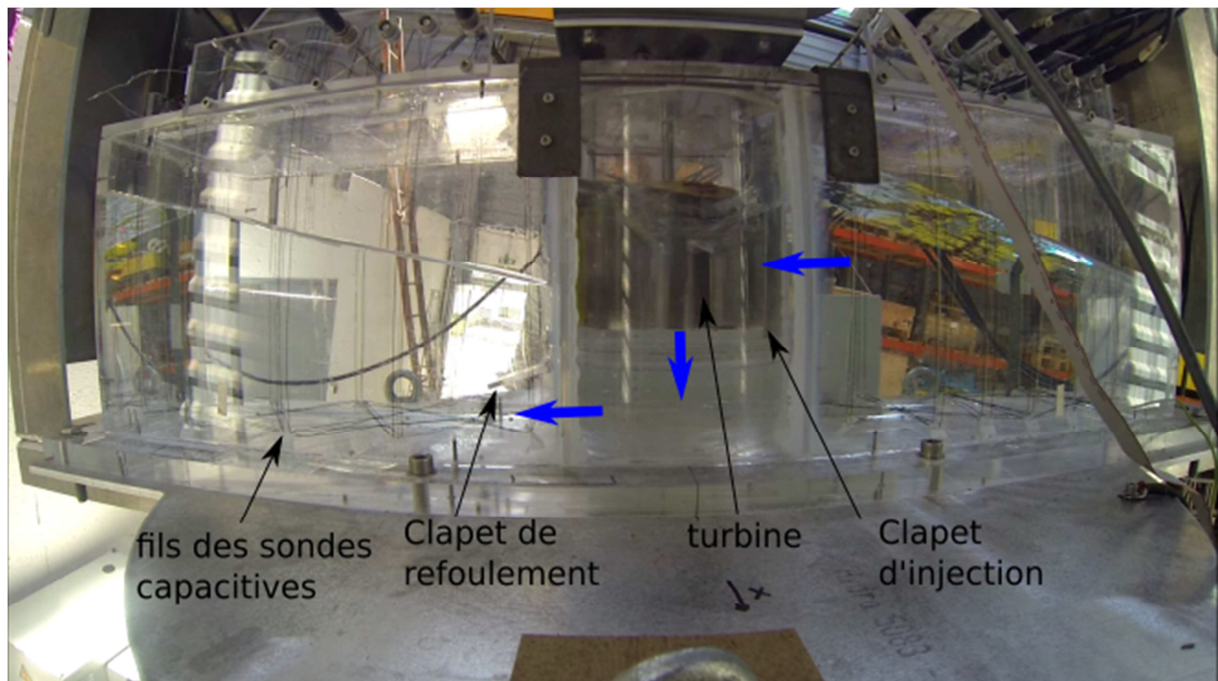


Figure 4.5 : Arrêt sur image de la maquette MT03 proche du maximum d'inclinaison pour un mouvement de 10° d'amplitude et 2 s de période (essai n°146). La caméra se déplace avec la maquette. La position de la surface libre permet de se rendre compte de l'inclinaison de la maquette. Les flèches bleues indiquent le sens de l'écoulement.

Une description globale de l'écoulement dans le système est présentée au paragraphe 2.1.4.2. En particulier, les flèches sur la figure 2.9 b) montrent schématiquement le sens de l'écoulement dans la maquette MT03. L'écoulement dans la maquette MT02 est similaire sauf que la présence de ballast dans toutes les directions lui permet de produire de l'électricité quelle que soit la direction dans

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

laquelle elle est sollicitée. La figure 4.5 présente une image de la maquette MT03 lors d'un essai sur laquelle les flèches bleues représentées sur la figure 2.9 b) sont reportées. On peut y observer la différence de niveaux d'eau entre les deux ballasts qui génère l'écoulement étudié. Par ailleurs, deux des quatre clapets permettant d'orienter l'écoulement sont visibles (ceux qui sont en position ouverte) : un clapet d'injection et un clapet de refoulement.

Sur les figures 2.9 b) et 4.5, on remarque qu'il y a deux types de clapets anti-retour. Les clapets de refoulement sont des clapets rigides montés sur une charnière. Ils s'ouvrent complètement et rapidement pour permettre l'évacuation de l'eau du bassin central vers les ballasts. Les clapets d'injection permettent l'arrivée d'eau dans le bassin central. Ceux-ci sont des clapets souples dont la partie fixe est encastrée dans la paroi du bassin central (il n'y a pas de charnière). Ceci leur permet en plus d'orienter l'écoulement dans le bassin central plutôt tangentiellement. La figure 4.6 schématise ces deux types de clapets.

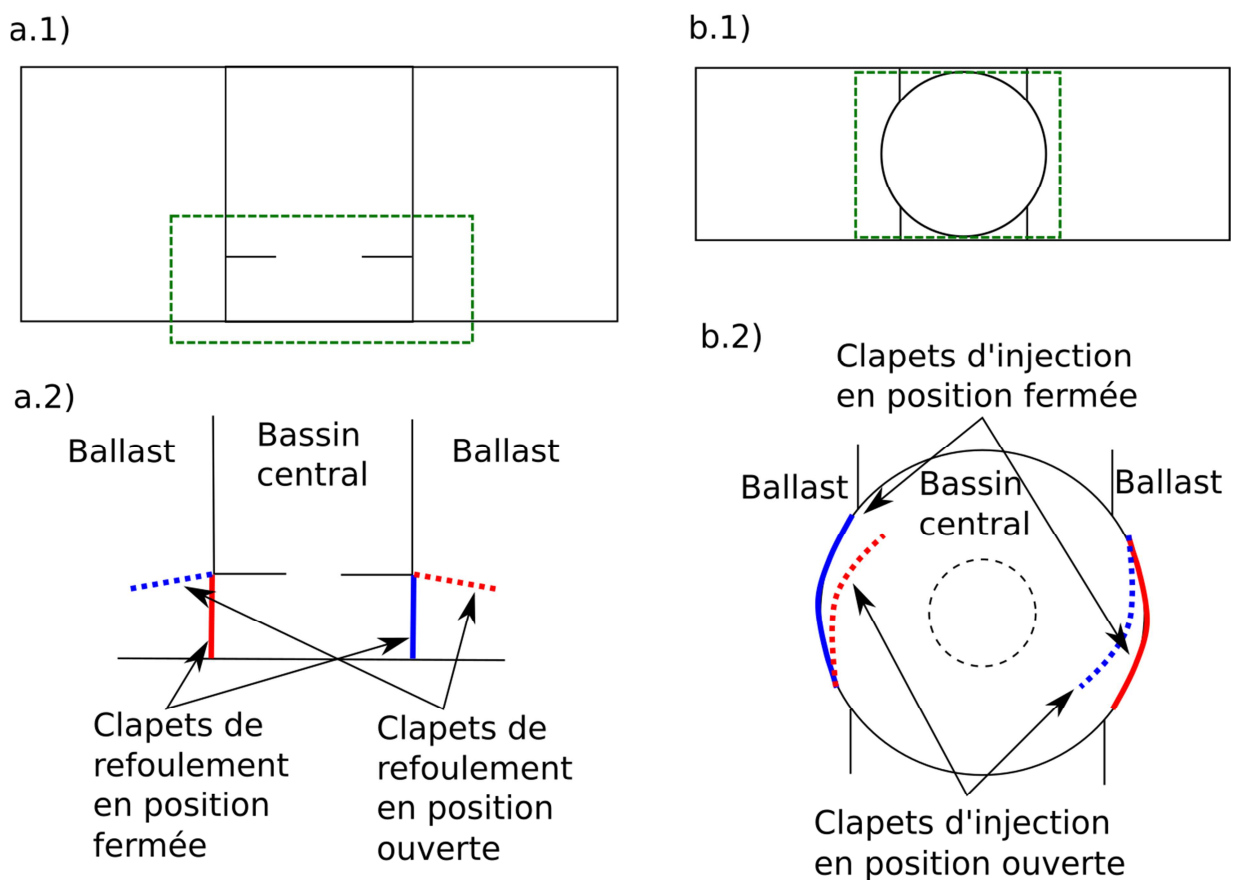


Figure 4.6 : Schéma des deux types de clapets. Les schémas a.1) et b.1) sont respectivement les vues générales de profil et de haut de la maquette MT03. Les schémas a.2) et b.2) correspondent, respectivement, à une focalisation sur les rectangles pointillés verts des schémas a.1) et b.1). Les clapets représentés en traits pleins (respectivement en pointillés) correspondent aux positions fermées (respectivement ouvertes) de ces derniers. La couleur rouge correspond à la position des clapets lorsque la maquette penche vers la droite sur le schéma a.1). La couleur bleue correspond au cas où elle penche vers la gauche.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

4.1.2. Instrumentation

Lors de cette campagne expérimentale, les différentes grandeurs mesurées sont les suivantes :

- effort de liaison de la maquette sur le plateau de l'Hexapode avec une balance à six composantes nommée « grande balance » ;
- hauteur d'eau dans les bassins avec des sondes capacitatives placées à différents endroits à l'intérieur de la maquette ;
- effort entre l'ensemble turbine + multiplicateur + génératrice et le portique lui-même fixé au plateau de l'hexapode avec une balance à six composantes nommée « petite balance » ;
- tension aux bornes de la génératrice lorsque la turbine est placée dans la maquette ;
- mouvements imposés par l'Hexapode selon les consignes prescrites.

4.1.2.1. Les mesures d'élévation de la surface libre par sondes capacitatives

Les sondes capacitatives sont constituées de deux fils conducteurs, dont l'un d'eux est relié à la masse. Ces deux fils ont des diamètres d'environ 0.5mm et sont plongés verticalement dans l'eau en position de repos (figure 4.7). Ces deux fils forment un mini « condensateur ». La capacité électrique aux bornes de ces deux fils est ensuite mesurée. Celle-ci varie linéairement avec la longueur de fils immergée. Cette hypothèse de variation linéaire de la hauteur d'eau avec la capacité électrique reste valable tant qu'une quantité suffisante de fils reste dans l'eau (environ les deux tiers de la longueur totale). C'est pourquoi une partie de ce fils est enroulée en immersion au fond du bassin. Un étalonnage est réalisé avant la campagne expérimentale pour déterminer les coefficients de proportionnalité correspondants (voir en annexe 8.2.7). Une alternative consiste à employer une tige de carbone de quelques millimètres de diamètre comme référence de masse sur laquelle est tendu le fil capacitif sans liaison mécanique avec le fond du bassin.

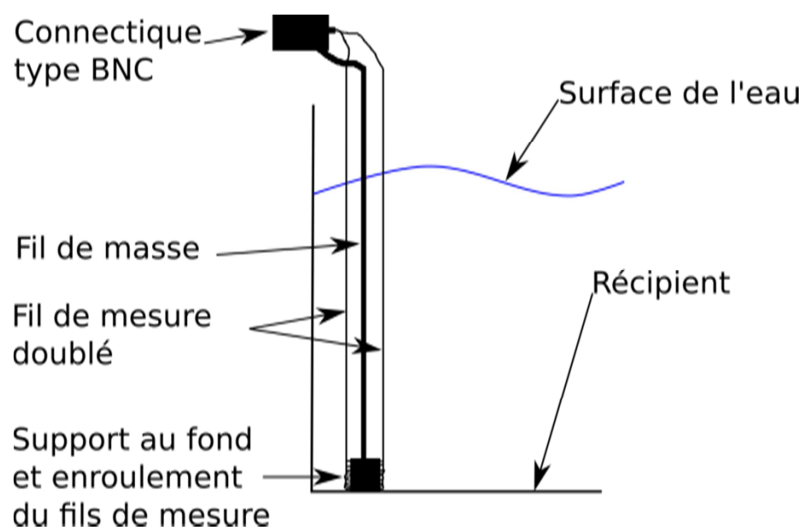


Figure 4.7 : Schéma du montage des sondes capacitatives.

Lors des mouvements de surface libre, une sonde capacitive mesure sa variation de longueur immergée. L'interprétation de la mesure doit être adaptée aux configurations mises en jeu, dans le cas présent la variation de longueur mouillée peut être interprétée comme l'élévation de surface libre au droit de la tige dès lors que les mouvements de rotation sont modérés.

Au total, seize sondes sont installées dans les maquettes. Elles sont nommées avec une lettre (« A » ou « B » en fonction du boîtier électronique auquel elles sont reliées) et un chiffre (de 1 à 8). Leurs

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

positions dans la maquette MT03 sont présentées sur la figure 4.8. Ces positions sont choisies pour connaître le plus en détail possible les hauteurs d'eau dans un des ballasts et contrôler que les hauteurs d'eau dans le second ballast sont effectivement symétriques. Leurs positions dans la maquette MT02 sont présentées sur la figure 4.9. Ces positions permettent de connaître les hauteurs d'eau dans les bassins dans l'axe des principaux mouvements imposés et d'avoir des informations sur les hauteurs d'eau dans les autres ballasts.

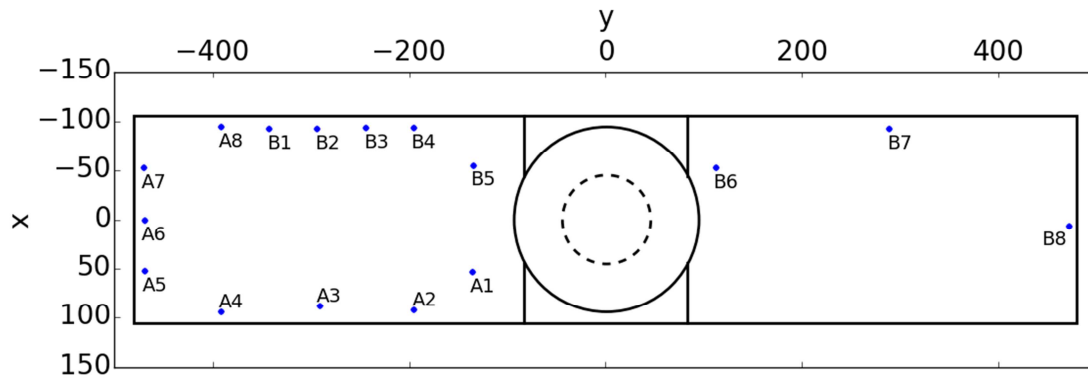


Figure 4.8 : Position des sondes capacitatives dans la maquette MT03.

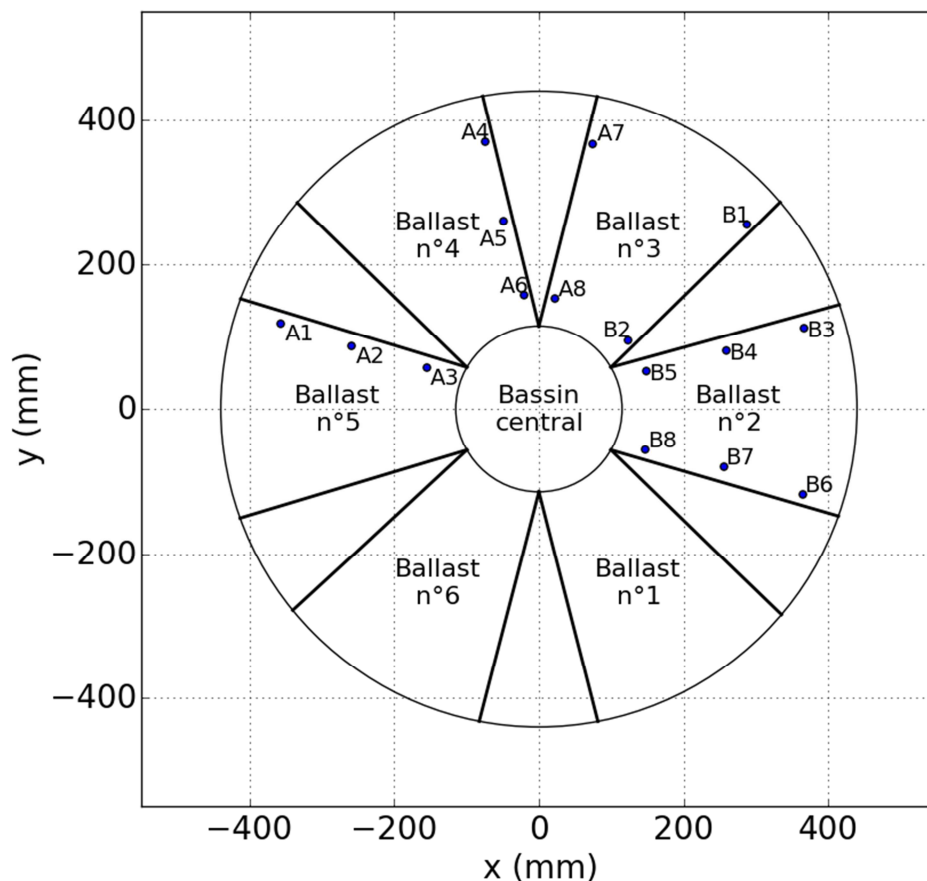


Figure 4.9 : Position des sondes capacitatives dans la maquette MT02.

Lors de l'acquisition des mesures, des pics apparaissent à intervalles de temps réguliers sur les signaux d'élévation (fréquence proche de 3Hz dont l'effet est visible sur le signal bleu de la figure

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

4.11). Ceux-ci sont liés à l'électronique des boîtiers A et B permettant la mesure des hauteurs d'eau. Ils ne sont donc pas liés à un phénomène présent dans la cuve et doivent être filtrés.

Pour cela deux traitements des signaux sont employés :

- Un filtre Butterworth passe-bas d'ordre 4
- Un algorithme fondé sur la détection de dérivées supérieures à un seuil défini par l'expérimentateur (en général 50mm/s) et le remplacement des points correspondant par une valeur correspondant à la moyenne des points précédents et suivants celui considéré. La répétition de ce test un nombre suffisant de fois permet de lisser le signal et d'éliminer les pics évoqués précédemment.

Les effets de ces deux types de filtres et l'influence de leurs principaux paramètres de réglage sont présentés succinctement en annexe 8.3.4. La seconde solution est privilégiée, car elle permet, pour les cas avec les fréquences d'oscillations les plus importantes, d'obtenir plus facilement un signal correct. C'est-à-dire un signal où les informations ne correspondant pas à des variations de hauteur d'eau dans les cuves sont retirées et où celles correspondant à ces variations sont conservées au mieux. Les fréquences d'oscillations importantes correspondent à des cas où la fréquence du signal observé se rapproche de la fréquence des pics que l'on veut supprimer. Ainsi, les figures 4.10 et 4.11 montrent une superposition du signal initial (en bleu) avec les deux signaux filtrés. On observe que le filtre de Butterworth ne donne pas de résultat satisfaisant (avec une fréquence de coupure de 2.5Hz). Un filtrage réalisé avec une fréquence de coupure plus haute (plus proche de 3Hz) n'améliore pas le résultat. La figure 4.12 montre les spectres des signaux avant et après filtrage. On constate que le spectre de Butterworth coupe le signal au-dessus d'une certaine fréquence alors que le filtre seuil supprime certaines harmoniques perturbatrices mais conserve davantage d'information du signal initial (notamment pour les fréquences autour de 3Hz)

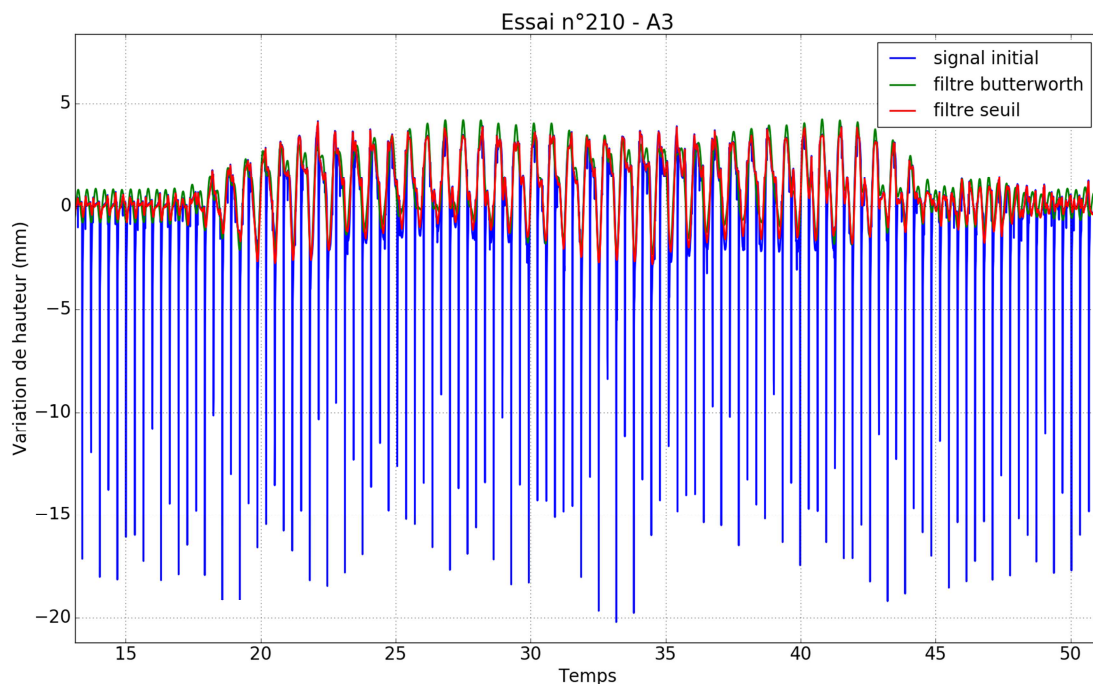


Figure 4.10 : Comparaison entre les différents filtres. Variation de hauteur d'eau au cours du temps pour la sonde A3 pendant l'essai n°210. La fréquence de coupure du filtre Butterworth vaut 2.5Hz. La fréquence des mouvements imposés est de 1.5Hz.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

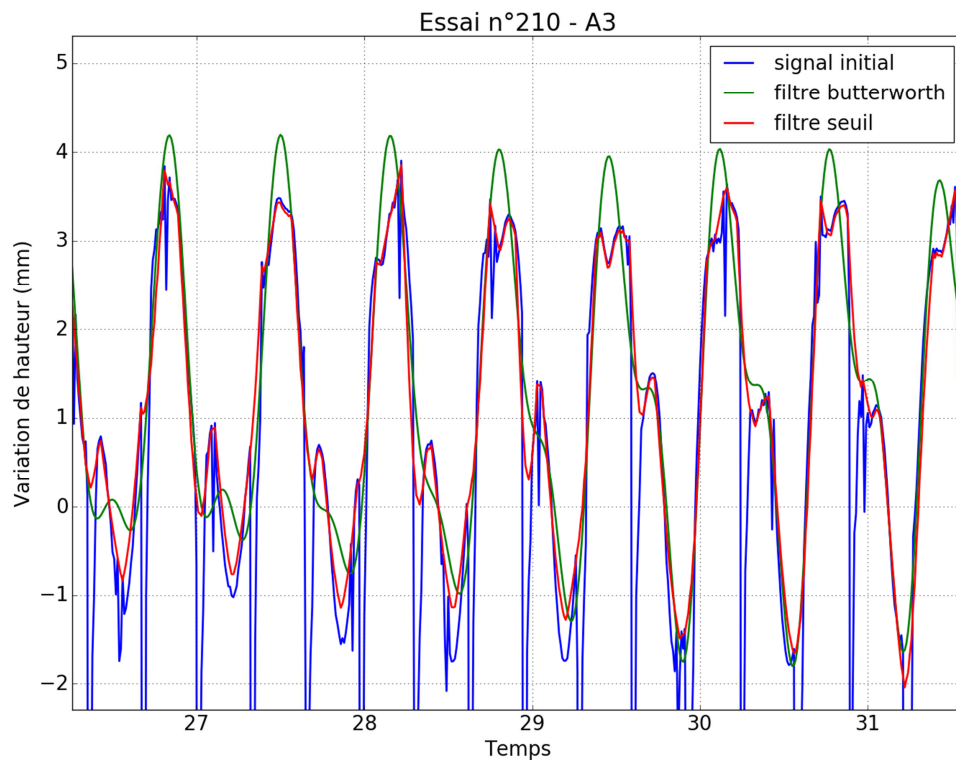


Figure 4.11 : Comparaison entre les différents filtres focalisation sur 5 s. Variation de hauteur d'eau au cours du temps pour la sonde A3 pendant l'essai n°210. La fréquence de coupure du filtre Butterworth vaut 2.5Hz. La fréquence des mouvements imposés est de 1.5Hz.

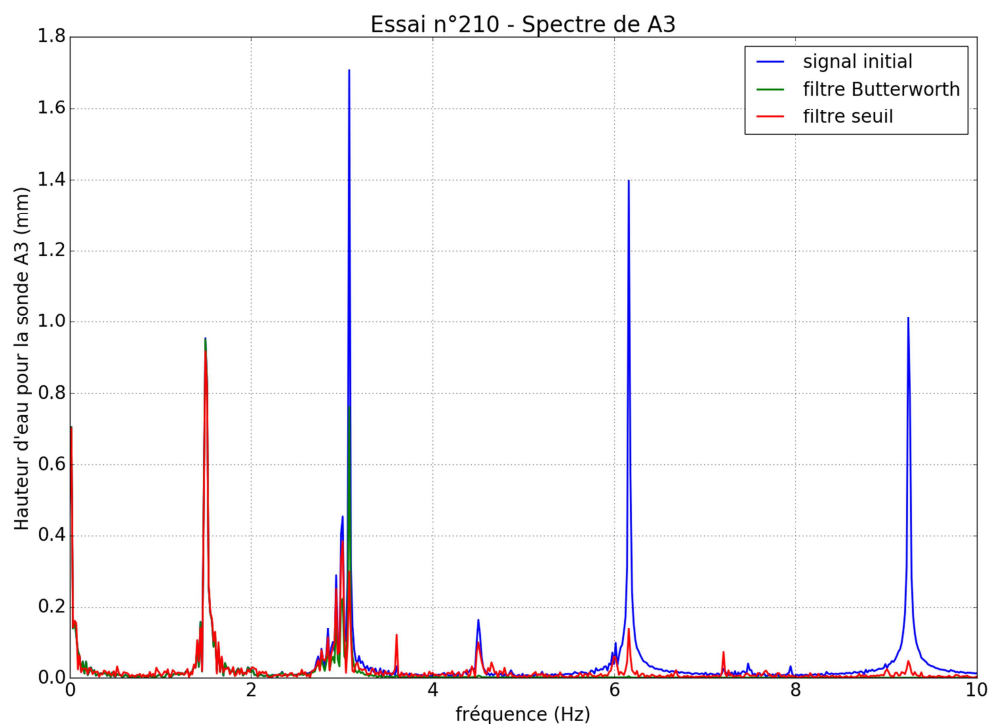


Figure 4.12 : Comparaison entre les différents filtres. Spectre des signaux bruts et filtrés pour la sonde A3 pendant l'essai n°210. La fréquence de coupure du filtre Butterworth vaut 2.5Hz. La fréquence des mouvements imposés est de 1.5Hz.

La figure 4.13 montre un résultat typique obtenu pour deux sondes capacitives après filtrage. Les deux sondes considérées sont dans le même bassin à l'opposé l'une de l'autre. Conformément à ce

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

qu'on attend, elles sont bien en opposition de phase l'une de l'autre, l'une (A6) étant en phase avec le roulis.

Une étude menée par l'Ifremer sur les sondes capacitatives a montré que les sondes capacitatives, associées à leurs boîtiers de mesure, sous-estiment le niveau d'eau différemment dans les crêtes et les creux ce qui peut conduire à une dissymétrie du signal. Dans les crêtes, respectivement les creux, la sous-estimation est de l'ordre de 1mm, respectivement 0.5mm. De plus, des harmoniques d'ordre 2, qui ne sont pas liés à la hauteur d'eau réel, peuvent être observées dans le signal de mesure provenant des sondes capacitatives. L'amplitude de cette harmonique peut atteindre 1mm pour une amplitude du premier ordre de 5cm et une période de 2s. Ces erreurs sont à ajouter aux incertitudes données dans le tableau 8.10 en annexe 8.2.7. On observe, pour la sonde A6, une dissymétrie probablement partiellement causée par les phénomènes décrits ci-dessus mais aussi par les non-linéarités de l'écoulement décrites au paragraphe 4.4.3. Dans ce paragraphe, on montre que cette dissymétrie est retrouvée partiellement dans le calcul numérique.

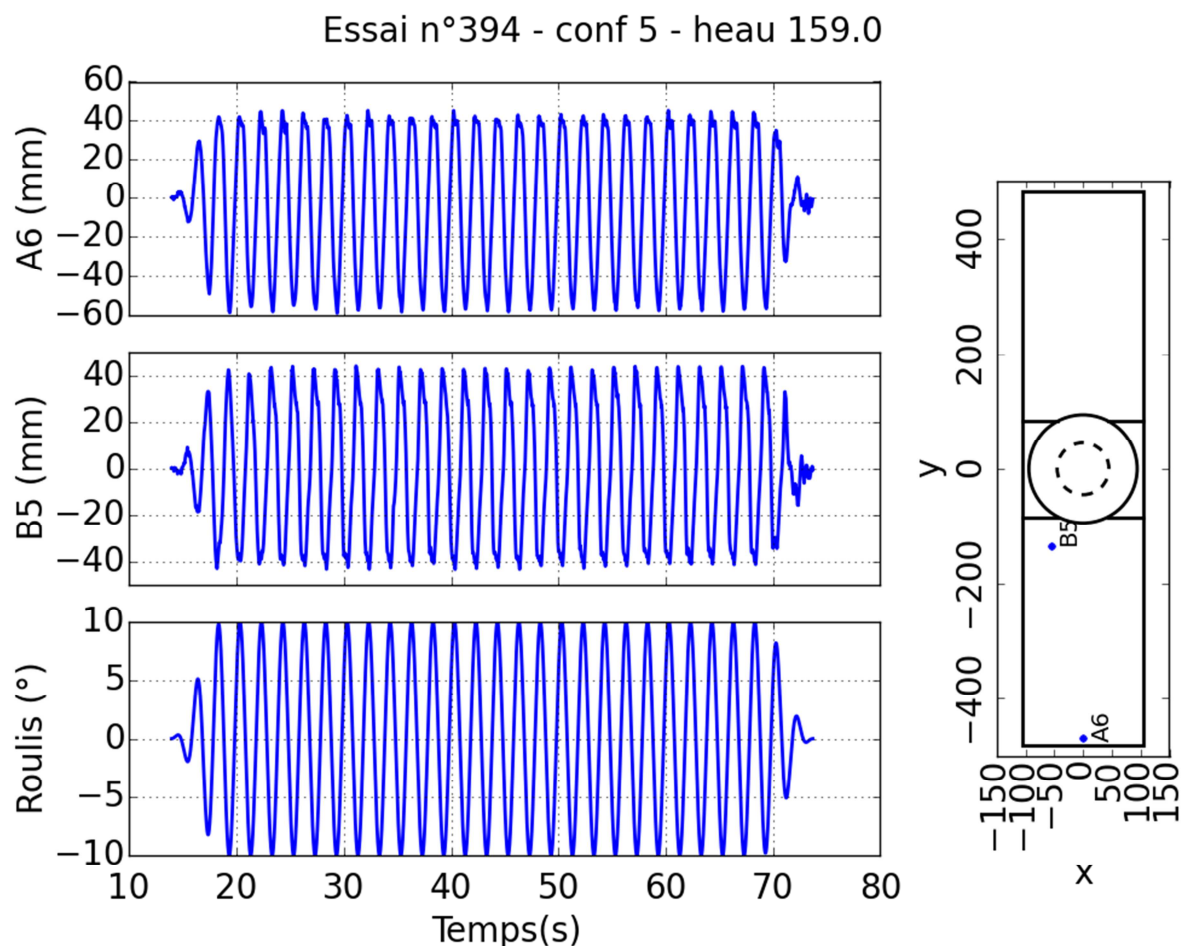


Figure 4.13 : Variation de hauteur d'eau pour les sondes A8 et B5 et roulis en fonction du temps pour l'essai n° 394. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2s de période. Cet essai fait partie de la configuration 5 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et sans turbine.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

4.1.2.2. L'utilisation de l'Hexapode

Repères utilisés

Pour décrire le mouvement imposé au plateau de l'Hexapode, plusieurs repères sont utilisés [Symétrie, 2012]. Le premier repère est le repère noté R_H (O_H , x_H , y_H , z_H) ici (figure 4.14). Il est placé au centre du plateau de l'Hexapode et il est fixe par rapport au laboratoire. Ce repère est considéré comme galiléen, il est notre repère de référence. Le repère R_M (O_M , x_M , y_M , z_M) est utilisé pour définir le mouvement. Il est fixe par rapport au laboratoire et au repère R_H . Le troisième repère utilisé, noté ici R' (O' , x' , y' , z'), est un repère mobile qui est lié au solide déplacé (ici l'ensemble plateau de l'Hexapode + balances + maquette). Ce repère est confondu avec le repère R_M lorsque l'hexapode est au repos. Les mouvements du solide considéré et donc du repère R' sont décrits par les trois composantes de la translation de O_M vers O' et par les trois angles de rotation du repère R' par rapport au repère R_0 (repère parallèle au repère R_M translaté au point O').

Lorsque le mouvement imposé est décrit par rapport au centre du plateau de l'Hexapode, les repères R_H et R_M sont confondus. Dans cette thèse, un repère R_M différent du repère R_H est utilisé dans deux cas :

- Pour définir simplement différentes positions verticales du centre de rotation. Dans ce cas, le repère R_M est simplement une translation verticale du repère R_H de la distance recherchée.
- Dans le cas de la reproduction des mouvements mesurés lors des essais en bassin ce repère est utilisé pour correspondre à l'inclinaison du repère de référence du système d'acquisition des mouvements du flotteur par rapport à l'horizontale.

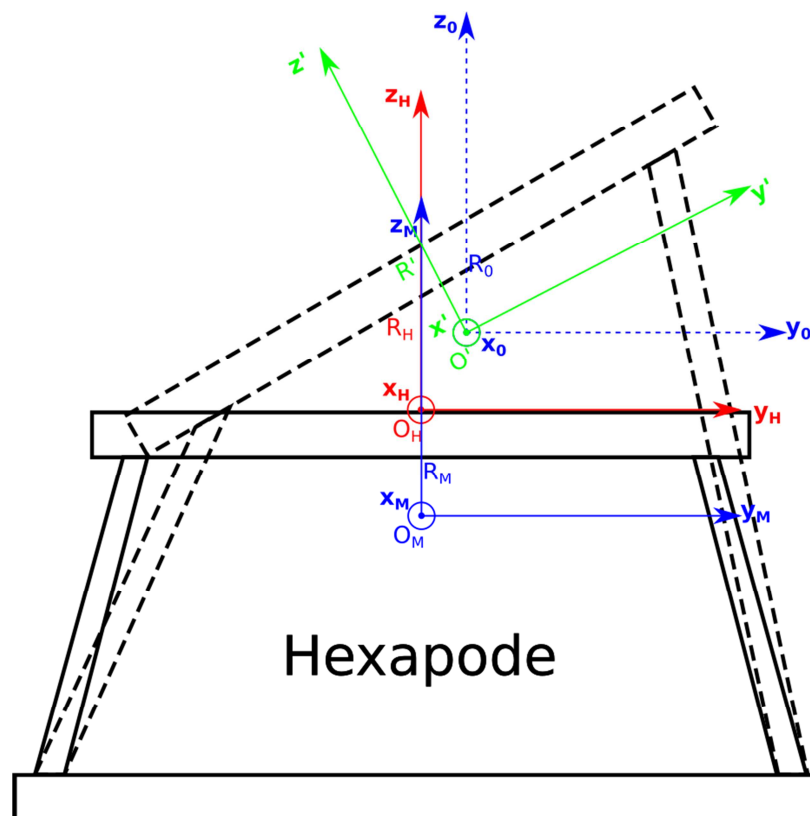


Figure 4.14 : Présentation des différents repères utilisés pour décrire les mouvements de la maquette sur le plateau de l'Hexapode. Les repères R_H et R_M sont fixes par rapport au laboratoire. Le repère R' est lié au plateau de l'Hexapode et se déplace donc avec lui.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

La mesure des mouvements

Lors des essais, le système de commande de l'Hexapode procède à une mesure de contrôle des positions absolues prises par la machine pendant l'essai. Celles-ci sont déterminées par les informations fournies par les contrôleurs des six vérins électriques.

Pour en déduire les accélérations nécessaires au traitement des efforts, les mouvements mesurés sont dérivés deux fois par rapport au temps après avoir effectué un lissage (filtrage passe-bas). La présence de bruit à haute fréquence est amplifiée par la dérivation temporelle. Il convient donc d'atténuer ce bruit.

4.1.2.3. Les mesures d'efforts

Durant les essais, deux types d'efforts sont mesurés :

- Les efforts de liaison de la maquette à l'Hexapode
- Les efforts exercés par l'ensemble turbine + génératrice + support sur la maquette

Les premiers sont mesurés à l'aide de la grande balance qui est une balance 6 axes de modèle MC12-4K de marque AMTI. Les seconds sont mesurés à l'aide de la petite balance qui est une balance 6 axes de modèle UDW3-250. Les caractéristiques principales de ces balances sont résumées dans les tableaux 8.6 et 8.7 en annexe 8.2.6.

Durant le post-traitement des données acquises, les efforts mesurés sont corrigés de leurs valeurs au repos (seules les variations par rapport à l'état au repos sont analysées) et filtrés (avec un filtre Butterworth passe-bas d'ordre 4). Les efforts ainsi obtenus sont les efforts de l'ensemble de la maquette sur l'Hexapode (dans le cas de la grande balance). Une partie de ces efforts ne nous intéresse pas ici. Ce sont les efforts d'inertie de la partie solide de la maquette (structure contenant l'eau embarquée). Ces efforts sont évalués à partir des mouvements de la maquette imposés par l'Hexapode.

Les efforts de l'eau sur l'objet considéré (maquette pour la grande balance et turbine pour la petite) sont déterminés en écrivant le principe fondamental de la dynamique appliqué à l'objet soutenu par la balance noté ici S_1 et exprimé dans le repère mobile R_B' . Ce repère R_B' est un repère mobile parallèle au repère R' , présenté au paragraphe précédent, dont l'origine est située au point de réduction B des efforts mesurés par la balance considérée. La position de ce point est connue et donnée en annexe 8.2.6 (tableau 8.8). Les efforts de l'eau sont évalués avec les expressions suivantes (l'annexe 8.4.3 présente un calcul plus détaillé) :

$$\mathbf{F}'_{eau \rightarrow S_1} = -\mathbf{F}'_{H \rightarrow S_1} - m\mathbf{g}' + m(\dot{\mathbf{C}} + \dot{\boldsymbol{\Omega}} \wedge \mathbf{X}_G) + m(\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{C} + \boldsymbol{\Omega} \wedge (\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{X}_G)) \quad (4.1)$$

$$\mathbf{M}'_{eau \rightarrow S_1} = -\mathbf{M}'_{H \rightarrow S_1} - m\mathbf{X}_G \wedge \mathbf{g}' + m\mathbf{X}_G \wedge \dot{\mathbf{C}} + I_{R'}\dot{\boldsymbol{\Omega}} + m\mathbf{X}_G \wedge (\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{C}) + (\boldsymbol{\Omega} \wedge I_{R'}\boldsymbol{\Omega}) \quad (4.2)$$

où :

- m est la masse de l'ensemble S_1 ;
- \mathbf{C} est la vitesse du point B et $\dot{\mathbf{C}}$ est sa dérivée par rapport au temps (l'accélération) ;
- $\boldsymbol{\Omega}$ est le vecteur vitesse de rotation exprimé dans le repère mobile et $\dot{\boldsymbol{\Omega}}$ est sa dérivée par rapport au temps ;

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

- X_G est la position du centre de gravité de S_1 dans le repère mobile R' ;
- $F'_{eau \rightarrow S_1}$ et $M'_{eau \rightarrow S_1}$ sont respectivement les forces et moments appliqués par l'eau sur la maquette dont la valeur au repos a été soustraite ;
- $F'_{H \rightarrow S_1}$ et $M'_{H \rightarrow S_1}$ sont respectivement les forces et moments de l'Hexapode sur la maquette dont la valeur au repos a été soustraite ;
- g est l'accélération de la pesanteur exprimée dans le repère mobile R' ($g = g_0 + g'$ où g est l'accélération de la pesanteur et g_0 sa composante au repos) ;
- $I_{R'}$ est la matrice d'inertie de la maquette exprimée au point B dans le repère mobile R' .

Les caractéristiques mécaniques de la maquette (masse, matrice d'inertie, position du centre de gravité) sont déterminées à partir des mesures fournies par les deux balances d'effort lors de mouvements de la maquette sans eau.

Lors de cette étape d'évaluation des mesures des efforts hydrodynamiques internes, il s'est avéré qu'il n'est pas possible d'évaluer avec précision les efforts de l'eau entre la génératrice et son support (mesuré par la petite balance). Les efforts obtenus sont en effet trop faibles pour que leur mesure avec cette balance puisse avoir un sens.

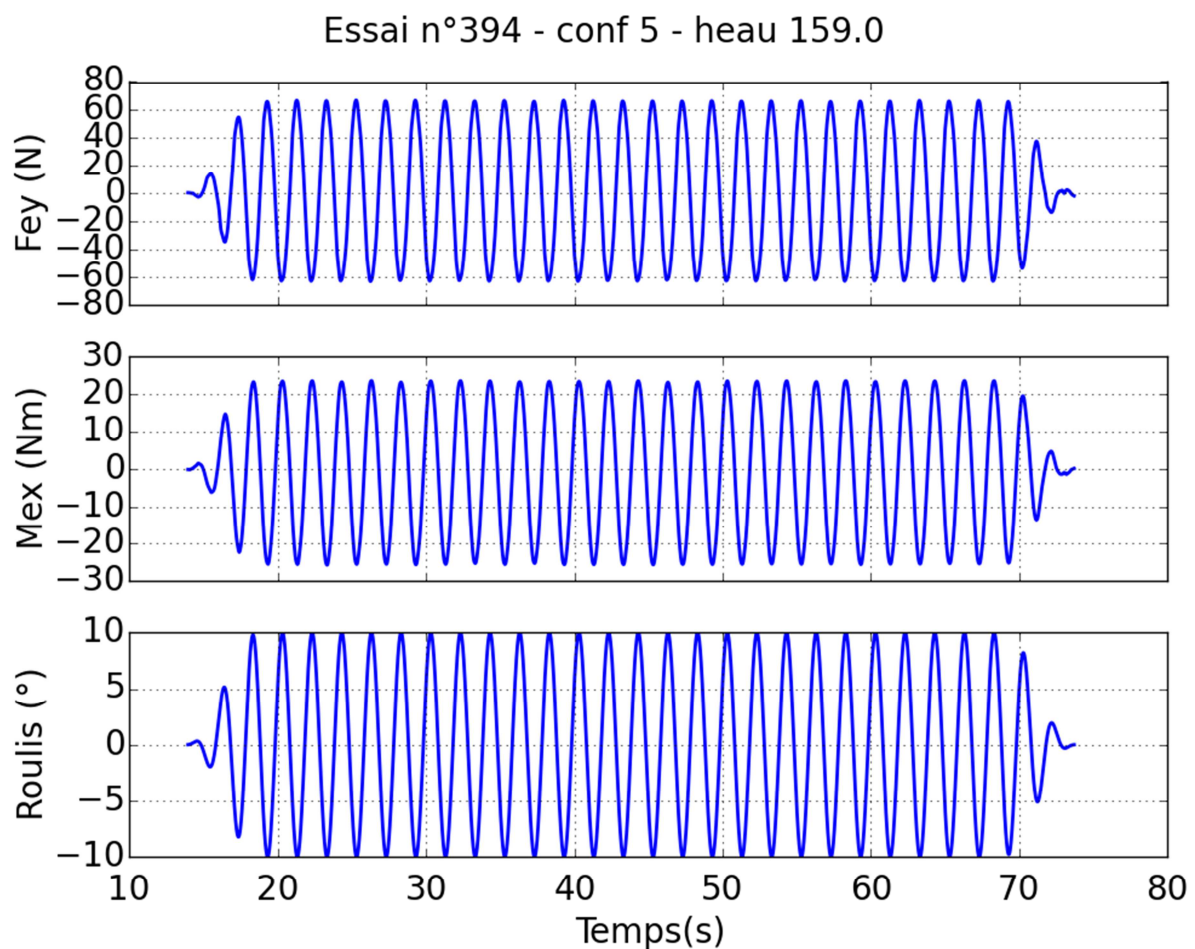


Figure 4.15 : Effort de l'eau sur la maquette (force selon y et moment autour de x) et roulis en fonction du temps pour l'essai n° 394. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2s de période. Cet essai fait partie de la configuration 5 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et sans turbine.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

La figure 4.15 présente les efforts typiques de l'eau sur la maquette pour un essai sur MT03, 10° d'amplitude et 2s de période. On observe que la force et le moment sont en opposition de phase ce qui est conforme à l'orientation des axes choisie. Comme attendu, le moment est en phase avec le roulis. On peut remarquer qu'une partie importante de ces efforts provient de l'effort hydrostatique de l'eau. En effet, la projection du poids de l'eau gelée (c'est-à-dire fixe par rapport à la maquette) sur l'axe mobile y' conduit à un effort de 51N d'amplitude, c'est-à-dire environ 80% de l'effort mesuré.

On observe que les efforts expérimentaux sont légèrement dissymétriques (pour la force, l'amplitude est légèrement plus grande en positif qu'en négatif, pour le moment, c'est l'opposé). Cette dissymétrie peut être expliquée par une faible dissymétrie de la position de la maquette sur son support.

4.1.2.4. Mesure de tension, vitesse de rotation et puissance électrique

Pendant la campagne expérimentale, deux génératrices presque identiques sont utilisées. La génératrice G01 est utilisée sur la maquette MT02 et la génératrice G02 est utilisée sur la maquette MT03.

Lorsque la turbine est présente, la tension aux bornes de la génératrice est mesurée. La génératrice utilisée est une génératrice à courant continu. Cette dernière étant seulement reliée à une résistance, on connaît la puissance électrique instantanée P_{elec} délivrée :

$$P_{elec} = \frac{U^2}{R} \quad (4.3)$$

où U est la tension électrique mesurée et R est la résistance mise aux bornes de la génératrice

À partir de cette mesure de tension, il est aussi possible de déterminer la vitesse de rotation de la turbine. En effet, la génératrice étant une génératrice à courant continu, sa force électromotrice e est proportionnelle à sa vitesse de rotation Ω :

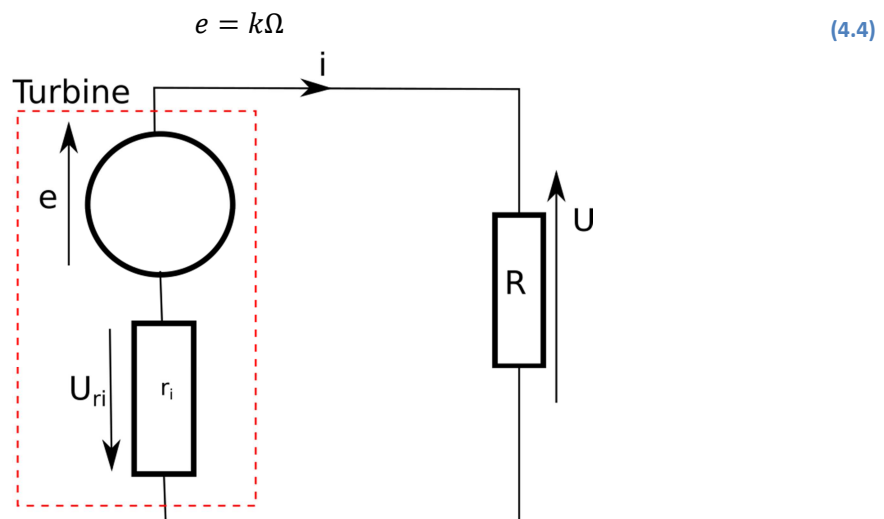


Figure 4.16: Schéma électrique équivalent du montage électrique utilisé. e est la force électromotrice de la génératrice, r_i est sa résistance interne, R est la résistance de décharge du système, U est la tension aux bornes de cette résistance, i est le courant dans l'installation et U_{ri} est la tension aux bornes de la résistance interne.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

La figure 4.16 montre le schéma électrique équivalent du montage réalisé. En utilisant la loi des mailles et la loi d'Ohm, on détermine l'expression de la force électromotrice e de la génératrice en fonction de la tension U mesurée :

$$e = \left(1 + \frac{r_i}{R}\right) U \quad (4.5)$$

où r_i est la résistance interne de la génératrice

Le coefficient de proportionnalité entre la force électromotrice et la vitesse de rotation est déterminé expérimentalement. Ce coefficient est estimé en mesurant la vitesse de chute d'une masse connue reliée à un fils enroulé sur l'axe de la génératrice de telle façon que le diamètre d'enroulement demeure sensiblement constant. Le montage utilisé pour cet étalonnage est décrit plus en détail en annexe 8.2.8. Le tableau 4.1 résume les valeurs obtenues pour les deux génératrices utilisées.

Tableau 4.1 : Tableau résumant les caractéristiques des deux génératrices utilisées. r_i résistance interne de la génératrice, et k est le coefficient de proportionnalité entre la force électromotrice et la vitesse de rotation de l'axe de la génératrice.

	r_i (en Ohm)	k (en V.s)
G01	14.4	0.0758 ± 0.0009
G02	14.4	0.0777 ± 0.0004

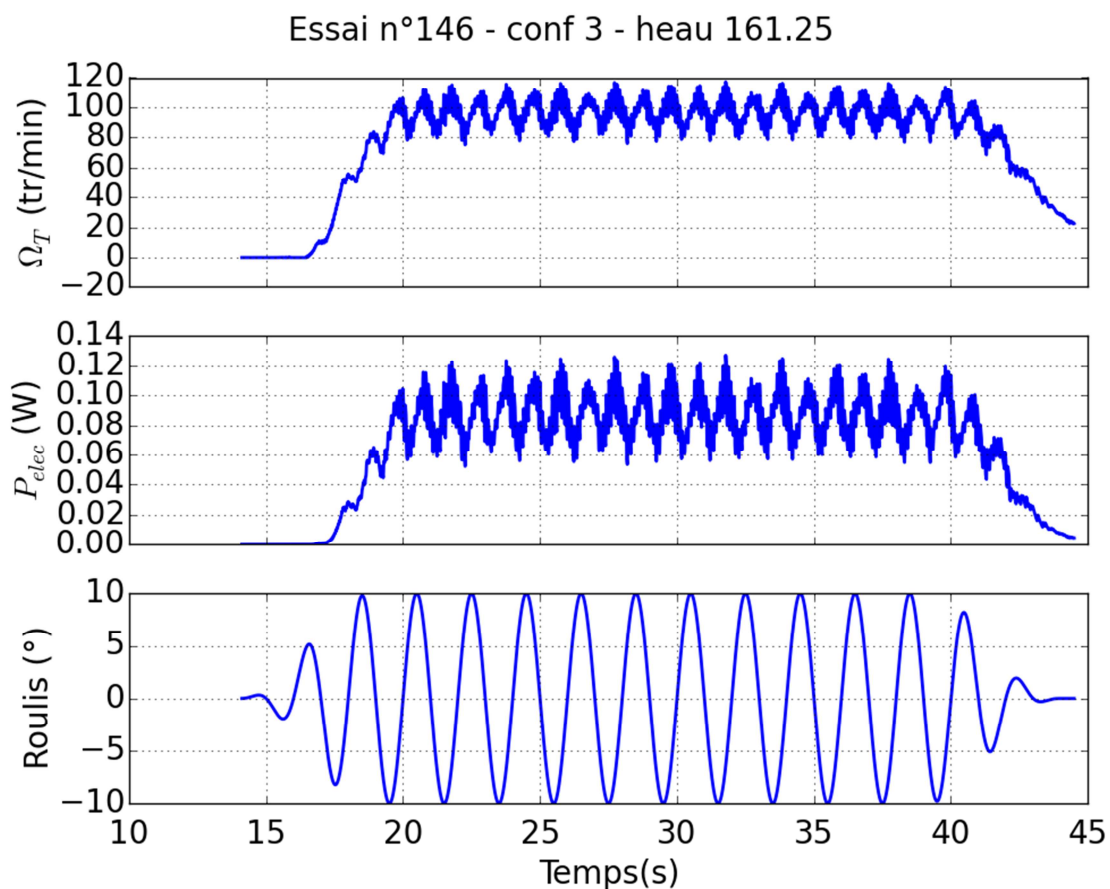


Figure 4.17 : Vitesse de rotation de la turbine, puissance électrique et roulis en fonction du temps pour l'essai n° 146. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2s de période. Cet essai fait partie de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et turbine.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

La figure 4.17 présente un résultat typique des vitesses de rotation et puissances électriques mesurées. Pour un essai ayant des paramètres identiques à ceux de l'essai 395, présenté aux paragraphes 4.1.2.1 et 4.1.2.3, à l'exception de la turbine qui est présente dans l'essai considéré ici. Après une période de transition la vitesse de rotation et la puissance électrique se stabilisent respectivement autour de 96.5tr/min et 0.087 W. On observe que l'inertie de la turbine mais aussi celle de l'eau dans le bassin central permet de toujours conserver une vitesse de rotation non nulle une fois le système lancé. À cause de la symétrie de la géométrie autour de l'axe $x=0$ la première harmonique de ces deux signaux est très faible et c'est l'harmonique d'ordre deux qui est prépondérante.

Lorsque la turbine tourne à 96.5 tr/min, la génératrice tourne à 603 tr/min (grâce au multiplicateur dont le rapport est de 6.25). À cette vitesse de rotation, le rendement de la génératrice est d'environ 30% donc la puissance mécanique moyenne sur l'axe de la turbine est d'environ 2.9 W. (voir les figures 8.5 et 8.6 en annexe 8.2.8).

4.1.2.5. Vidéos

Pour une partie des essais, des prises vidéo sont réalisées à l'aide d'une caméra Gopro. Celle-ci est positionnée sur l'hexapode et est donc fixe par rapport aux cuves. Ces films permettent de visualiser l'écoulement *a posteriori*. Ceci est très pratique pour se remémorer les phénomènes physiques observés une fois la campagne expérimentale terminée. Une image d'un de ces films est présentée au paragraphe 4.1.1 (figure 4.5).

Par ailleurs la figure 4.18 montre quatre images de la maquette MT03 au cours d'une période de son mouvement. On observe la formation du tourbillon de vidange dans le bassin central. On constate que lorsque la différence de niveau entre les deux ballasts est faible (pour des instants multiples de la période sur 2) le vortex a une faible extension verticale. Au contraire lorsque la différence de hauteur entre les deux ballasts est importante, le tourbillon est plus intense et avec une hauteur plus importante. Dans cette configuration, le tourbillon n'est jamais supercritique. En effet, la pointe basse du tourbillon suit, avec quelques dixièmes de seconde de retard (environ 0.2 s), la hauteur d'eau dans le ballast le plus bas. Avec cette condition, le niveau d'eau ne permet pas que le vortex traverse le diaphragme.

Enfin, ces vidéos sont utilisées pour estimer l'ouverture des clapets qui sont disposés sur les parois de la chambre cylindrique centrale, et régulent les écoulements d'eau au niveau de la turbine. La position de ces derniers est évaluée en lisant la vidéo image par image et en pointant sur chaque image trois points situés au bout du clapet. La position ainsi obtenue est en pixel sur l'image considérée. Elle est convertie en millimètres à l'aide d'un étalonnage permettant d'évaluer les facteurs de conversion. L'ouverture obtenue est présentée à la figure 4.19.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

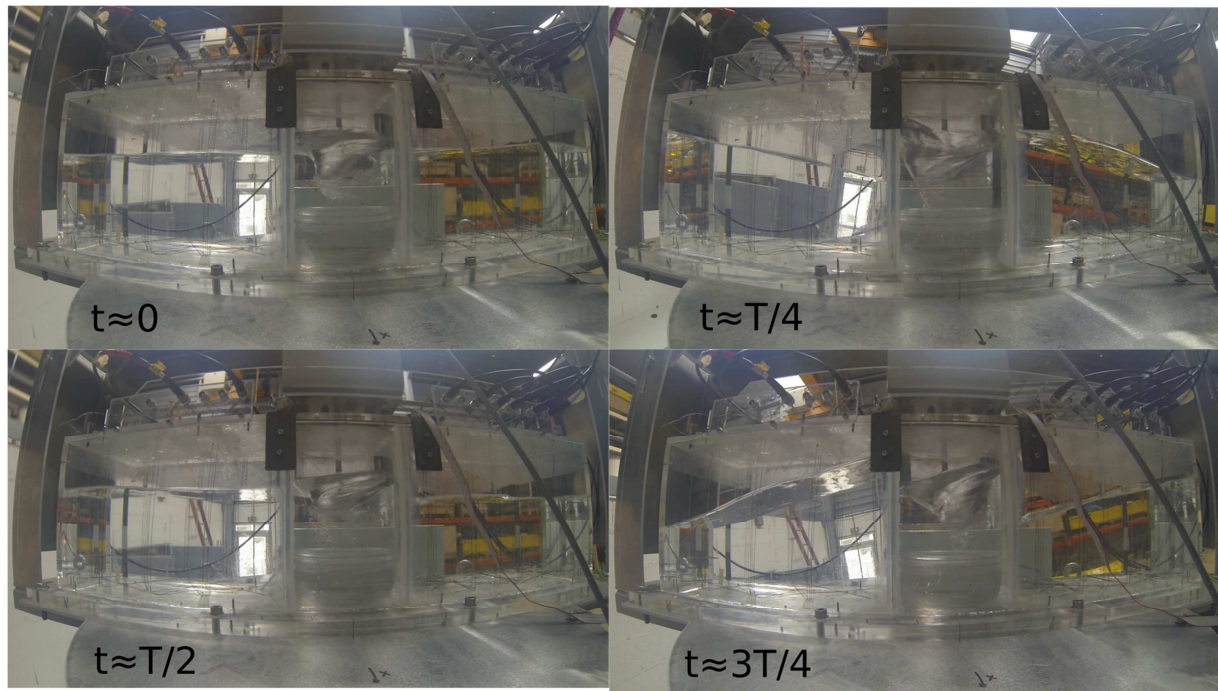


Figure 4.18 : Photos de la maquette MT03 pour quatre instants au cours d'une période T du mouvement. Le mouvement est un mouvement régulier de 10° d'amplitude et de 2 s de période pour la configuration 5 (remplissage de 65% d'eau sans turbine).

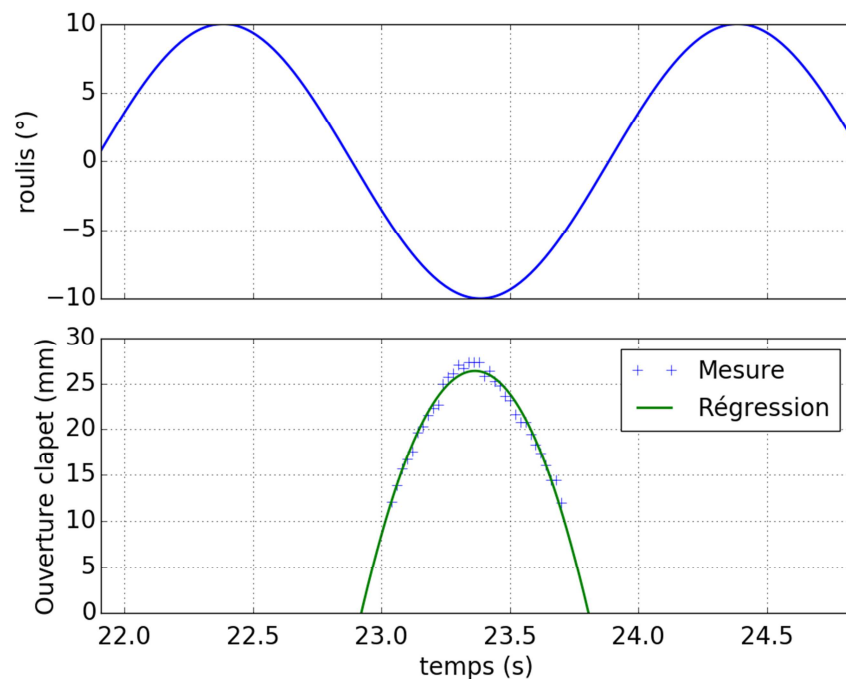


Figure 4.19 : Ouverture du clapet d'injection situé du côté des y négatifs et roulis en fonction du temps au cours de l'essai n°146. Le mouvement est régulier d'amplitude 10° et de période 2s. Cet essai fait partie de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau et turbine. En bas, la courbe verte correspond à une régression réalisée à partir des mesures de la position du clapet (croix bleues). L'équation de cette régression est la suivante : $Ouverture = -134t^2 + 6\,303t - 73\,606$.

4.1.2.6. Synthèse des mesures

L'ensemble des mesures réalisées sont synchronisées par un déclencheur qui permet de démarrer l'acquisition de toutes les voies en même temps.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Un programme d'acquisition, développé par l'Ifremer avec Labview, permet de regrouper toutes les voies de mesures présentées ici, et synthétisées dans le tableau 4.2, dans un fichier dont la structure est présentée en annexe 8.2.1. Ce programme permet le cadencement de l'enregistrement des données à une fréquence d'acquisition commune de 100Hz.

Tableau 4.2 : Tableau récapitulatif des voies de mesures.

Hauteur eau (mm)	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Hauteur eau (mm)	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8
Efforts grande balance (N ou Nm)	B1Fx	B1Fy	B1Fz	B1Mx	B1My	B1Mz		
Efforts petite balance (N ou Nm)	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz		
Positions (mm ou °)	PosX	PosY	PosZ	PosRx	PosRy	PosRz		
Autres (s et V)	temps				tensionGene1			

4.1.3. Le protocole expérimental et les différentes configurations étudiées

4.1.3.1. Le protocole expérimental

Chaque essai commence dans une situation au repos où la maquette est horizontale. Le signal du début du mouvement est donné par l'expérimentateur ainsi que le début de l'acquisition synchronisée de toutes les voies de mesures. Dans certains cas, une vidéo de l'essai est réalisée.

Les mouvements imposés sont ainsi composés de trois séquences temporelles : deux intervalles de temps de transition au début et à la fin, et une séquence entre ces deux intervalles durant laquelle le mouvement est celui attendu. Les séquences temporelles de transition permettent d'atteindre le mouvement recherché pendant l'intervalle de temps central à partir de l'état au repos (ou inversement) sans trop de brutalité. Elles sont constituées de rampes sinusoïdales en temps qui pondèrent les mouvements, croissante de 0 à 1 en début d'essai et décroissante de 1 à 0 en fin d'essai. La présence de ces intervalles de transition limite les effets (pics de hauteur d'eau), non désirés ici, liés à la réponse impulsionnelle. Des essais sont réalisés pour vérifier l'influence de la durée de ces séquences de transition.

Entre chaque essai, l'écoulement revient au repos rapidement (en environ 30 s). Une observation visuelle des surfaces libres internes permet de décider de l'état de repos et de l'exécution d'un nouvel essai.

4.1.3.2. Les différentes configurations étudiées

Pour chacune des deux maquettes, deux niveaux d'eau sont testés et des essais sont réalisés avec ou sans turbine. Les variations de ces trois paramètres (maquette, niveau d'eau, turbine) correspondent donc à huit configurations différentes ($8=2 \times 2 \times 2$) qui sont présentées, avec le numéro leur correspondant, dans l'en-tête du tableau 4.3. D'autres configurations, non présentées dans le tableau, correspondent à des essais de prise en main du banc d'essai (configurations 2 et 10) ou à des essais réalisés sans eau (configurations 1 et 7).

Pour chaque configuration, plusieurs valeurs de la charge de la turbine sont testées lorsque celle-ci est présente et plusieurs types de mouvement sont testés. Chaque essai est associé à des mouvements sur un (ou plusieurs) degrés de liberté de la maquette (translations selon les axes x, y

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

ou z et rotation autour de ces mêmes axes). Pour chaque configuration, plusieurs types de mouvement sont testés. Ceux-ci sont récapitulés dans le tableau 4.3.

Tableau 4.3 : Tableau récapitulatif des différents types de mouvements testés en fonction de la maquette, de la quantité d'eau dans la maquette et de la présence ou non de la turbine.

Maquette	MT02				MT03			
Remplissage	55% d'eau		73% d'eau		56% d'eau		65% d'eau	
Turbine	Avec turbine	Sans turbine	Avec turbine	Sans turbine	Avec turbine	Sans turbine	Avec turbine	Sans turbine
Mouvement								
configuration	8	11	9	12	4	6	3	5
Variation des rampes de début et fin	X	X	X	X			X	
Sinusoïdaux simples	X	X	X	X	X	X	X	X
Irréguliers (spectre analytique)	X	X	X	X	X	X	X	X
Variation du centre de rotation	X	X		X	X		X	X
Réels (issu des essais en bassin)	X	X	X	X	X		X	X
Bichromatiques	X						X	X
Bidirectionnels	X						X	X

Les différents types de mouvement sont :

- Les mouvements sinusoïdaux simples qui sont des mouvements périodiques selon un des six degrés de liberté de la maquette (3 rotations et 3 translations). Ces mouvements correspondent à des situations de réponse d'un flotteur sur houle régulière.
- Des variations de rampes de début et fin : mouvements dont les durées des intervalles de transition varient afin de vérifier leur influence sur l'écoulement.
- Les mouvements irréguliers : ces mouvements correspondent à des situations de réponse d'un flotteur sur houle irrégulière. Les séquences temporelles sont déterminées à partir de spectres analytiques. Deux types de spectres analytiques sont utilisés, un spectre de type bruit rose (spectre d'amplitude constante entre deux fréquences déterminées) et un spectre de type JONSWAP (spectre de houle déterminé par sa hauteur significative, sa période de pic et un facteur de largeur de bande ici égal à 1 et dont l'expression est présentée au paragraphe 2.1.2). La figure 4.20 montre un exemple typique de ces deux types de spectre.
- Dans le cas de rotations seules, plusieurs positions du centre de rotation sont testées. Elles sont répertoriées dans le tableau 4.4.
- Des mouvements réels qui correspondent à des mouvements mesurés lors d'essais de la maquette sur houle en bassin. En ce qui concerne la maquette MT02, ce sont effectivement les mouvements mesurés en bassin qui sont reproduits. Néanmoins, les translations du mouvement reproduit par l'Hexapode ne correspondent pas exactement à ceux des essais sur houle. Pour la maquette MT03, ce sont les mouvements de la maquette MT02 qui lui sont appliqués. Ceci permet d'avoir un exemple de mouvements réalistes pour cette maquette.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

- Des mouvements, appelés ici bi-chromatiques, qui correspondent à la somme de deux signaux sinusoïdaux x_1 et x_2 , de fréquences, f_1 et f_2 , et d'amplitudes, a_1 et a_2 , différentes. Le déphasage, $\theta_2 - \theta_1$, entre ces deux signaux peut alors être un paramètre important influant la dynamique des écoulements internes.

$$\begin{aligned} x_1 &= a_1 \sin(2\pi f_1 t + \theta_1) \\ x_2 &= a_2 \sin(2\pi f_2 t + \theta_2) \end{aligned} \quad (4.6)$$

- Des mouvements, appelés ici bidirectionnels, pour lesquels deux degrés de liberté sont animés en même temps. Par exemple les deux rotations de roulis et tangage autour des axes x et y. Pour MT02, des mouvements bidirectionnels réguliers et irréguliers sont réalisés. Tandis que pour MT03, seuls des mouvements réguliers sont testés. Comme pour les mouvements bi-chromatiques, le déphasage entre les deux signaux est un paramètre important.

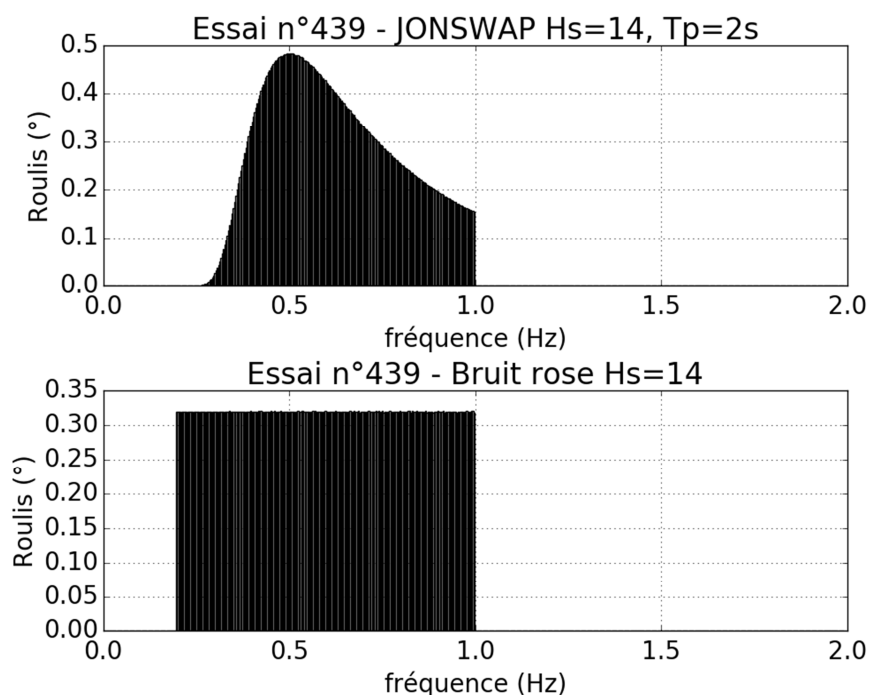


Figure 4.20 : Spectre typique des mouvements irréguliers étudiés. En haut, spectre de JONSWAP avec une amplitude de 14° et une période de 2 s. En bas, bruit rose d'amplitude 14°. Les fréquences de coupure respectivement basse et haute de ces deux spectres sont de 0.2 Hz et 1 Hz.

Tableau 4.4 : Tableau récapitulatif des différentes altitudes du centre de rotation par rapport au plateau de l'Hexapode, pour chaque configuration

Maquette	MT02				MT03			
Remplissage	55% d'eau		73% d'eau		55% d'eau		65% d'eau	
Turbine	Avec turbine	Sans turbine	Avec turbine	Sans turbine	Avec turbine	Sans turbine	Avec turbine	Sans turbine
Mouvement configuration	8	11	9	12	4	6	3	5
Altitude du centre de rotation	15.5	15.5	15.5	15.5	0	0	0	0
	537				-314.5		-314.5	-314.5
	236				345.5		345.5	345.5
	136.6	136.6		160.9	685.5		685.5	

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

4.2. Variation des paramètres expérimentaux

4.2.1.1. Variation du centre de rotation

On cherche ici à quantifier l'influence de la position du centre de rotation sur l'écoulement dans le système houlomoteur en termes de variation de hauteur d'eau et d'effort. Les variations de hauteur d'eau pourront être reliées à la puissance disponible dans le système. Une bonne connaissance des efforts est importante dans le cadre d'un couplage futur avec les mouvements du flotteur.

Maquette MT03

Comme présenté au paragraphe 4.1.2.2, la position du centre du repère par rapport auquel sont définis les mouvements peut être spécifiée en modifiant les paramètres de l'Hexapode. Des mouvements sinusoïdaux ayant différents centres de rotation sont imposés de cette manière. La position approximative de ces centres est représentée sur la figure 4.21. Les cotes de ces centres sont données dans le tableau 4.4.

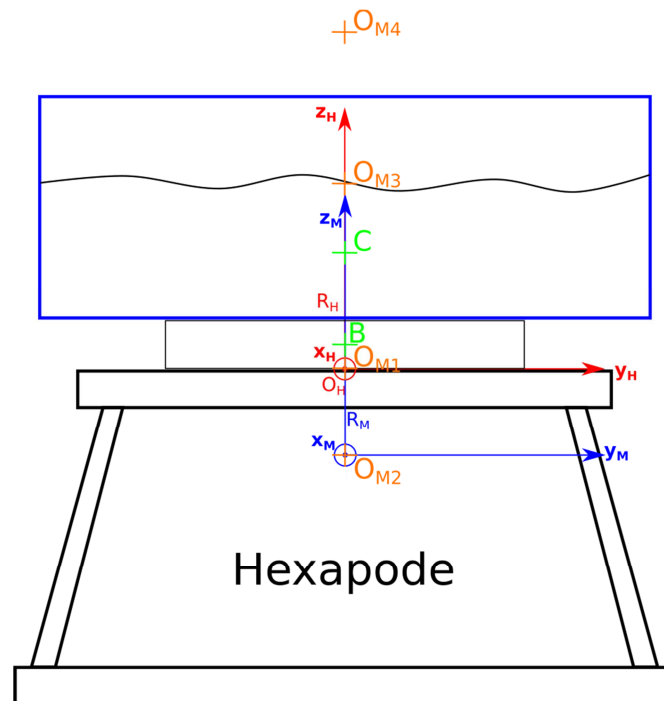


Figure 4.21 : Schémas des différents centres de rotations O_{Mj} testés sur la maquette MT03. B est le point de réduction de la balance et C est le centre de carène de l'eau dans la cuve. Ils se déplacent tous les deux avec la maquette.

La figure 4.22 présente la fonction de transfert de la variation de hauteur d'eau au niveau de la sonde A6 par rapport au mouvement imposé (voir annexe 8.3.5). Elle montre que le bras de levier influence de manière importante les mouvements d'eau dans les ballasts. Cependant, cette influence est limitée aux cas où la fréquence est suffisamment importante (environ 0.3 Hz dans ce cas).

Il apparaît que plus le centre de rotation est bas, plus l'amplitude des oscillations dans les cuves est importante. On considère que lorsque le bras de levier est positif (respectivement négatif), le centre de rotation est situé sous le (respectivement au-dessus du) fond de la maquette. Pour des bras de levier de norme équivalente, l'amplitude des oscillations est beaucoup plus grande lorsque le centre de rotation est en dessous des cuves que lorsqu'il est au-dessus (pour les plages de fréquences et de

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

bras de levier considérées). Un comportement similaire est observé pour les efforts de l'eau sur la maquette (figure 4.23).

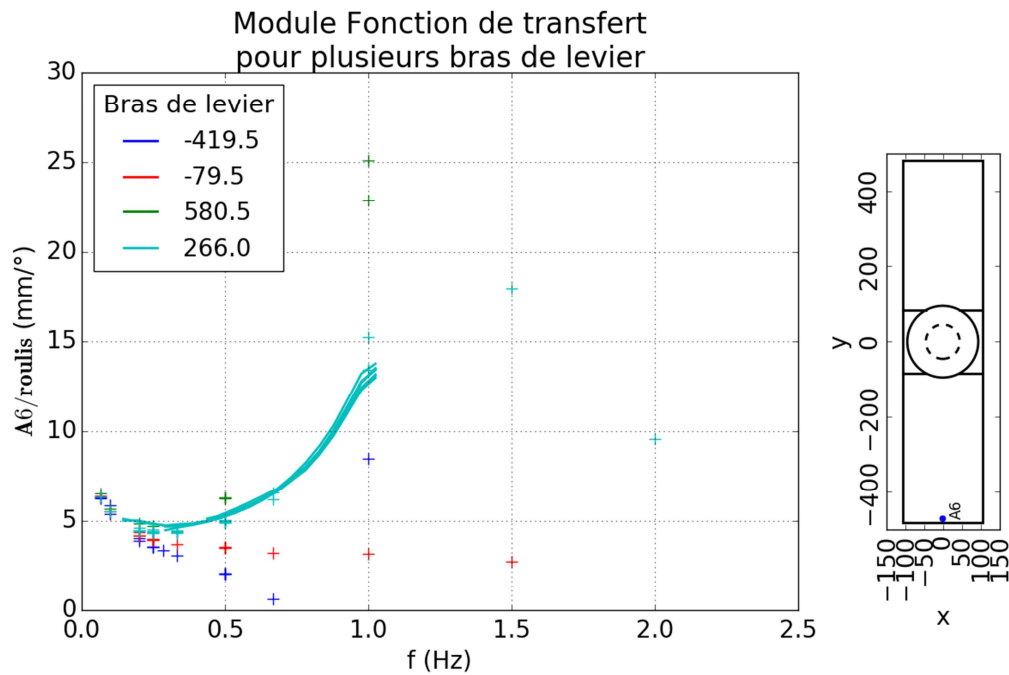


Figure 4.22 : Module de la fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et le mouvement de rotation imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 3 avec turbine et 65% d'eau.

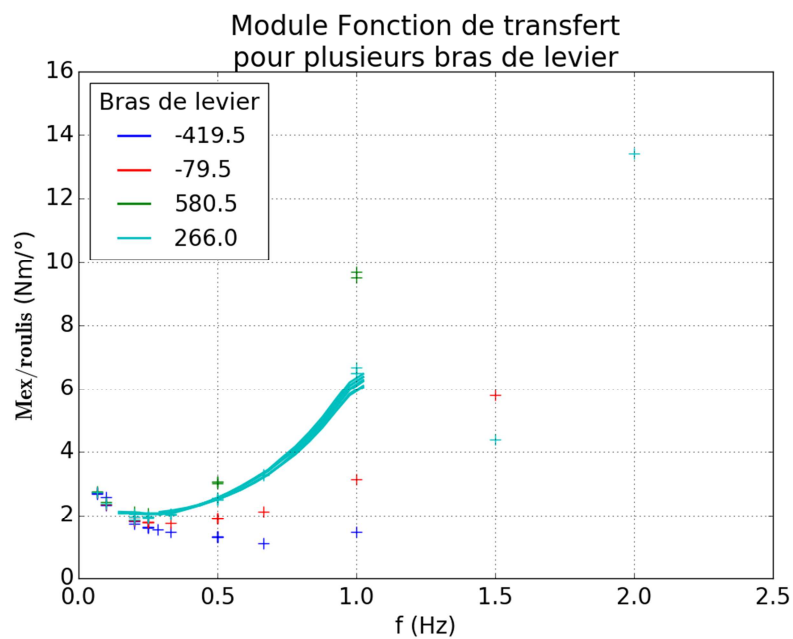


Figure 4.23 : Fonction de transfert entre l'amplitude du moment de l'eau sur la maquette et le mouvement imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 3 avec turbine et 65% d'eau.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Les travaux de Carette [2015] et Diebold et al. [2016] sur les cuves anti-roulis soumises à des mouvements bidimensionnels, montrent que l'influence du bras de levier et de la fréquence d'excitation peut être représentée par un seul paramètre qui est nommé l'angle de gravité équivalent (equivalent gravity angle – EGA en anglais). Cette grandeur a la définition suivante dans le cas de mouvements dans le plan (O_M, y_M, z_M) :

$$EGA(t) = \arctan\left(\frac{\ddot{y}_c}{\ddot{z}_c}\right) \quad (4.7)$$

Où \ddot{y}_c et \ddot{z}_c sont les accélérations transversales et verticales du centre de carène C de la cuve dans le repère lié à cette dernière R_c' . Ce repère est une translation du repère mobile R' au centre de carène de la cuve C (figure 4.24). Dans le cas de mouvements de tangage et cavalement, c'est-à-dire de mouvements dans le plan (O_M, x_M, z_M), l'accélération suivant y' est remplacé par l'accélération \ddot{x}_c suivant x' .

Dans le repère mobile, les accélérations ressenties par la cuve sont l'accélération de la pesanteur et l'accélération d'inertie d'entraînement \mathbf{a}_{ie} . Celles-ci prennent les formes suivantes dans le cas de mouvement dans le plan (O_M, y_M, z_M) :

$$\mathbf{g} = g\mathbf{z}_M = g(\sin\theta\mathbf{y}' + \cos\theta\mathbf{z}') \quad (4.8)$$

et

$$\mathbf{a}_{ie} = \ddot{\mathbf{r}} - (\ddot{\alpha}b\mathbf{y}' + \dot{\alpha}^2b\mathbf{z}') \quad (4.9)$$

Où :

- $\ddot{\mathbf{r}}$ est l'accélération du point O_M dans le repère R'
- b est le bras de levier entre le centre de rotation et le centre de carène de la cuve
- α est l'angle de rotation autour de l'axe x'

Les accélérations \ddot{y}_c et \ddot{z}_c s'écrivent alors :

$$\begin{aligned} \ddot{y}_c &= \ddot{\mathbf{r}}_y - \ddot{\alpha}b + g \sin \alpha \\ \ddot{z}_c &= \ddot{\mathbf{r}}_z - \dot{\alpha}^2b + g \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.10)$$

Finalement, l'angle de gravité équivalent s'exprime :

$$EGA(t) = \arctan\left(\frac{\ddot{\mathbf{r}}_y - \ddot{\alpha}b + g \sin \alpha}{\ddot{\mathbf{r}}_z - \dot{\alpha}^2b + g \cos \alpha}\right) \quad (4.11)$$

On appelle ici un mouvement de rotation pur, un mouvement de rotation par rapport au centre de carène de la cuve. Dans ce cas, l'EGA correspond à cet angle de rotation [Diebold et al., 2016]. Dans le cas d'un mouvement de translation pur, on peut obtenir, en linéarisant, l'expression de l'amplitude de l'EGA suivante [Diebold et al., 2016] :

$$EGA_0 = -\frac{\tau_{y0} \omega^2}{g} \quad (4.12)$$

Dans le cas où le mouvement de translation est de la forme suivante : $\tau_y = \tau_{y0} \sin(\omega t)$

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

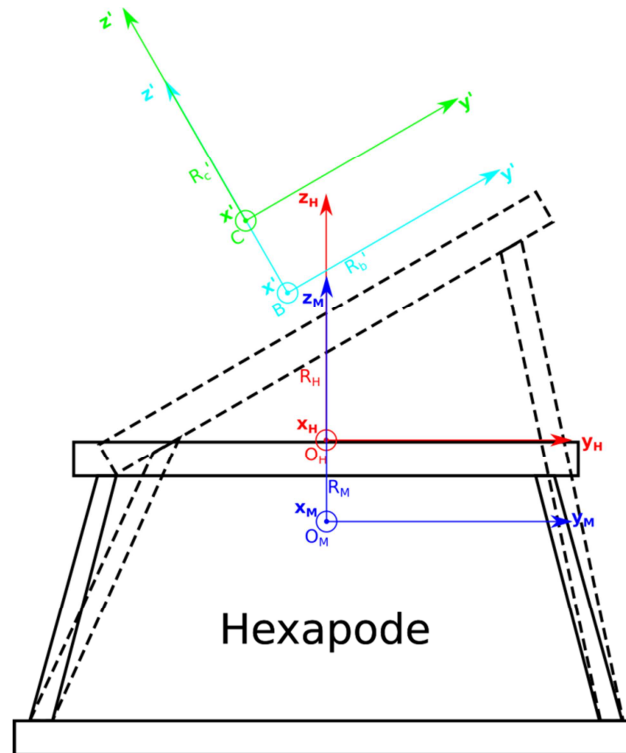


Figure 4.24 : Schéma du repère R_c' par rapport aux repères R_H et R_M .

Si on suppose que l'angle de rotation est sinusoïdal ($\alpha = \alpha_0 \sin \omega t$), qu'il est d'amplitude faible ($\alpha_0 \ll 1$ rad), et que le centre de rotation reste fixe ($\ddot{\tau}_y = \ddot{\tau}_z = 0$) on peut linéariser l'EGA et obtenir la forme suivante :

$$EGA(t) = \alpha \frac{\omega^2 b + g}{g} \quad (4.13)$$

Diebold et al. [2016] montrent que, pour des cuves anti-roulis, quel que soit le type de mouvement imposé si l'EGA est le même, les efforts hydrodynamiques sur la cuve et les mouvements de l'eau dans la cuve sont très proches.

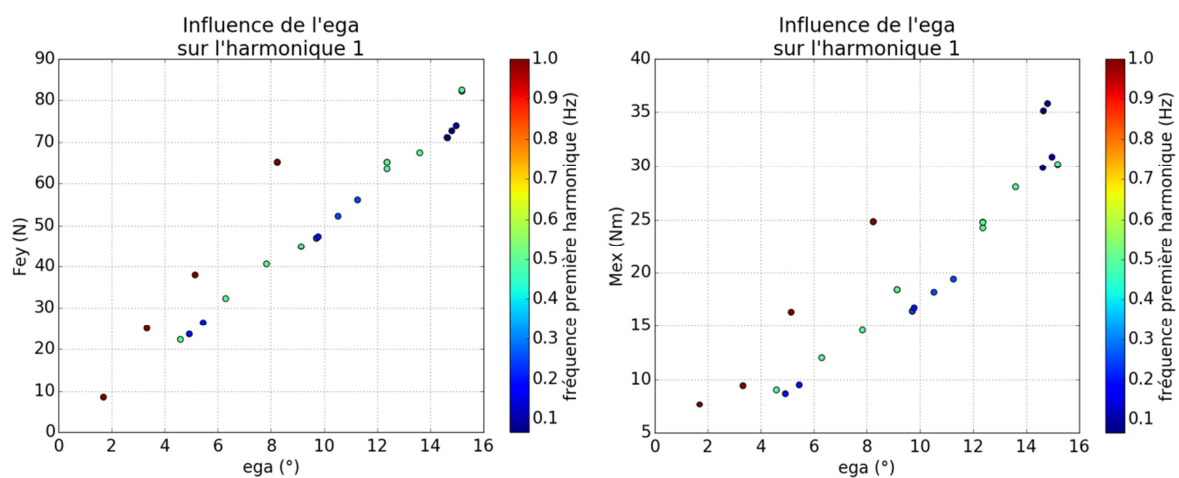


Figure 4.25 : Module de la première harmonique de la force et du moment induits par l'eau sur la maquette en fonction de l'EGA pour différents mouvements réguliers dont la fréquence est notée en couleur. Configuration 5, 65% d'eau sans turbine.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

On constate sur la figure 4.25 que l'EGA est un paramètre important décrivant le comportement des cuves étudiées. Pour les faibles fréquences, les efforts sont proportionnels à l'EGA mais une évolution de ces efforts avec la fréquence n'est pas expliquée par l'EGA. Ce même type de comportement est retrouvé pour les mouvements de l'eau dans les cuves (figure 4.26).

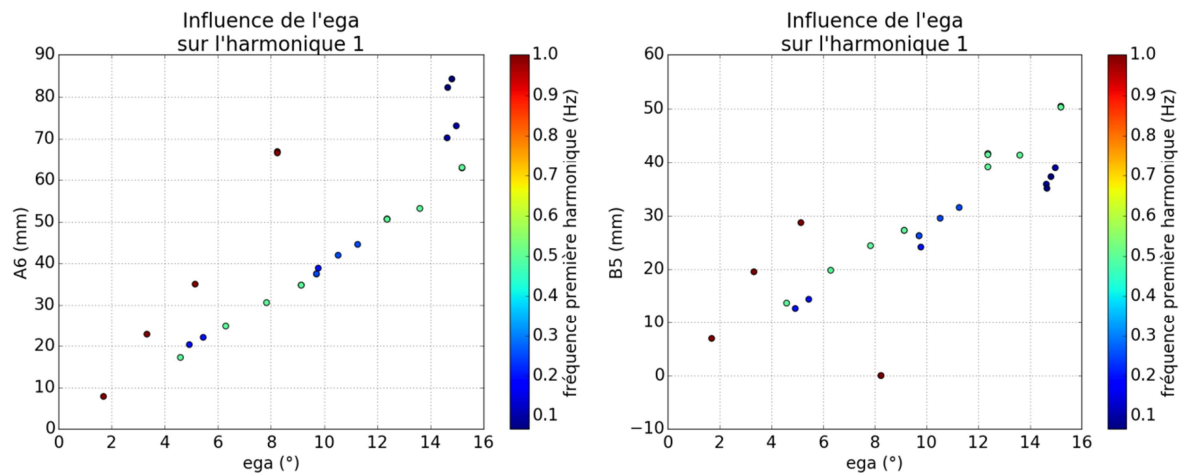


Figure 4.26 : Module de la première harmonique des variations de hauteur d'eau pour les sondes A6, à gauche (extrémité extérieure des ballasts) et B5, à droite (extrémité intérieure des ballasts, proche du bassin central) en fonction de l'EGA pour différents mouvements réguliers dont la fréquence est notée en couleur. Configuration 5, 65% d'eau sans turbine.

Pour des mouvements de rotation autour d'un point, l'EGA peut être décomposé en deux termes : l'angle de rotation et un terme proportionnel à la pulsation et au bras de levier, $-\alpha\omega^2 b/g$. Ce dernier terme est du signe opposé à celui du bras de levier b. Celui-ci étant positif lorsque le centre de rotation est au-dessus du centre de carène et négatif dans le cas contraire.

Si on considère que l'EGA représente correctement le forçage des cuves. Son second terme explique la faible influence du bras de levier sur l'écoulement pour les faibles fréquences d'excitation (la fréquence étant en facteur du bras de levier).

Par ailleurs, les faibles amplitudes des mouvements de l'eau dans les cuves lorsque le centre de rotation est au-dessus du centre de carène de la cuve (figure 4.22) peuvent être expliquées par des faibles EGA. En effet dans ce cas, les deux termes de l'EGA décrits précédemment sont en opposition de phase (comme le montre la figure 4.27) et l'EGA peut s'annuler.

La figure 4.28 montre une fonction de transfert de la hauteur d'eau à la sonde A6 par rapport à l'EGA. On constate que lorsque l'EGA n'est pas trop petit (dans les cas où le centre de rotation est sous le centre de carène de la cuve), ce dernier peut être utilisé pour normaliser les variations de hauteurs d'eau.

A priori, plus les variations de niveaux d'eau sont grandes et plus l'énergie disponible dans le bassin central récupérable par la turbine est importante. L'amplitude des variations de hauteur d'eau étant proportionnelle à l'EGA (figure 4.26), on cherchera à maximiser l'EGA pour maximiser l'énergie récupérable. Par ailleurs, la normalisation par l'EGA peut permettre de comparer (dans une certaine mesure) les performances de deux cuves fonctionnant dans des conditions différentes.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

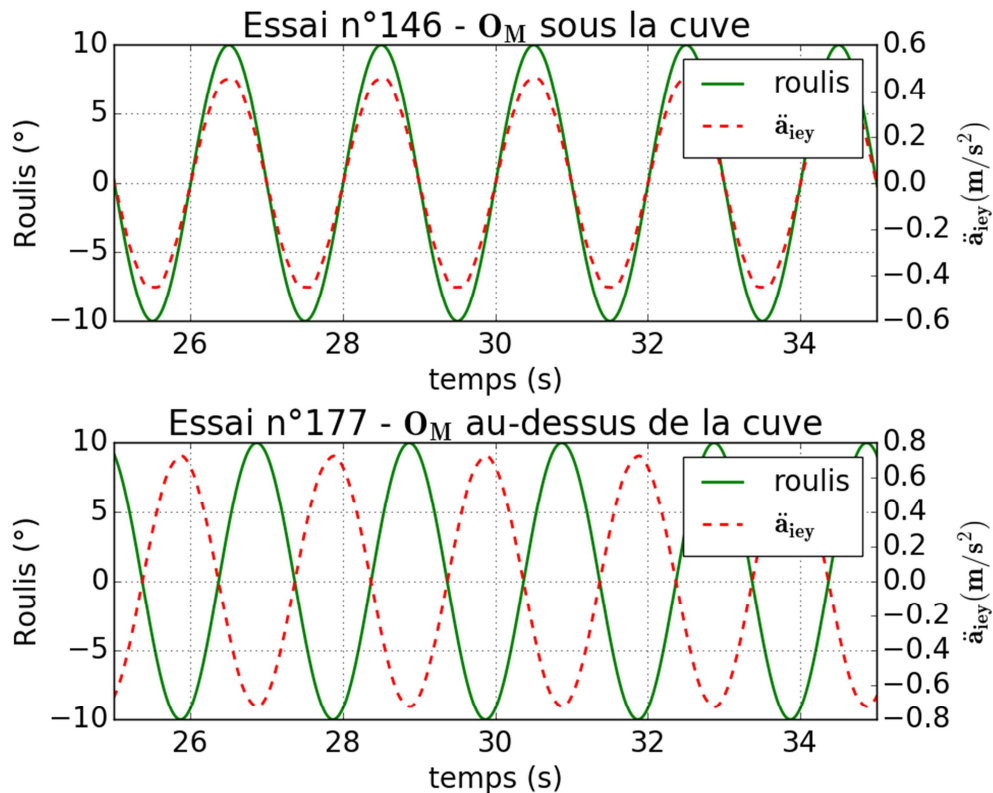


Figure 4.27 : Roulis et accélération du centre de rotation dans les cas où le centre de rotation est au-dessus (en bas) et en dessous de la cuve (en haut).

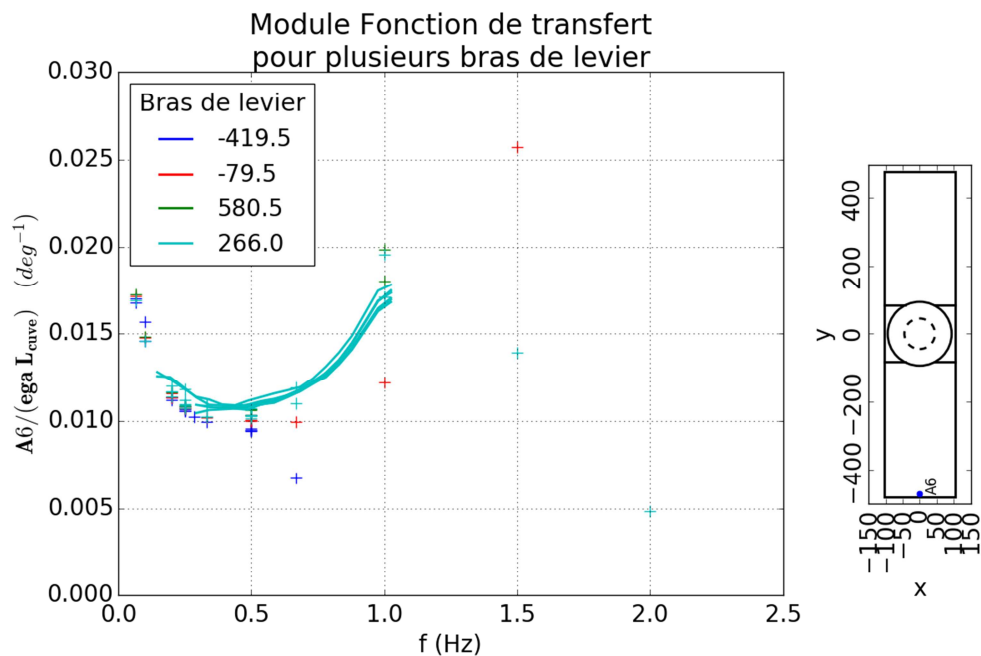


Figure 4.28 : Fonction de transfert de la hauteur d'eau à la sonde A1 normalisée par l'EGA et la longueur des ballasts L_{cuve} pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas de la maquette MT03 en présence de la turbine et avec un taux de remplissage de 65%. Comparaison entre différentes positions du centre de rotation.

La maquette MT02

La figure 4.29, concernant la maquette MT02, confirme les tendances observées précédemment. Pour les très faibles fréquences, le bras de levier n'a pas d'importance. Dans ce cas, les mouvements

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

de l'eau sont uniquement limités et déterminés par l'amplitude de l'angle de rotation. En effet, dans ce cas la pulsation des mouvements de translation est faible et la composante de l'EGA due à la translation demeure faible.

Pour les fréquences intermédiaires, l'évolution fréquentielle dépend fortement du bras de levier. Dans le cas où le centre de rotation est en dessous de la cuve, plus ce dernier est bas et plus l'amplitude du mouvement de translation du centre de la cuve augmente. Or, un mouvement de translation pure de ce point correspond à un bras de levier infini. Plus le bras de levier augmente et plus on se rapproche d'un EGA correspondant à un mouvement de translation pure qui est proportionnel au carré de la pulsation du mouvement.

Lorsque le centre de rotation se situe au-dessus de la surface libre, le module de la fonction de transfert diminue lorsque la fréquence augmente, s'annule puis réaugmente. En effet, dans ce cas, les mouvements de rotation et de translation du centre de l'eau dans la cuve sont déphasés de 180° (comme montré à la figure 4.27 du paragraphe précédent). Ils ont donc des effets opposés. Pour les faibles fréquences, c'est donc le mouvement de rotation pur de la cuve qui prédomine. Lorsque la fréquence augmente, les amplitudes des mouvements diminuent, car l'effet de la rotation est contré par l'effet de la translation qui est en opposition de phase. Enfin, pour les fréquences les plus élevées ce sont les mouvements de translation qui prédominent. Ils sont alors en opposition de phase avec les mouvements de rotation imposés comme le montre la figure 4.30, mais en phase avec les mouvements de translation du centre de la cuve. Ce même comportement est retrouvé pour les forces (figure 4.31).

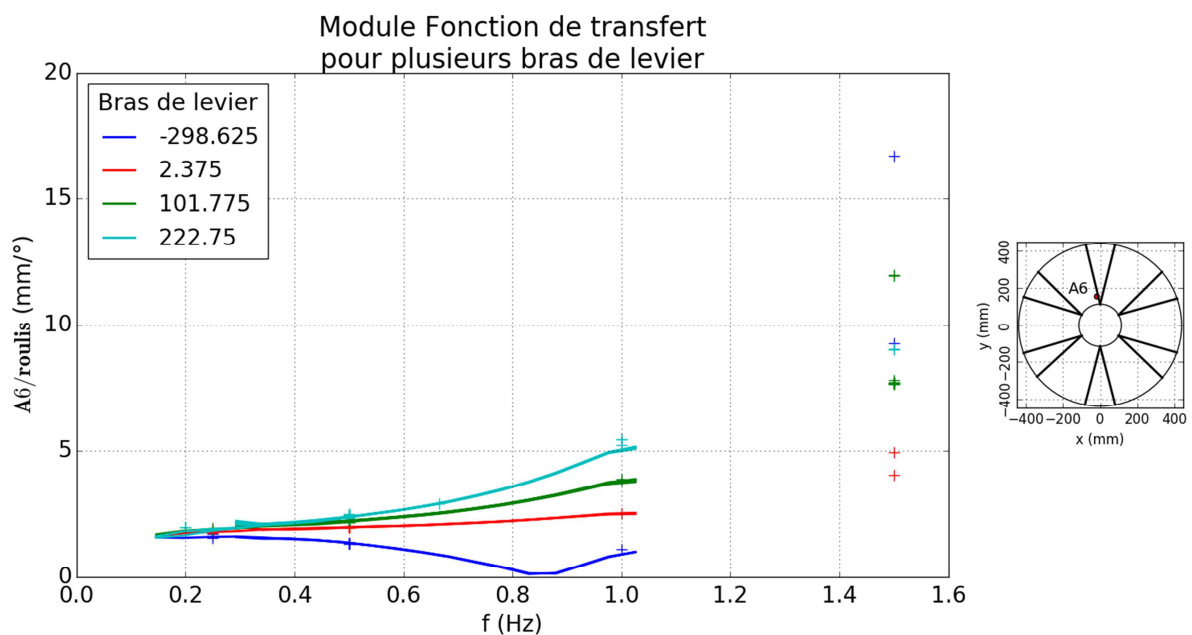
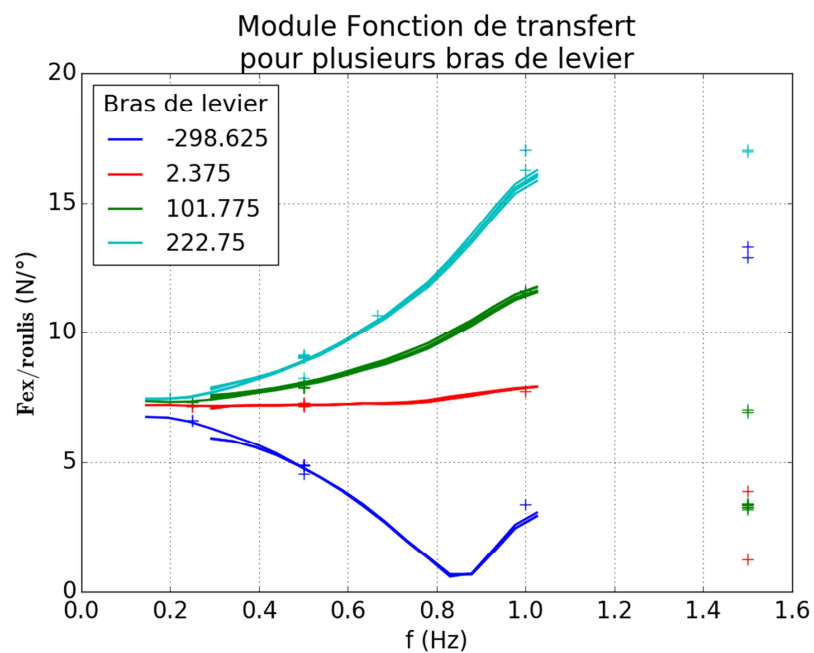
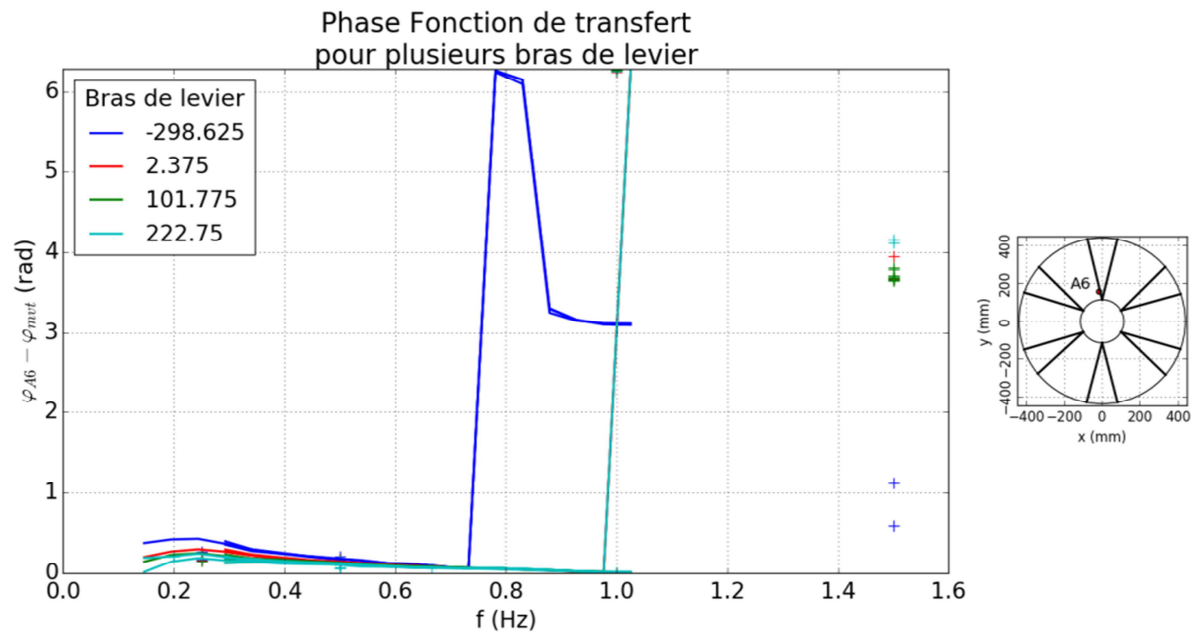


Figure 4.29 : Module de la fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et le mouvement imposé, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues) et pour plusieurs bras de levier. Cas de la configuration 8, maquette MT02 avec turbine et 55% d'eau.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire



4.2.1.2. Variation de la hauteur d'eau

Lors des essais, pour chaque configuration, deux hauteurs d'eau ont été testées. Ceci est insuffisant pour déterminer complètement l'influence de la hauteur d'eau sur le système mais on cherche à l'estimer sur les plages de hauteur d'eau utilisées dans le système houlomoteur, rappelées dans le tableau 4.5. Les fréquences de résonance associées à ces différentes hauteurs d'eau sont aussi données.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Tableau 4.5 : Tableau récapitulatif des moyennes des hauteurs d'eau testées ainsi que des fréquences de résonance associées à ces hauteurs d'eau. Ces fréquences sont évaluées en considérant des bassins rectangulaires fermés de profondeur constante, et une longueur d'onde égale à deux fois la longueur des ballasts.

	MT02		MT03	
Remplissage	55 % d'eau	73 % d'eau	56 % d'eau	65 % d'eau
Hauteur d'eau au repos (mm)	110	146	140	160
Fréquence de résonance (Hz)	1.37	1.46	1.26	1.31

Maquette MT03

Comme le montre la figure 4.32, sur la plage de fréquence principalement étudiée (0.2 Hz à 1 Hz) et pour les niveaux d'eau considérés ces derniers influencent peu les mouvements de l'eau dans les cuves. Il semble cependant que pour des fréquences d'excitation plus proches de la fréquence de résonance des ballasts l'influence de la hauteur d'eau soit plus importante (figure 4.33). Cette dernière figure correspond néanmoins à un cas avec la turbine qui pourrait modifier le comportement de l'eau dans les ballasts.

Par contre, la hauteur d'eau influence directement les efforts (forces et moments). La figure 4.34 montre que l'on peut utiliser une normalisation des hauteurs d'eau par la masse d'eau pour s'affranchir de cette différence. Et ceci malgré une différence de comportement inexpliquée entre les mouvements réguliers et irréguliers de la configuration 4 (remplissage à 56%).

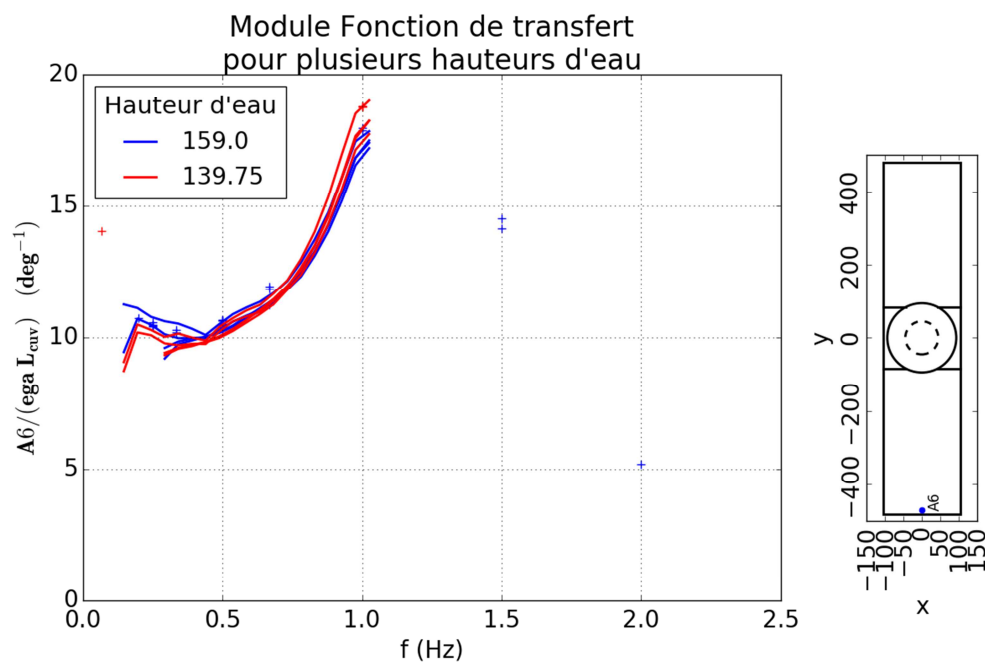


Figure 4.32 : Fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et, l'EGA et la longueur des ballasts, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas sans turbine, comparaison entre les configurations 5 et 6 avec des hauteurs d'eau au repos différentes.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

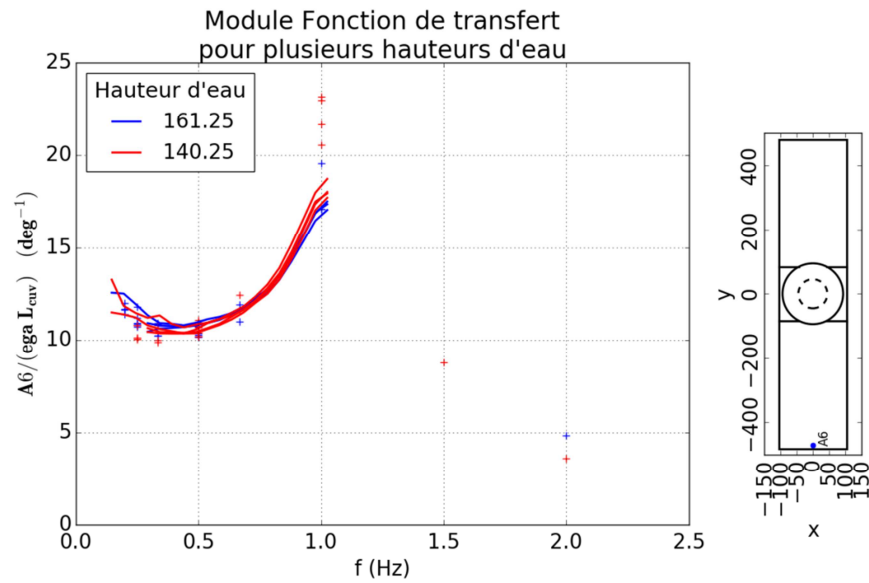


Figure 4.33 : Fonction de transfert entre l'amplitude des oscillations de la sonde A6 et, l'EGA et la longueur des ballasts, pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas avec turbine, comparaison entre les configurations 3 et 4 avec des hauteurs d'eau au repos différentes.

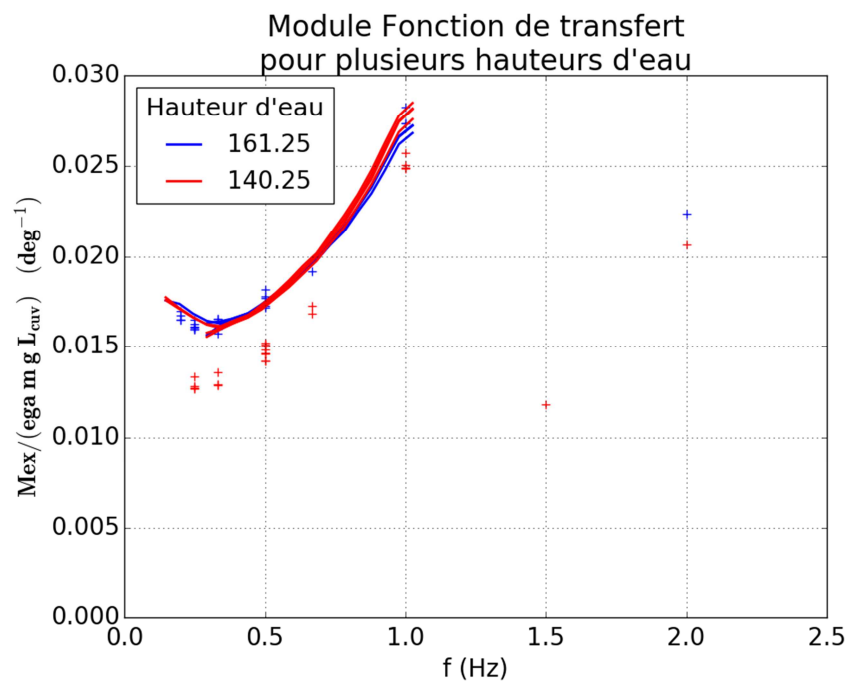


Figure 4.34 : Fonction de transfert des moments normalisés par l'EGA, la masse d'eau m , g l'accélération de la pesanteur et la longueur des ballasts L_{cuv} , pour des mouvements réguliers (+) et irréguliers (lignes continues). Cas de la maquette MT03 avec un centre de rotation situé au centre de l'Hexapode et la turbine, comparaison entre les configurations 3 et 4 avec des hauteurs d'eau au repos différentes.

D'autres résultats expérimentaux sont présentés et analysés au paragraphe 4.4 lors de comparaisons entre ces résultats et le modèle numérique présenté au paragraphe ci-dessous.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

4.3. Présentation du modèle numérique

4.3.1. Présentation d'un cas de référence

4.3.1.1. Le maillage

Les maillages des deux maquettes sont réalisés en utilisant un code développé dans le langage Python permettant de paramétrer le fichier d'entrée de l'utilitaire d'OpenFOAM [OpenFOAM Foundation, 2013a] blockMesh qui est ensuite utilisé pour réaliser le maillage. Ce maillage est structuré. Un maillage de la maquette MT03 est présenté sur les figures 4.35 à 4.37. On cherche ici à capter correctement le tourbillon de vidange qui apparaît dans le bassin central, le maillage est donc raffiné dans cette zone. La zone située autour du diaphragme, où les vitesses les plus importantes sont observées dans la maquette statique, est aussi maillée plus finement. Un fort gradient de vitesse devrait apparaître dans les zones correspondant aux injections dans le bassin central, un maillage plus fin y est donc réalisé. Les effets d'inerties sont prépondérants, aucun maillage de la couche limite n'est donc ajouté.

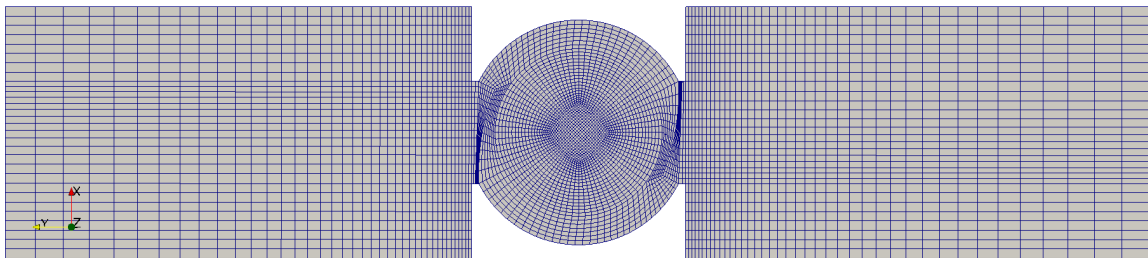


Figure 4.35 : Maillage de la maquette MT03, vue de haut.

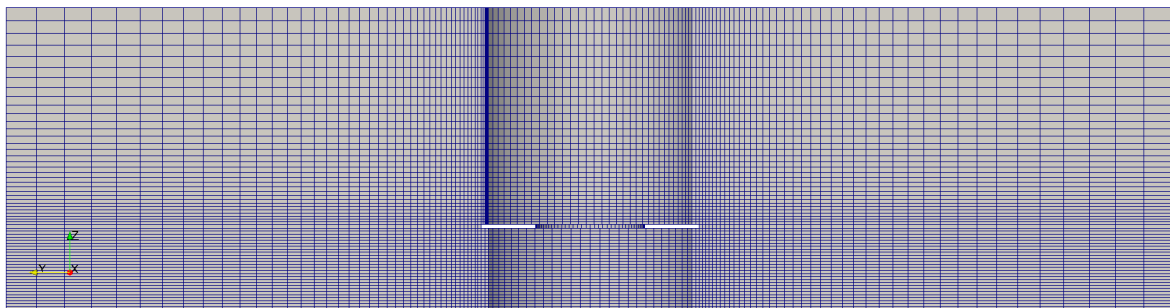


Figure 4.36 : Maillage de la maquette MT03, vue de profil.

On peut remarquer que contrairement à la maquette statique MT01, il n'y a pas de raffinement près de l'interface. En effet, cette dernière peut avoir une grande amplitude de déplacement. Par exemple pour une amplitude de 10° et 2 secondes de période, il se déplace sur presque toute la hauteur du maillage aux extrémités des bassins. Dans ces conditions, il semble plus judicieux de mailler plus finement l'ensemble du domaine que seulement certaines zones pour un nombre imposé de mailles.

Par ailleurs, le maillage du centre du bassin central est moins distordu que dans la première maquette. Ceci est obtenu en imposant un rayon de courbure à certaines frontières entre blocs de maillage internes servant à la définition du maillage.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

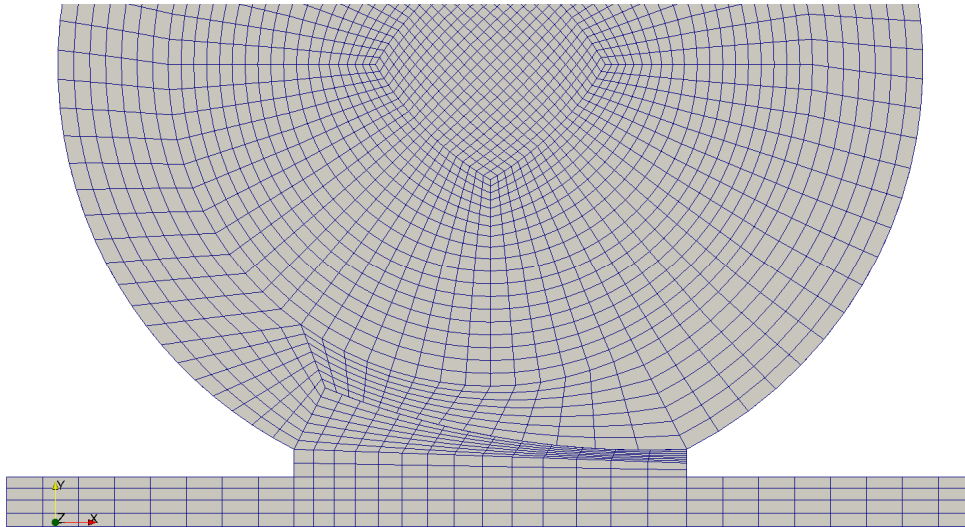


Figure 4.37 : Maillage de la maquette MT03, vue de haut zoom sur les clapets.

4.3.1.2. Les conditions initiales et conditions aux limites

La simulation numérique part du repos. Un mouvement est alors imposé au récipient numérique à l'instar de ceux imposés par l'Hexapode à la maquette physique.

Deux types de mouvement sont imposés :

- des mouvements sinusoïdaux simples avec une amplitude et une période fixées ;
- des mouvements correspondant aux mouvements imposés à la maquette durant la campagne expérimentale.

La figure 4.38 montre des exemples de ces deux types de mouvements.

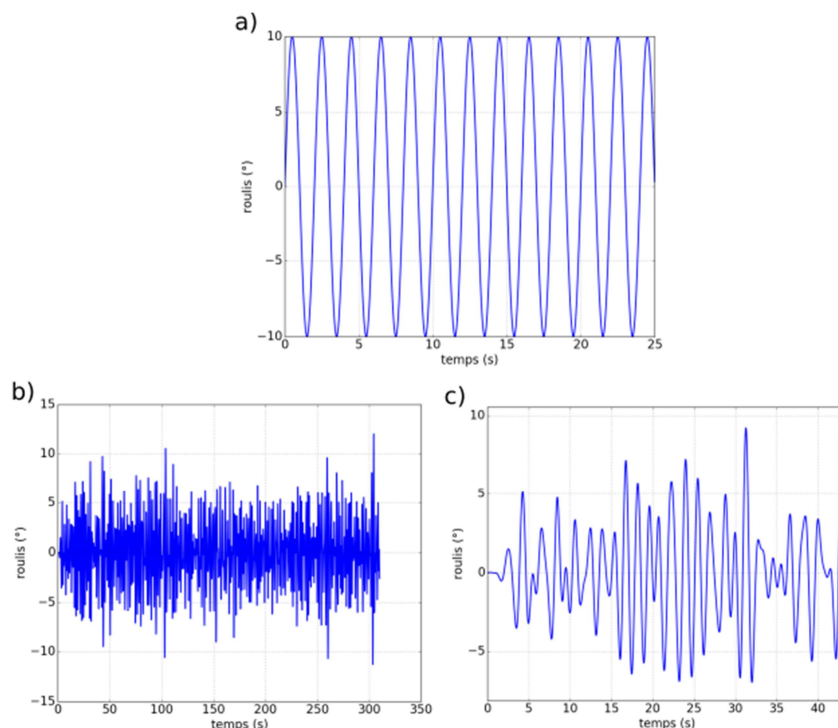


Figure 4.38 : Mouvements typiques imposés à la maquette. a) mouvement sinusoïdal simple de 10° d'amplitude et 2 s de période. b) mouvement correspondant à l'essai n°437, celui-ci est un mouvement irrégulier déterminé à partir d'un spectre de type JONSWAP de 14° d'amplitude et 2 s de période de pic. c) focalisation sur les 45 premières secondes du mouvement de l'essai n° 437 décrit au b).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Les conditions aux limites utilisées sont spécifiées dans le tableau 4.6 et illustrées sur la figure 4.39. Les conditions aux limites imposées à l'atmosphère sont identiques à celles imposées pour la modélisation de la maquette statique (paragraphe 3.2.1.4). En ce qui concerne les conditions aux limites imposées aux parois, elles sont aussi identiques sauf la condition en vitesse. Cette dernière (*movingWallVelocity*) impose une vitesse du fluide identique à celle de la paroi considérée (condition de Dirichlet qui impose l'adhésion de la particule à la paroi).

Tableau 4.6 : Tableau récapitulatif des conditions aux limites utilisées.

	Vitesse	Pression	Fraction volumique
Parois (Murs, top, bottom)	<i>movingWallVelocity</i>	<i>fixedFluxPressure</i>	<i>zeroGradient</i>
Atmosphère	<i>pressureInletOutletVelocity</i>	<i>totalPressure</i>	<i>inletOutlet</i>
Clapet	<i>Cyclic</i>	<i>Cyclic</i>	<i>cyclic</i>
Commande clapet	<i>activeBaffleVelocity</i>	<i>fixedFluxPressure</i>	<i>zeroGradient</i>

N'ayant pas de maillage de couche limite, on pourrait appliquer une condition de glissement sur les parois. Cependant, lors du test réalisé avec cette condition aux limites, la forme de la surface libre ne correspondait pas à la surface libre observée lors de la campagne expérimentale. Dans ce cas, la surface libre est totalement plate (pas d'ondulation ni de vague) et horizontale. L'eau suit le déplacement de la maquette mais la surface libre n'est pas impactée par ces déplacements.

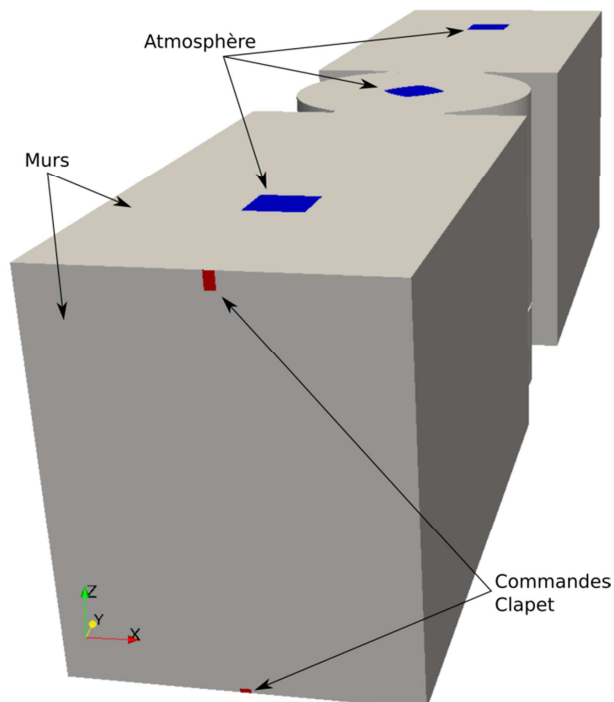


Figure 4.39 : Image présentant les positions des différentes conditions aux limites appliquées.

Les systèmes anti-retour utilisés dans le système réel sont des clapets flexibles ou rigides qui s'ouvrent ou se ferment en fonction des conditions de pression sur chacune de leur face (voir les paragraphes 2.1.4.2 et 4.1.1). La modélisation simplifiée de chaque clapet rigide est réalisée en utilisant une condition aux limites appelée *activeBaffleVelocity*, et un couple de conditions de périodicité (nommées *cyclics* dans OpenFOAM).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

De manière générale, si on impose une condition aux limites *cyclic* sur une face A, celle-ci doit avoir une face « voisine », nommée ici B, qui sera aussi une condition aux limites *cyclic* (et aura pour « voisine » A). Les *cyclic* sont donc des conditions aux limites toujours présentes par paires. Elles permettent d'imposer une condition de périodicité entre deux surfaces ayant les mêmes dimensions géométriques. Ainsi, le flux sortant de chacune des variables considérées (p , U ou α) de la face A est imposé comme flux entrant sur la face B et inversement [Versteeg and Malalasekera, 2007, p.281]. Les deux faces A et B peuvent être orientées de manière quelconque l'une par rapport à l'autre. Une transformation basée sur le vecteur normal aux faces considérées (dont la norme est normalement égale à la surface de la face) est appliquée pour tenir compte de cette modification de l'orientation des parois [Blazek, 2006, p.289; OpenFOAM Foundation, 2013a].

Pour les clapets rigides, chacune des deux *cyclic* est appliquée de chaque côté d'une surface positionnée à l'endroit où est placé le clapet fermé, au milieu du domaine maillé (surfaces rouges de la figure 4.40 c). Elles permettront donc de transmettre l'information de part et d'autre du clapet lorsque celui-ci est ouvert. Cependant, si les *cyclic* sont utilisées seules, les clapets restent toujours ouverts ce qui n'est pas le fonctionnement recherché. La condition aux limites *activeBaffleVelocity* est utilisée pour modifier le comportement des *cyclic* et commander l'ouverture des clapets à partir de la différence de pression de part et d'autre du celui-ci.

Les clapets flexibles ont deux objectifs : empêcher le retour de l'écoulement et orienter le flux à l'intérieur du bassin central. Ils sont modélisés par un mur représentant le clapet en position ouverte plus un clapet rigide, tel que présenté précédemment, placé au bout du mur représentant le clapet en position ouverte (figure 4.40 b).

La différence des forces de pression ΔFp de part et d'autre du clapet est évaluée avec :

$$\Delta Fp = \int_{C1} p \mathbf{n} dS + \int_{C2} p \mathbf{n} dS \quad (4.14)$$

où C1 et C2 sont les deux faces du clapet.

L'ouverture du clapet O_t à l'instant t est déterminée à partir de l'ouverture $O_{t-\Delta t}$ à l'instant précédent avec :

$$O_t = O_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t}{t_o} \quad (4.15)$$

où Δt est le pas de temps, et t_o est le temps d'ouverture. Ce dernier est fixé par l'utilisateur. La valeur utilisée ici est de 0.1s. Des conditions supplémentaires sont ajoutées à cette équation pour que l'ouverture reste bornée entre 0 et 1.

L'ouverture est ensuite utilisée pour modifier la norme du vecteur normal à la surface de chaque face \mathbf{S}_f :

$$\mathbf{S}_f = (1 - O_t) \mathbf{S}_{f_{ini}} \quad (4.16)$$

où $\mathbf{S}_{f_{ini}}$ est la norme initiale du vecteur normal (donc égale à la surface réelle de la face).

Le vecteur \mathbf{S}_f impacte directement les flux de vitesse à travers le clapet car il intervient dans la transformation utilisée pour passer de l'une à l'autre des faces.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

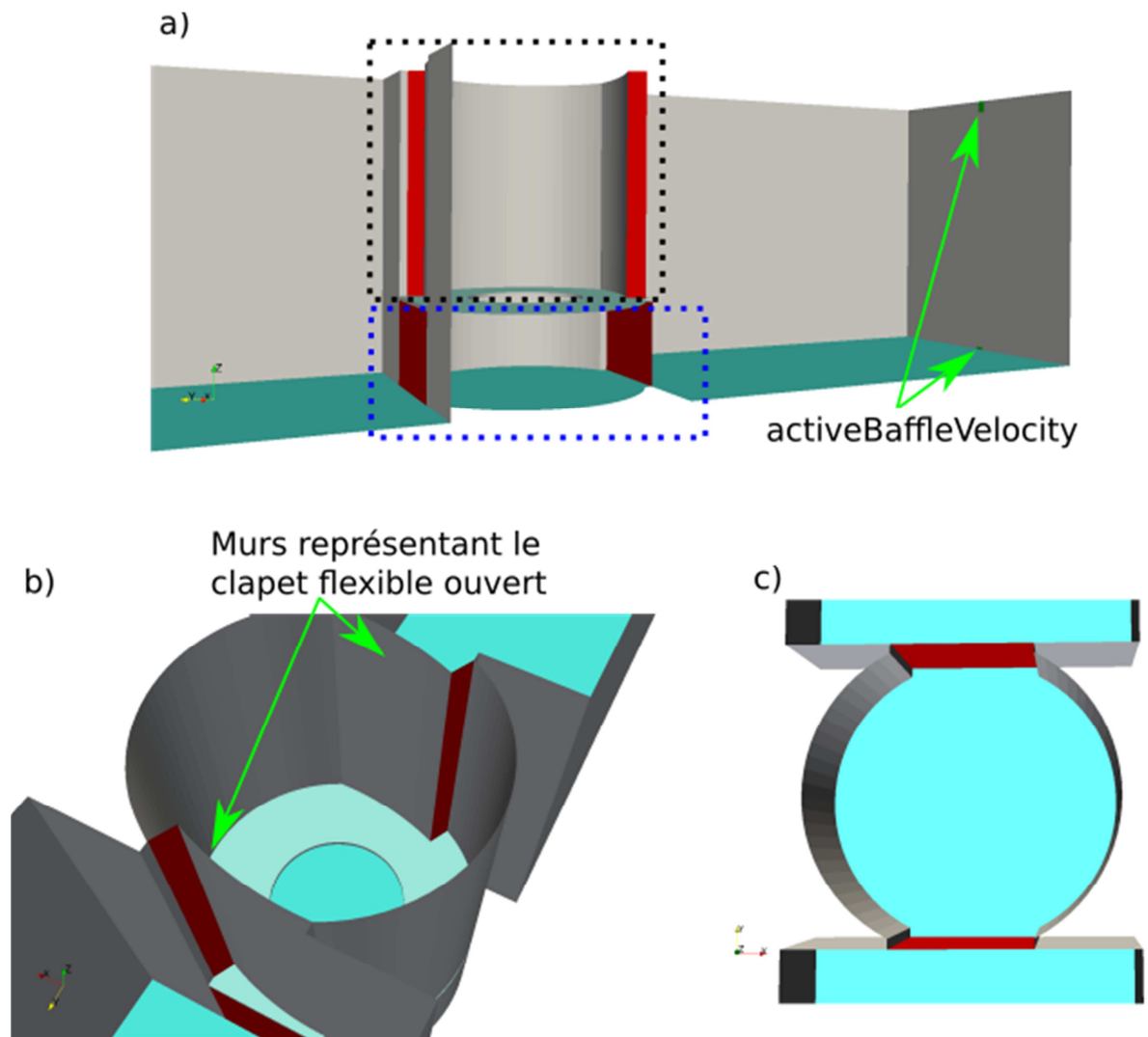


Figure 4.40 : Schéma montrant les conditions aux limites représentant les clapets à l'intérieur de la maquette MT03. a) Vue en coupe de l'intérieur du maillage. b) Focalisation sur les clapets d'injection (zone encadrée en pointillés noirs sur la figure a). c) Focalisation sur les clapets d'éjection (zone encadrée en pointillés bleus sur la figure a). Les conditions aux limites représentant les clapets (*cyclics*) sont en rouge.

Cette représentation des clapets présente différentes approximations. Tout d'abord on ne rend pas compte des variations fines dues aux mouvements des clapets tant flexibles que rigides. Par ailleurs, dans le cas des clapets flexibles, l'écoulement autour du clapet lorsque celui-ci est fermé est modifié par la présence du mur représentant le clapet ouvert. Dans la réalité, pour des mouvements de faibles amplitudes, les clapets s'ouvrent peu. Alors que pour des mouvements de fortes amplitudes où sous l'action d'une vague dans l'écoulement interne, ils s'ouvrent davantage. Dans le modèle numérique, la largeur d'ouverture des clapets flexibles est déterminée à l'avance, et ne correspond donc pas forcément à la réalité. Cependant cette solution représente un gain de temps de calcul intéressant par rapport à la méthode incluant un déplacement du maillage autour des clapets.

Par ailleurs, l'*activeBaffleVelocity* a un autre défaut : à l'endroit où elle est appliquée (sur le mur) la condition aux limites imposée est une vitesse nulle, c'est-à-dire une vitesse différente de celle de la paroi. Cette condition doit être reprogrammée pour tenir compte de la vitesse de la paroi. Ce défaut peut conduire à une perte numérique de l'eau dans le bassin lorsque la paroi à laquelle elle est appliquée est trop grande (problème de conservation de la masse). Pour le moment, pour limiter cet

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

effet négatif la condition aux limites n'est appliquée que sur une cellule du maillage (donc une faible surface).

4.3.1.3. Méthodes numériques

Les schémas numériques utilisés sont les mêmes que pour le modèle de la maquette statique (paragraphe 3.2.1.3). Dans la première maquette MT01, le couplage entre vitesse et pression utilisé était le couplage PISO. Pour cette maquette les couplages entre vitesse et pression PIMPLE et PISO sont utilisés, une comparaison entre les deux techniques de couplage est menée au paragraphe 4.3.2.2. Le choix entre ces deux méthodes est guidé par le rapport entre la précision des résultats obtenus et le temps de calcul.

4.3.1.4. Le post-traitement des données numériques

Comme pour le premier modèle présenté (voir paragraphe 3.2.1.6), le post traitement a été réalisé en utilisant les outils d'OpenFOAM, les utilitaires connexes swka4Foam et PyFoam, le programme de visualisation Paraview ainsi que les codes développés en langage de programmation Python. Les hauteurs d'eau, les efforts de pression sur les parois, les forces et moments résultants au point de mesure de la balance, les vitesses en un point au cours du temps et des profils de vitesses sont les données extraites. Concernant les hauteurs d'eau, la technique utilisée ici diffère un peu de ce qui a été fait pour la première maquette. Elle est semblable à ce qu'utilise Recoquillon [2013], et est présentée en annexe 8.5.

4.3.1.5. Visualisation de l'écoulement dans le bassin central et autour des clapets

La figure 4.41 présente l'écoulement dans le bassin central à divers instants sur une période. On observe un écoulement de vortex qui est très irrégulier. Les symétries de la géométrie et du mouvement par rapport au plan vertical passant par le milieu de la maquette, imposent la répétition de cet écoulement à une fréquence double de celle du mouvement imposé. Les vitesses maximales sont observées à la fin de chaque demi-période du mouvement et sont localisées au niveau du clapet opposé à celui qui est ouvert (à droite du bassin central à l'instant 28.8 s et à gauche à l'instant 29.8 s).

En ce qui concerne les clapets d'injection, on observe de faibles vitesses lorsque la maquette est à l'horizontale (aux instants suivants : 28 s, 29 s et 30 s). Des vitesses importantes (de l'ordre de 1 m/s), vers le bassin central, sont observées entre ces instants alternativement sur un seul des deux clapets. Ceci correspond au comportement global que l'on attend des clapets.

L'instationnarité du tourbillon de vidange qui est observée peut être quantifiée en termes de nombre de Reynolds et de nombre de Froude. Ceux-ci sont calculés à partir des résultats du modèle numérique avec les expressions présentées dans le tableau 2.8 du paragraphe 2.2.3 en utilisant le débit à travers le diaphragme et la différence de hauteur d'eau entre les hauteurs d'eau calculées de chaque côté du bassin central (au niveau des sondes B5 et B6). Les valeurs du nombre de Reynolds ainsi évaluées sont comprises entre 0 et 16000. Les valeurs du nombre de Froude sont comprises entre 0 et 0.4 en général.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

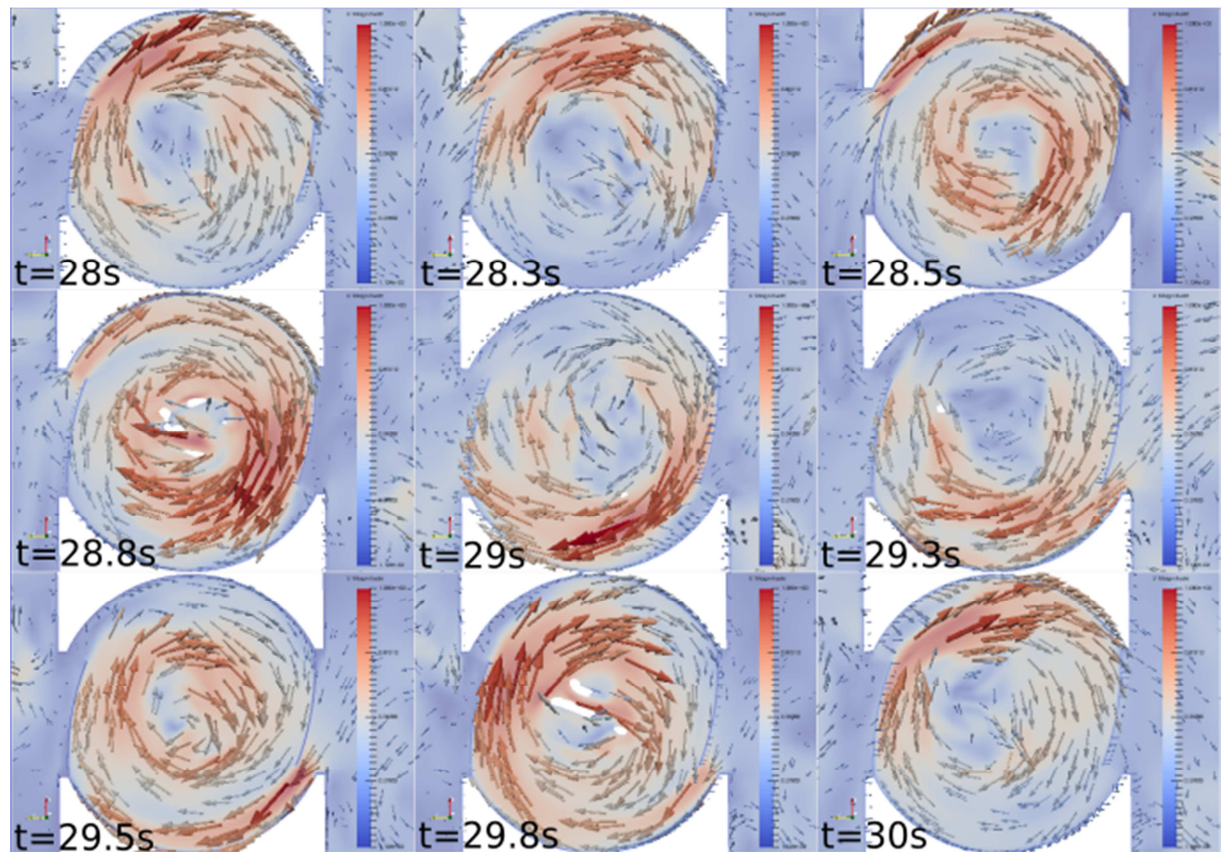


Figure 4.41 : Vitesses de l'eau dans un plan horizontal 1.3 cm au-dessus du diaphragme, focalisation sur le bassin central pour un mouvement de 10° d'amplitude et 2 s de période. Les neuf images présentées sont réparties sur la dernière période d'oscillation du calcul. L'instant de chacune des images est indiqué. La vitesse maximale de la légende est de 1.08 m/s et la vitesse minimale est de 0.01 m/s.

4.3.2. Étude des paramètres numériques

4.3.2.1. Convergence en maillage

Ce chapitre résume l'étude de l'influence du maillage sur le résultat des calculs. Un raffinement progressif du maillage de MT03 est réalisé et les résultats obtenus sont comparés pour un mouvement de rotation de 10° d'amplitude et 10s de période autour de l'axe x. Le tableau 4.7 présente les caractéristiques globales des différents maillages. Dans ce cas, tous les calculs sont réalisés avec le couplage entre vitesse et pression PISO.

Tableau 4.7 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques des maillages utilisés.

Nom	Nombre de mailles	Taille de maille au centre du diaphragme (mm)	Temps de calcul pour 20s (h)
Mail2	59 174	3.2	3.3
Mail2.5	93 894	2.7	4.4
Mail3cor	143 860	2.4	5.6
Mail3.5cor	191 760	2.1	8.9
Mail4	309462	1.8	15.2
Mail4.5	445454	1.5	27.4
Mail5cor	634262	1.4	63.8

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

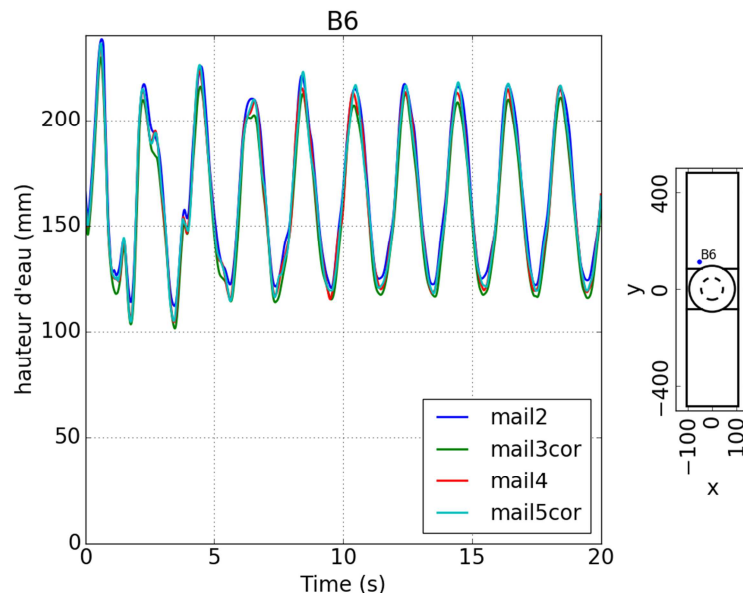


Figure 4.42 : Hauteur d'eau sur la sonde B6 pour quatre maillages utilisés.

La figure 4.42 montre une comparaison de la hauteur d'eau à la position de la sonde B6 pour les quatre maillages considérés. On constate tout d'abord que la hauteur d'eau est relativement proche dans les quatre cas. Cependant, l'amplitude est légèrement plus grande pour les maillages les plus raffinés. Ceci est montré à la figure 4.43 qui présente l'évolution de l'amplitude de la dernière oscillation du signal indiqué à la figure précédente en fonction du maillage utilisé. Sur cette figure, on observe que l'amplitude de la hauteur d'eau calculée varie faiblement en fonction du maillage pour des maillages plus fins que le maillage mail3.5cor. Un maillage au moins aussi fin que ce dernier doit donc être utilisé pour représenter correctement la hauteur d'eau au niveau de cette sonde.

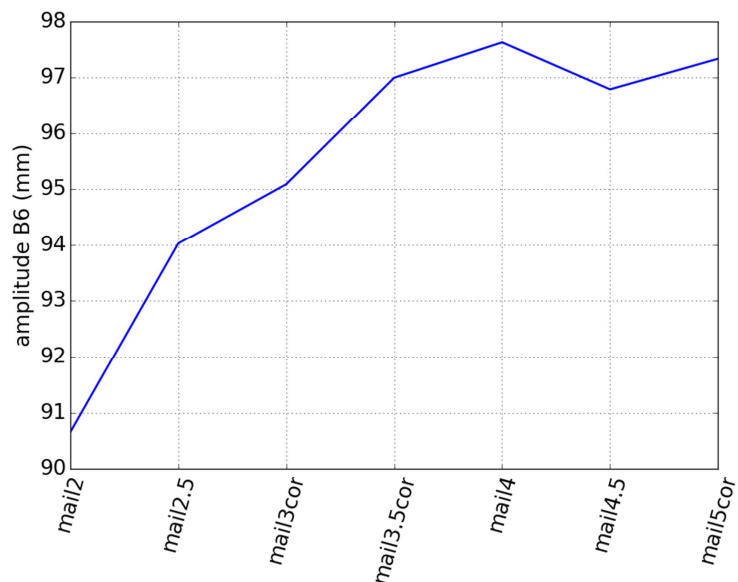


Figure 4.43 : Évolution de l'amplitude de la dernière oscillation de la sonde B6 en fonction du maillage utilisé.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

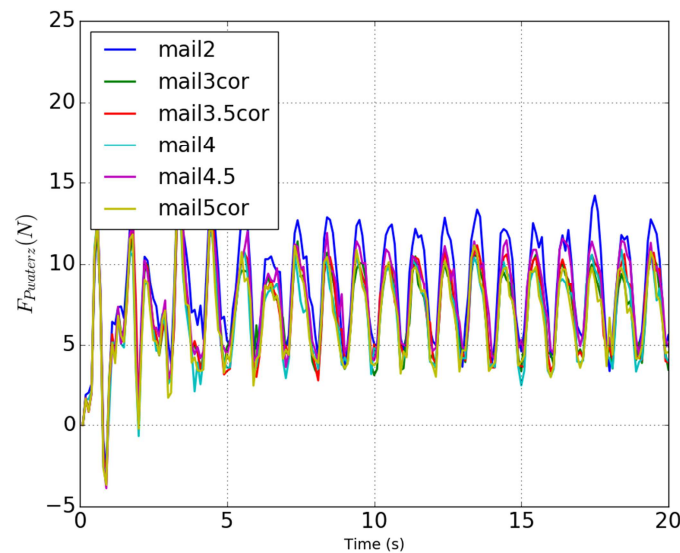


Figure 4.44 : Variation de la force de pression sur le fond par rapport à sa valeur initiale pour les différents maillages de la maquette MT03. La force est exprimée dans le repère mobile R' .

La figure 4.44 montre la variation de la force de pression sur le fond de la maquette par rapport à la force de pression initiale. Cette force est exprimée dans le repère relatif R' , les deux composantes sur x et y sont donc nulles. Les différences entre les sept maillages étudiés sont observées principalement au niveau des pics des efforts. Les maillages les moins raffinés surestiment les efforts.

Sur la figure 4.45, on constate que la valeur moyenne de la force par rapport à sa valeur initiale augmente. Cette force est négative (dirigée vers le bas), cette augmentation correspond donc à une diminution de sa norme. Cette variation est due à la force centrifuge qui s'applique sur l'eau qui s'oppose au poids de l'eau car le centre de rotation est situé sous la cuve. Par ailleurs, les oscillations de cette force sont à une fréquence double de celle du mouvement car les effets de la rotation sur la force considérée sont identiques que l'angle d'inclinaison soit positif ou négatif (car la maquette est symétrique).

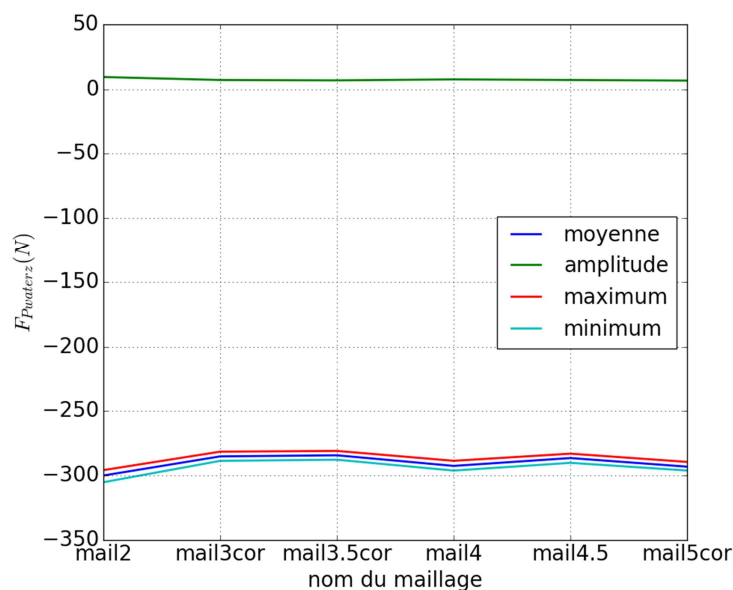


Figure 4.45 : Valeurs moyennes, amplitude, valeur maximale et valeur minimale de la dernière oscillation de la force de pression sur le fond pour les différents maillages de la maquette MT03.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Pour faire un compromis entre vitesse de calcul et précision des résultats obtenus, le maillage du cas mail4 est utilisé dans la suite.

4.3.2.2. Comparaison des couplages entre vitesses et pression PIMPLE et PISO

Quatre calculs sont comparés (tableau 4.8) : le calcul de référence M32c5RxA10P2 qui est réalisé avec le couplage vitesse pression PISO et un nombre de Courant de 0.5, et trois autres calculs réalisés avec le couplage entre vitesse et pression PIMPLE et différents nombres de Courant-Friedrichs-Lewy (voir paragraphe 3.2.1.5). Les trois calculs nommés pimple 1, 2 et 3 sont réalisés avec 200 itérations maximum pour atteindre la convergence au sein de chaque pas de temps. Ce bouclage s'arrête avant la deux centième itération lorsque les résidus atteignent des valeurs inférieures à 10^{-5} pour la vitesse, 5×10^{-4} pour la pression et 5×10^{-4} pour la fraction volumique. Les résidus utilisés correspondent à la somme des résidus locaux, définis dans chaque cellule, normalisée. Le facteur de normalisation permet de rendre le calcul des résidus indépendant de la taille du problème qui est résolu. Les résidus locaux sont évalués en substituant la solution de l'itération considérée dans l'équation résolue et en prenant la différence entre les termes de gauche et de droite de cette équation [Jasak, 1996, p.173–181; Nilsson and Page, 2005].

Tableau 4.8 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques des calculs.

Nom	Couplage	Nombre de Courant	Temps de calcul
M32c5RxA10P2	PISO	0.5	24h pour 30s
pimple1	PIMPLE	0.5	9h 1min pour 10s
pimple2	PIMPLE	1	5h 11min pour 10s
pimple3	PIMPLE	1.5	4h 23min pour 10s

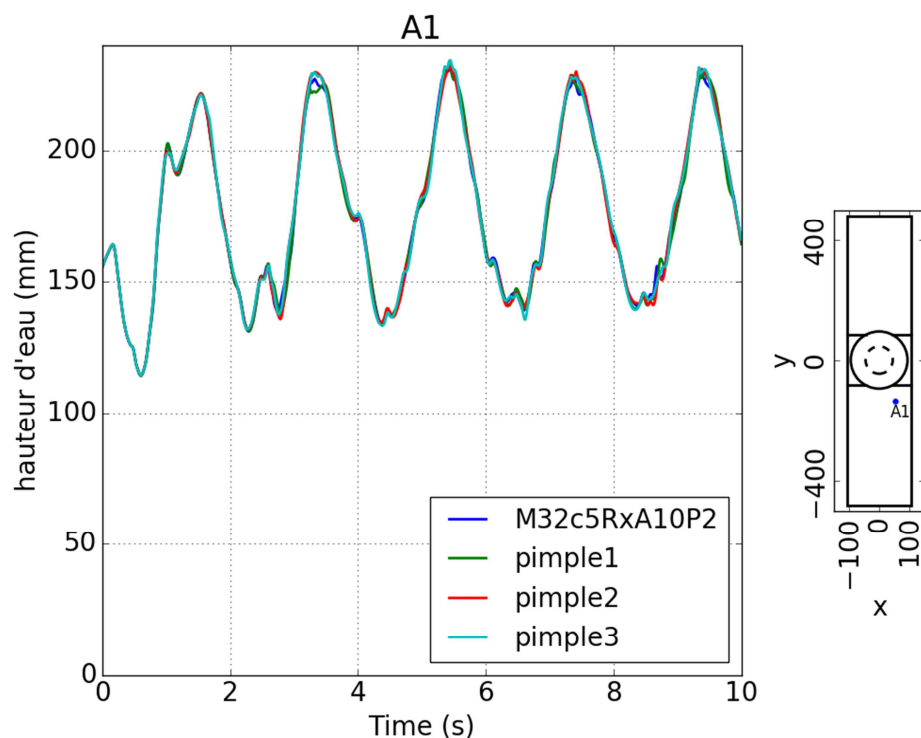


Figure 4.46 : Hauteur d'eau à la sonde A1 pour les quatre cas de calcul : M32c5RxA10P2, pimple1, pimple2 et pimple3.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

On va comparer ici les hauteurs d'eau au niveau de la sonde A1 (figure 4.46), et la vitesse en un point dans le bassin central au cours du temps (figure 4.47). On constate en observant ces figures que les différences entre les calculs sont faibles. Elles sont un peu plus grandes dans les zones où les dérivés secondes par rapport au temps sont les plus importantes, c'est-à-dire près des crêtes et des creux du signal, que ce soit ceux de la fréquence principale ou ceux des harmoniques. Pour les vitesses (figure 4.47), les différences sont un peu plus importantes autour des crêtes du signal mais restent faibles dans les creux. Afin de diminuer le temps de calcul, la troisième configuration (pimple3) est utilisée.

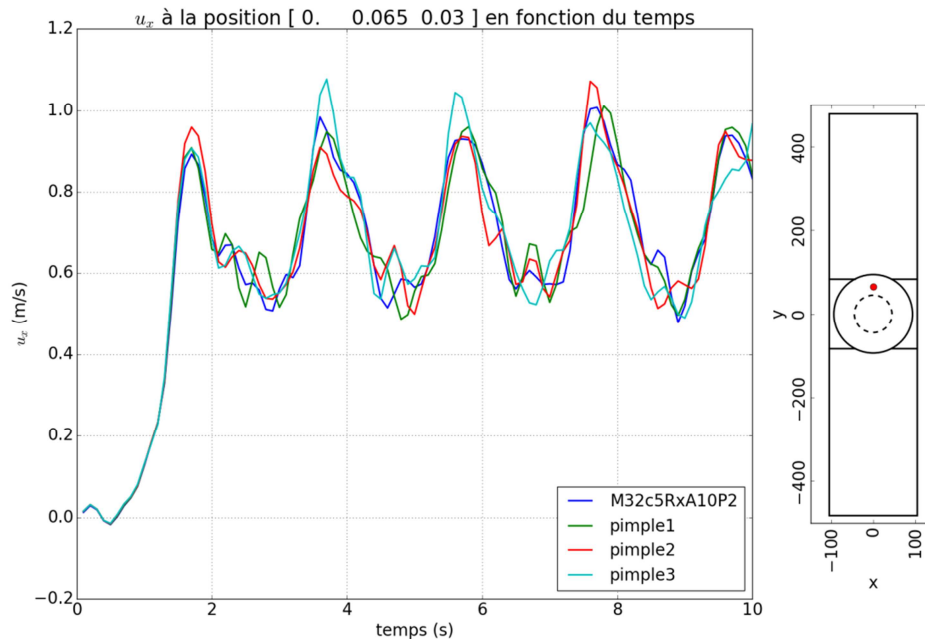


Figure 4.47 : Évolution de la vitesse tangentielle au point de coordonnées : $(0, 0.065, 0.3)$ pour les quatre cas de calcul considérés. Un filtre Butterworth d'ordre 4 et de fréquence de coupure 2.5 Hz est utilisé pour filtrer les vitesses calculées.

4.4. Comparaison entre résultats numériques et expérimentaux

4.4.1. Comparaison des efforts

On compare ici les efforts calculés par le modèle OpenFOAM et ceux mesurés lors des essais qui ont été expurgés des efforts d'inerties de la structure rigide. Les efforts provenant des données obtenues numériquement correspondent aux forces de pression sur les parois de la maquette. La figure 4.48 présente, pour un mouvement de rotation autour de l'axe x, une comparaison entre les efforts issus de l'expérience et ceux provenant des calculs. Le calcul numérique est décalé dans le temps pour que les mouvements imposés au calcul numérique et ceux mesurés expérimentalement correspondent (graphique du haut de la figure 4.48). On constate qu'après 3 à 5 périodes, le calcul numérique atteint un état stationnaire. Après cette période de transition, le modèle numérique correspond aux données expérimentales. Les périodes et amplitudes des efforts sont correctement représentées. La dissymétrie des efforts mesurés évoquée au paragraphe 4.1.2.3 est aussi observée ici.

Une focalisation sur les dernières périodes de la figure 4.48 est présentée à la figure 4.49. L'amplitude crête à creux des efforts évalués numériquement est légèrement plus importante que

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

celle déterminée expérimentalement (une quantification de cet écart est donnée un peu plus loin à partir de la comparaison des harmoniques).

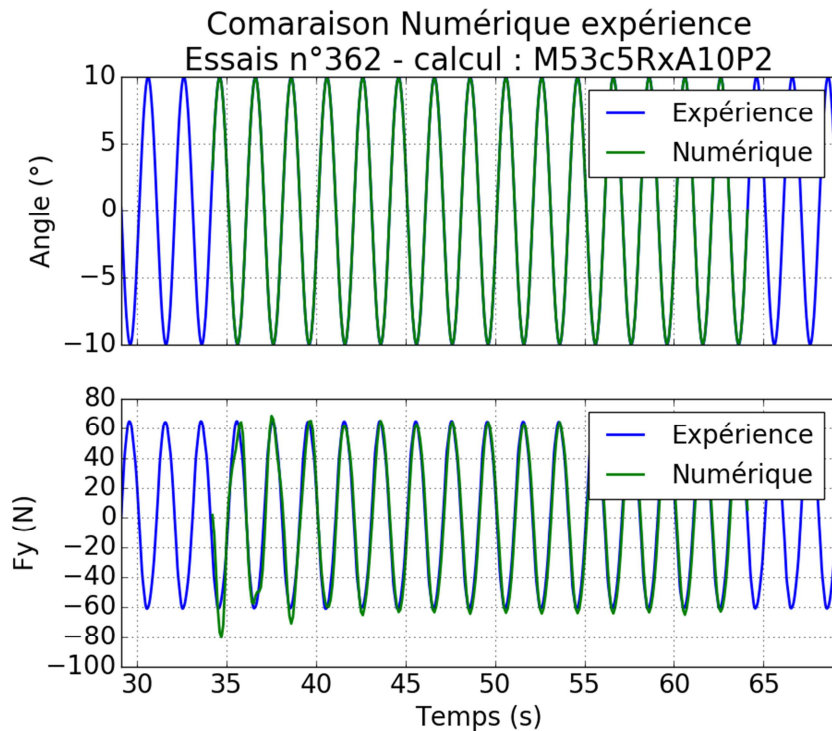


Figure 4.48 : Comparaison entre les données numériques (en vert) et expérimentales (en bleu). Le roulis imposé numériquement et expérimentalement est montré en haut. En bas, la force de pression suivant y issue du calcul (en vert) et la force suivant y mesurée expérimentalement sont comparées pour un mouvement régulier de rotation autour de l'axe x de 10° d'amplitude et de 2 secondes de période, cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. La force est exprimée ici dans le repère mobile R' lié à la maquette.

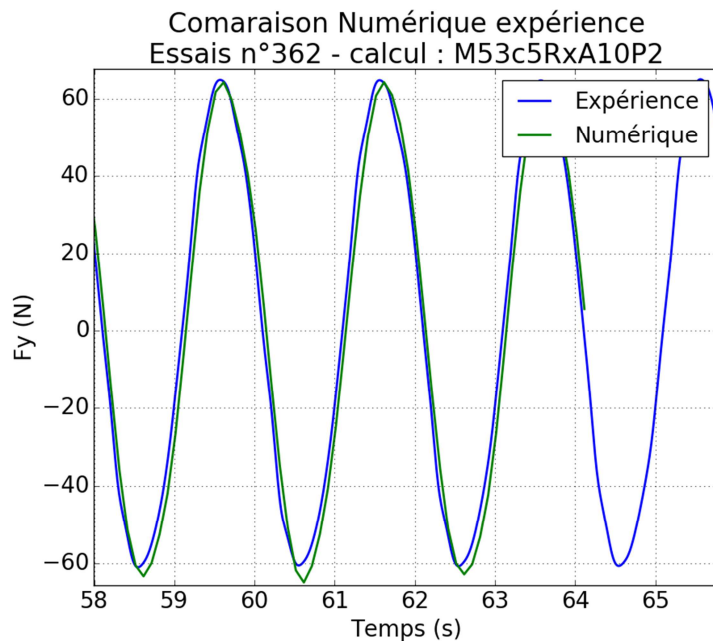


Figure 4.49 : Comparaison entre la force de pression suivant y issue du calcul (en vert) et la force suivant y mesurée expérimentalement pour un mouvement régulier de rotation autour de l'axe x de 10° d'amplitude et de 2 secondes de période, cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. La force est exprimée ici dans le repère mobile R' lié à la maquette. Focalisation sur les dernières périodes.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

La figure 4.50 montre les moments suivant l'axe x pour les mêmes mouvements que les deux figures précédentes. On observe de nouveau une dissymétrie dans les moments évalués expérimentalement qui peut être expliquée par une légère dissymétrie de la position de la maquette. Cette dissymétrie conduit à une amplitude des oscillations des données expérimentales plus grande que celles provenant du calcul.

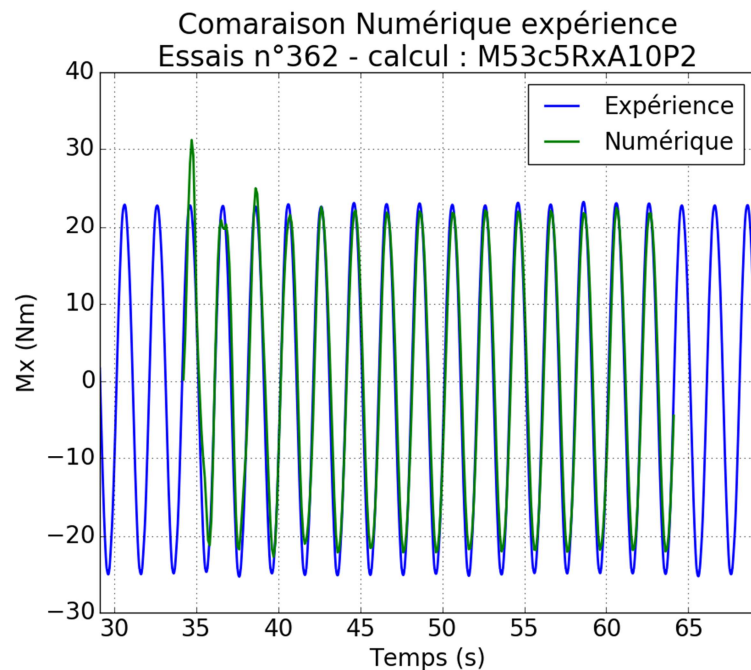


Figure 4.50 : Comparaison entre le moment suivant x de la force de pression issue du calcul (en vert) et le moment suivant x mesuré expérimentalement pour un mouvement régulier de rotation autour de l'axe x de 10° d'amplitude et de 2 secondes de période, cas de la maquette MT03.

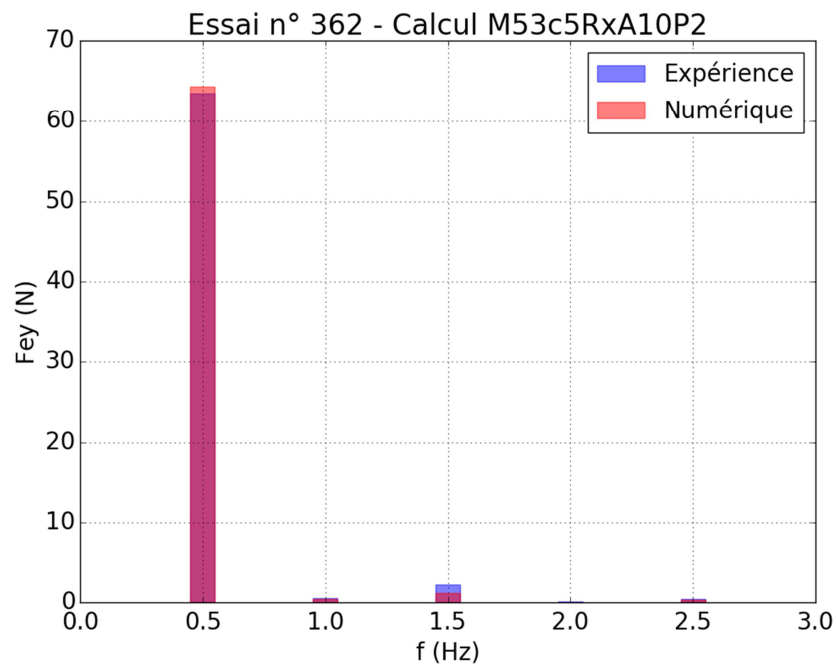


Figure 4.51 : Cinq premières harmoniques de la force suivant y', comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

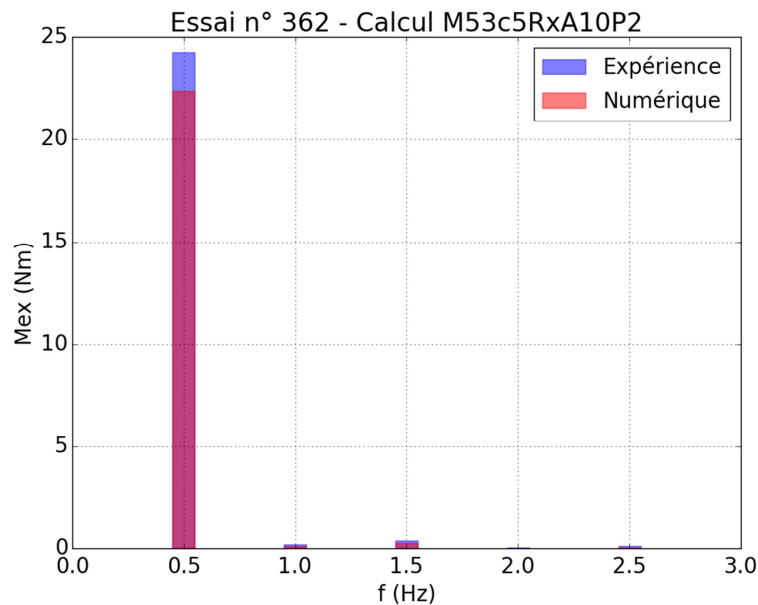


Figure 4.52 : Cinq premières harmoniques du moment autour de l'axe x' par rapport au point B, comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine.

Les cinq premières harmoniques des signaux expérimentaux et numériques sont calculées et comparées dans les figures 4.51 et 4.52. Pour la première harmonique des forces (respectivement des moments), l'écart entre les données numériques et expérimentales reste inférieur à 3% (respectivement 8%).

Les harmoniques d'ordre un sont normalisées – par l'EGA (voir paragraphe 4.2.1.1) la masse et l'accélération de la pesanteur pour les forces ; dans le cas des moments la longueur de la cuve est ajoutée – pour obtenir une fonction de transfert adimensionnel. Les modules et les phases de ces dernières sont comparés sur les figures 4.53 à 4.56. Ces figures montrent que les fonctions de transfert provenant des simulations numériques et celles évaluées à partir des données expérimentales sont en général similaires. On observe toutefois des différences importantes pour la fréquence de 1.5Hz, pour laquelle on calcule une erreur d'environ 40% pour les moments et 50% pour les forces. En effet, la fréquence de 1.5Hz est proche de la fréquence de résonance des ballasts, les mouvements de l'eau dans ce cas sont donc très importants. Les efforts visqueux ne sont plus négligeables dans ce cas. Pour rendre compte de ceux-ci, il faudrait ajouter un modèle de turbulence et ajouter des mailles suffisamment fines près des parois pour y capter le cisaillement de vitesse. Il y a aussi une différence non négligeable pour les moments les plus importants à 0.5Hz (erreur d'environ 15%).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

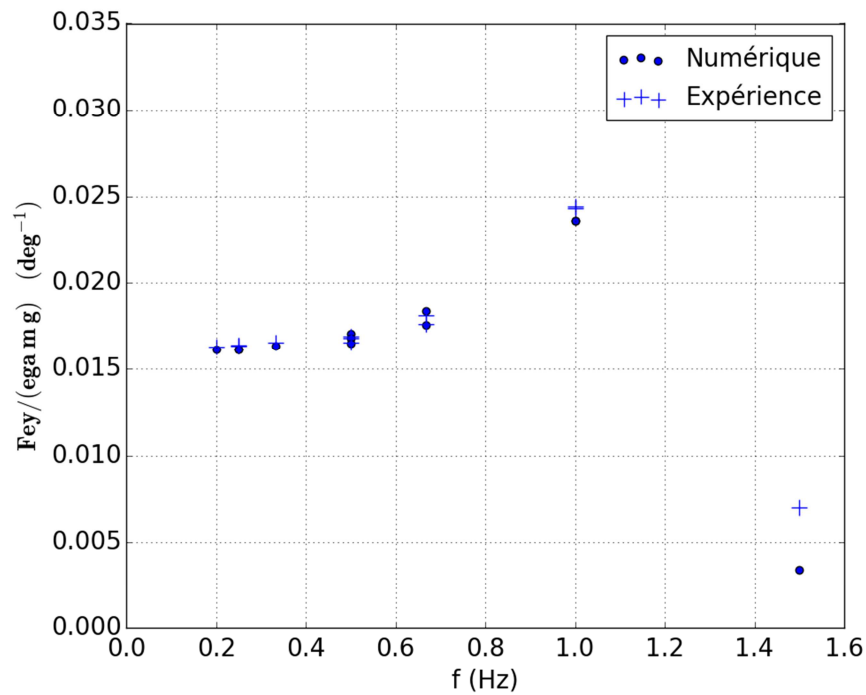


Figure 4.53 : Module de la fonction de transfert entre la force suivant l'axe y et, l'EGA, la masse de l'eau m et l'accélération de la pesanteur g pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).

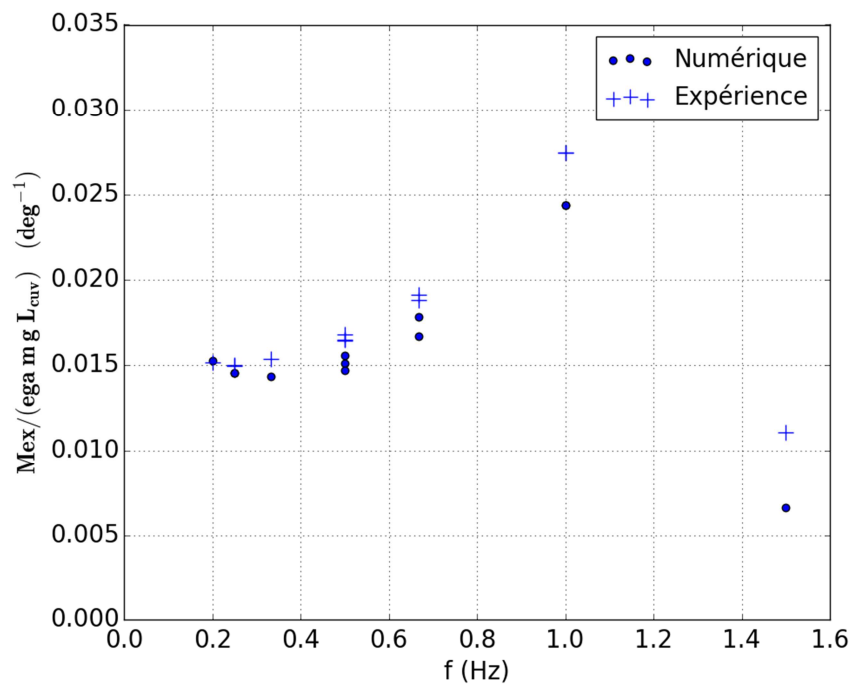


Figure 4.54 : Module de la fonction de transfert entre le moment autour de l'axe x et, l'EGA, la masse de l'eau m, la longueur des ballasts et l'accélération de la pesanteur g pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

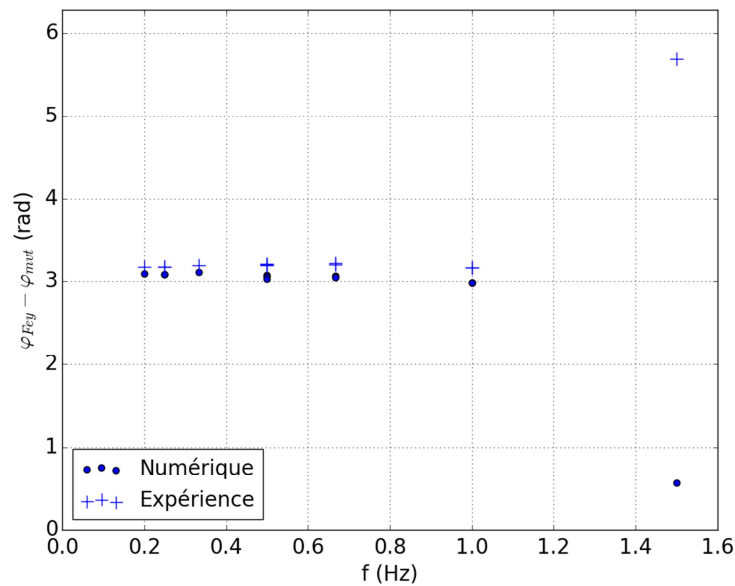


Figure 4.55 : Phase de la fonction de transfert entre la force suivant l'axe y et la rotation autour de l'axe x pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).

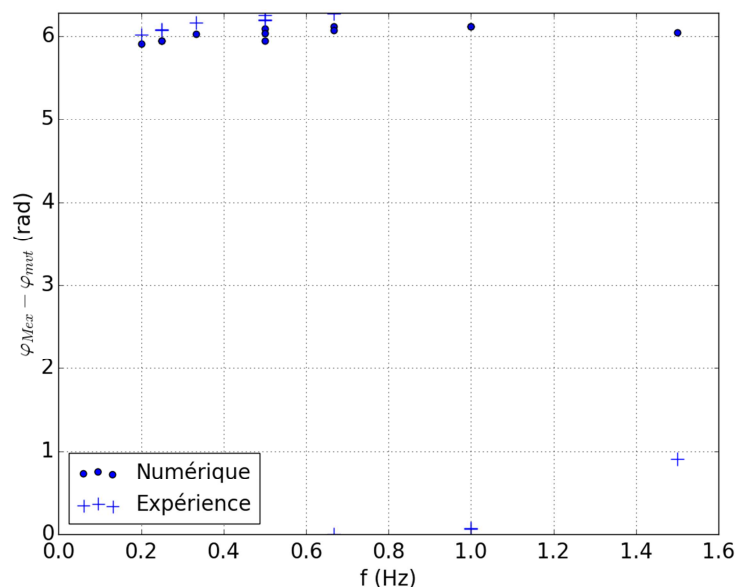


Figure 4.56 : Phase de la fonction de transfert entre le moment autour de l'axe x et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différents mouvements de rotation réguliers autour de l'axe x. Cas de la maquette MT03, sans turbine et avec 65% d'eau (configuration 5).

Les figures 4.55 et 4.56 montrent les comparaisons des phases des fonctions de transfert évaluées à partir des calculs numériques et celles évaluées à partir des données expérimentales. On constate que les forces sont en opposition de phase avec les mouvements imposés pour des fréquences inférieures à 1Hz (c'est-à-dire inférieures aux fréquences de résonance des ballasts qui sont données dans le tableau 4.9). Les forces sont plutôt en phase avec les mouvements pour l'essai à la fréquence de 1.5Hz qui se situe au-delà de la fréquence de résonance. Les moments au point de mesure de la balance sont, eux, en phase avec les mouvements imposés. Par ailleurs, il existe un décalage presque constant entre les données expérimentales et celles provenant du calcul numérique. Les données

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

provenant des simulations numériques sont en retard par rapport aux données provenant de la campagne expérimentale d'environ 0.1 à 0.2 radians.

Tableau 4.9 : Fréquences de résonance des ballasts des deux maquettes. Elles sont estimées en considérant que les ballasts sont des bassins rectangulaires fermés et de profondeur constante, pour une vague de longueur d'onde égale à deux fois la longueur des ballasts.

	MT03 $h_{\text{eau}}=0.160$	MT03 $h_{\text{eau}}=0.140$	MT02 $h_{\text{eau}}=0.146$	MT02 $h_{\text{eau}}=0.110$
Fréquence de résonance (Hz)	1.31	1.26	1.46	1.37

4.4.2. Évaluation des masses ajoutées

Lorsqu'on estime les mouvements d'un navire (ou d'une bouée), on résout le principe fondamental de la dynamique appliqué à ce navire. Cette équation peut être mise sous la forme suivante :

$$M\ddot{X} = F_h - M_a\ddot{X} - B\dot{X} - KX \quad (4.17)$$

où

- X est le vecteur six composantes contenant les trois positions cartésiennes et les trois positions angulaires du navire ;
- \ddot{X} et \dot{X} sont les vecteurs six composantes des accélérations et des vitesses du navire ;
- M est la matrice d'inerties 6x6 présentée en annexe 8.4.1 ;
- F_h correspond aux efforts de la houle tant incidente que diffractée ;
- M_a est la matrice de masse ajoutée qui contient les termes des efforts de radiation proportionnels à l'accélération du flotteur ;
- B est la matrice d'amortissement 6x6 qui contient les termes proportionnels à la vitesse des efforts hydrodynamiques ;
- K est la matrice des raideurs hydrostatiques qui contient les termes des efforts proportionnels à la position du navire.

Pour déterminer les efforts hydrodynamiques, on utilise en général la méthode des singularités en considérant que l'eau autour du navire est un fluide parfait incompressible et en faisant l'approximation des petits mouvements du navire par rapport à sa position initiale [Molin, 2002].

Lorsqu'une cuve remplie de liquide est placée sur le flotteur, son influence peut être déterminée en ajoutant les efforts F_c de l'eau dans la cuve sur le navire. Ces efforts peuvent être décomposés de la même manière que les efforts de radiation du navire. On peut ainsi calculer les masses ajoutées, amortissement et raideur de la cuve. On estime F_c sous la forme suivante :

$$F_c = -M_{ac}\ddot{X} - B_c\dot{X} - K_cX \quad (4.18)$$

Par ailleurs, chacun de ces différents termes peut être évalué par un logiciel de tenue à la mer, le logiciel HydroSTAR [Malenica et al., 2003] dans le cas présent. Ce logiciel est un code de calcul de diffraction radiation qui :

- résout le problème de tenue à la mer linéaire en présence de houle incidente
- évalue l'écoulement potentiel dans les cuves par la méthode des singularités
- calcul les mouvements sur houle et le couplage s'il y a lieu avec les cuves
- évalue les efforts de second ordre sur houle (dérive moyenne et dérive lente).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Dans notre cas, seul le module de calcul associé à la dynamique des cuves est utilisé. Un maillage surfacique des parois de la maquette est réalisé (figure 4.57). Les trois cuves, le bassin central et les deux ballasts sont représentés de manière indépendante et ne communiquent donc pas. Il n'y a pas d'écoulement d'un bassin à l'autre dans ce cas. Les matrices de masses ajoutées et amortissement des trois cuves sont établies indépendamment les unes des autres. La somme des matrices des trois cuves est réalisée a posteriori pour déterminer les masses ajoutées et l'amortissement de l'ensemble de la maquette. Le cas échéant, un transport des différentes matrices est réalisé pour qu'elles soient exprimées au même point.

Un terme tendant à simuler un amortissement d'origine visqueuse peut être introduit en modifiant la condition de glissement sur les parois de la cuve [Malenica et al., 2003]. Ainsi, un frottement proportionnel à une vitesse locale et à un coefficient de frottement sans dimension ϵ est introduit. La condition aux limites sur les parois devient donc [Malenica et al., 2003] :

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{n}} = \mathbf{V}_p \cdot \mathbf{n} + i\epsilon k_0 \varphi \quad (4.19)$$

où φ est le potentiel des vitesses, \mathbf{n} est la normale à la paroi considérée, \mathbf{V}_p est la vitesse de cette paroi et k_0 est le nombre d'onde en profondeur infinie ($k_0 = \omega^2/g$). Les valeurs de ϵ testées ici sont 0.01, 0.10, 0.20.

Les figures 4.58 et 4.59 montrent les coefficients de masse + masse ajoutée et amortissement en roulis calculés avec HydroSTAR. L'amplitude des résonances diminue fortement avec l'augmentation du coefficient de frottement conformément à ce qui est attendu. L'ensemble des trois fréquences de résonances sont observées pour les trois bassins regroupés sur la plage de fréquence [0 Hz, 2.5 Hz]. La première, à 1.3 Hz, et la troisième, à 2.4 Hz, sont liées aux fréquences de résonance des ballasts. La deuxième, à 2.2 Hz, est provoquée par le ballotement dans le bassin central.

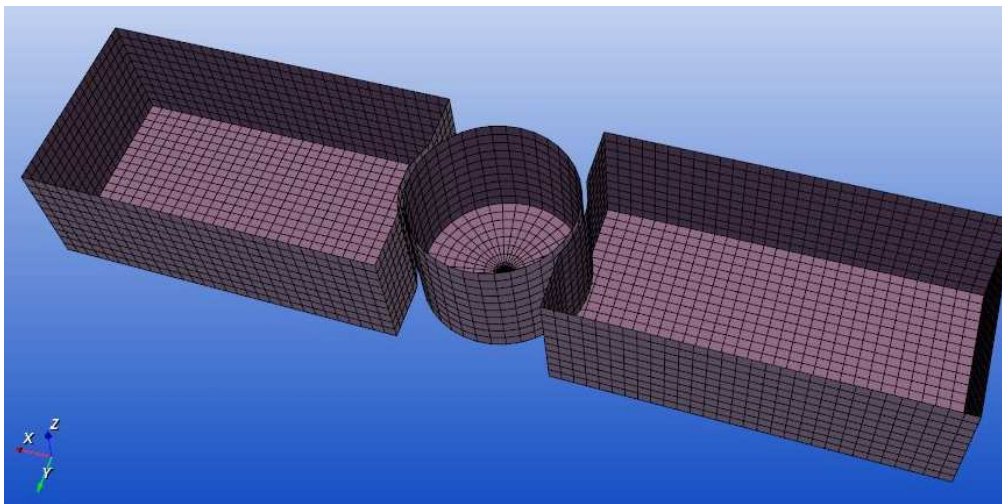


Figure 4.57 : Maillage surfacique réalisé pour le calcul des cuves avec HydroSTAR.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

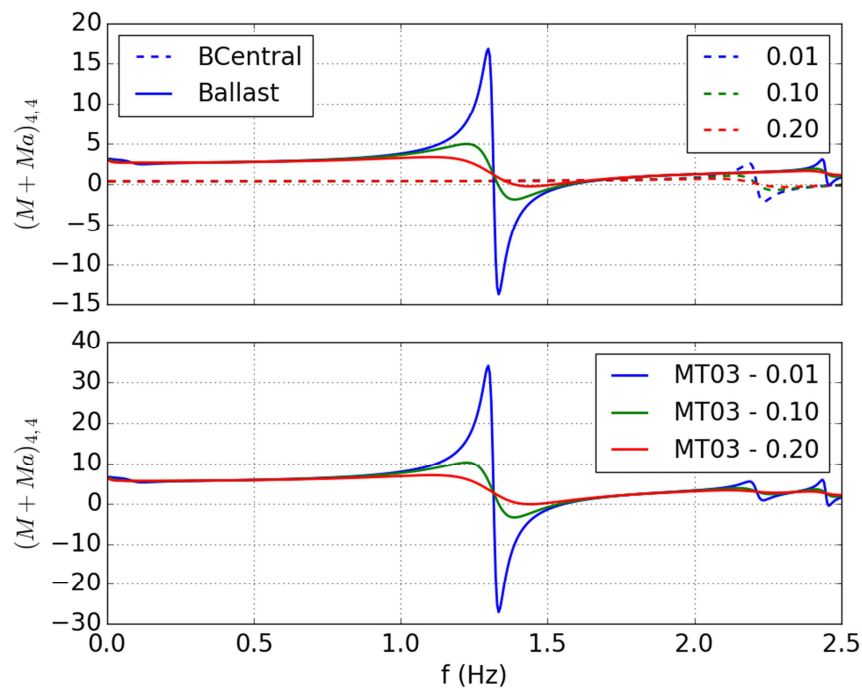


Figure 4.58 : Coefficient en roulis des matrices de Masse + Masse ajoutée de l'eau en fonction de la fréquence. En haut masse + masse ajoutée pour un seul ballast (traits pleins) et pour le bassin central (cuve cylindrique) seul (lignes tiretés), en bas masse + masse ajoutée pour l'ensemble de la maquette. Les calculs sont réalisés pour trois valeurs du coefficient de frottement ϵ : 0.01, 0.10, 0.2.

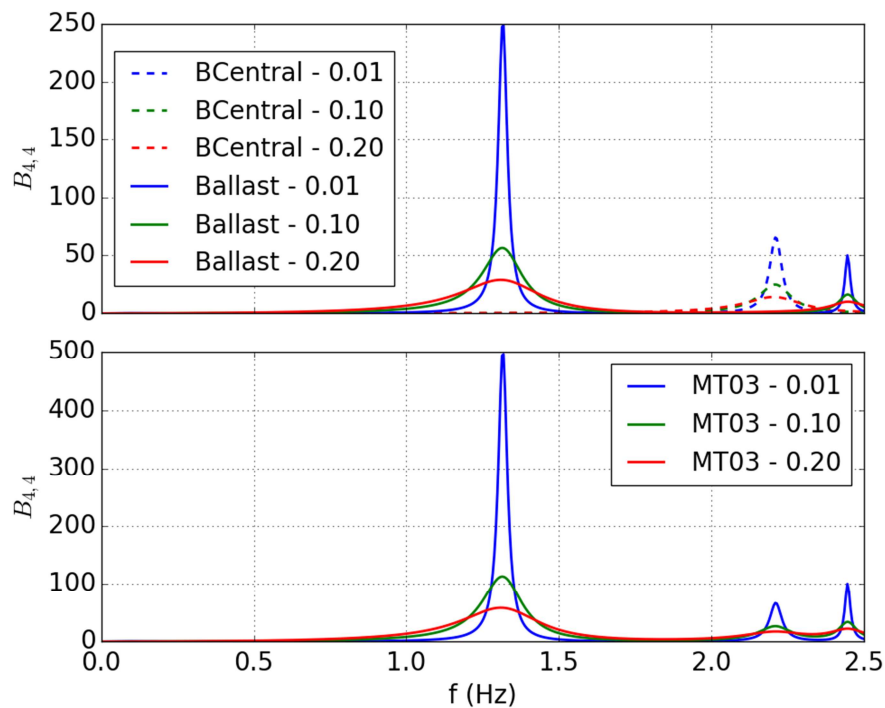


Figure 4.59 : Coefficient en roulis de la matrice d'amortissement en fonction de la fréquence. En haut amortissement pour un seul ballast (traits pleins) et pour le bassin central (cuve cylindrique) seul (lignes tiretés), en bas amortissement pour l'ensemble de la maquette. Les calculs sont réalisés pour trois valeurs du coefficient de frottement ϵ : 0.01, 0.10, 0.2.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Afin de comparer les résultats de HydroSTAR et les efforts obtenus expérimentalement et numériquement avec OpenFOAM, on cherche à évaluer ces trois termes à partir des mesures et des calculs numériques.

Pour des mouvements réguliers et en faisant l'approximation des petits mouvements, on peut déterminer les masses ajoutées et amortissements à partir des efforts et des mouvements imposés avec les expressions suivantes (le détail du calcul est présenté en annexe 8.4.4) :

$$M_{ac} = \frac{1}{\omega^2} \left(K_c + \Re \left(\frac{F_c}{X} \right) \right) \quad (4.20)$$

et

$$B_c = -\frac{i}{\omega} \Im \left(\frac{F_c}{X} \right) \quad (4.21)$$

Où \Re et \Im désignent les parties réelles et imaginaires d'un nombre complexe. La détermination de la raideur hydrostatique nécessaire au calcul de la masse ajoutée est présentée en annexe 8.4.4.

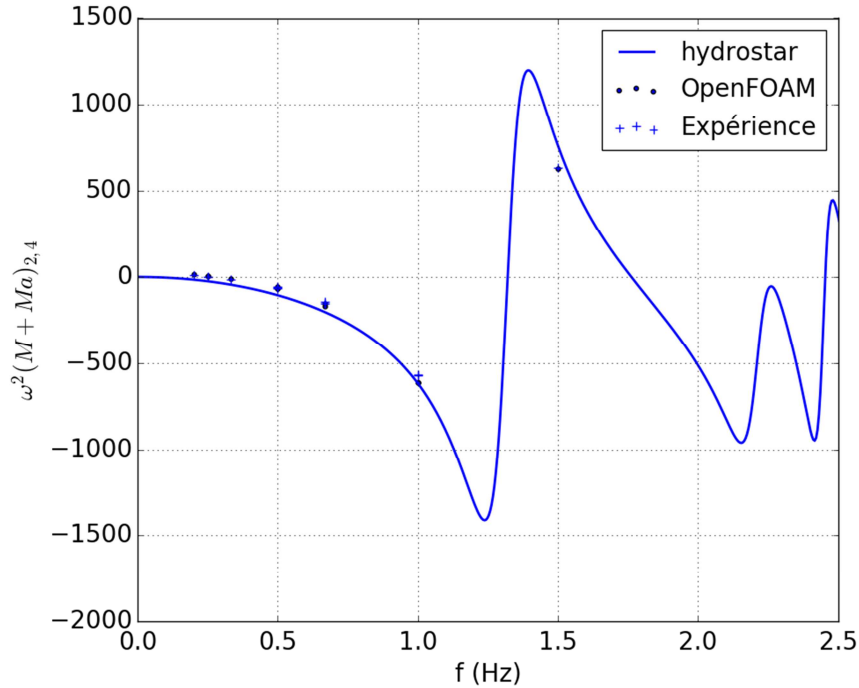


Figure 4.60 : Coefficient de couplage entre roulis et embardée de la matrice des masses ajoutées. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.

Les figures 4.60 à 4.63 présentent les comparaisons des coefficients de masses ajoutées et d'amortissement évalués expérimentalement et ceux évalués numériquement à la fois par OpenFOAM et par HydroSTAR.

Ces coefficients sont présentés sous la forme $\omega^2(M + M_a)$ (ou ωB) car, à basse fréquence les faibles erreurs, notamment sur la détermination de la matrice de raideur hydrostatique, conduisent à une divergence des différents termes des matrices du fait de la division par ω^2 (ou ω).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

La matrice hydrostatique est déterminée en supposant que les différentes cuves de la maquette (ballasts et bassin central) ne communiquent pas. Ceci est une bonne approximation pour des fréquences suffisamment élevées, mais est probablement erroné pour des fréquences inférieures à 0.3 Hz et est responsable, pour partie, des erreurs d'estimation des masses ajoutées à basse fréquence.

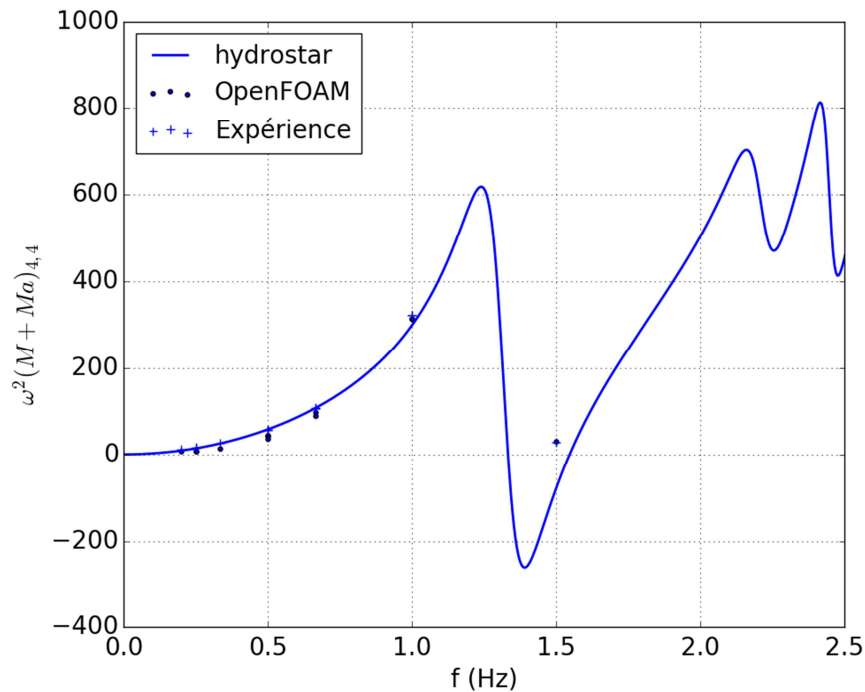


Figure 4.61 : Coefficient en roulis de la matrice de masse ajoutée. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.

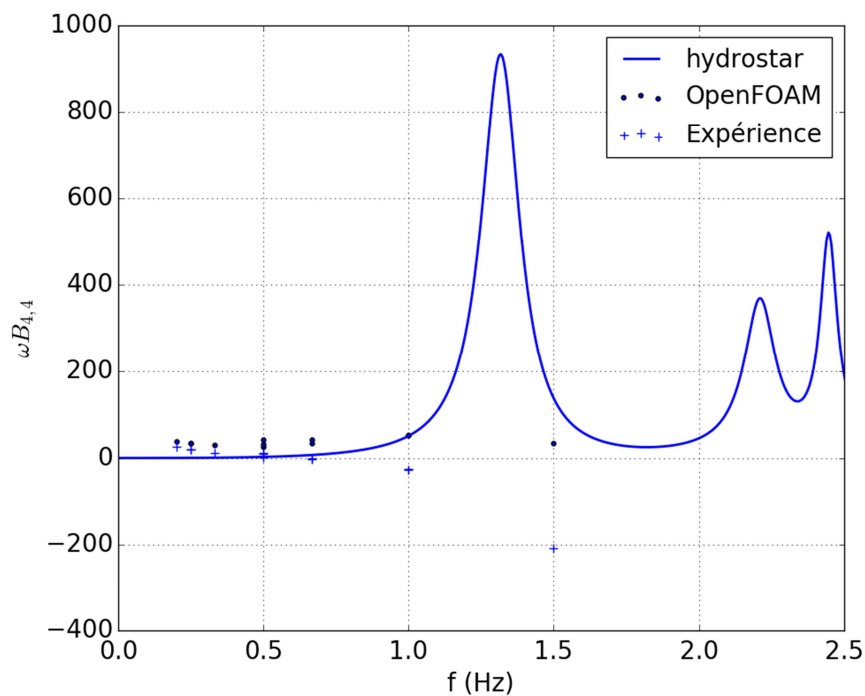


Figure 4.62 : Coefficient en roulis de la matrice d'amortissement. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

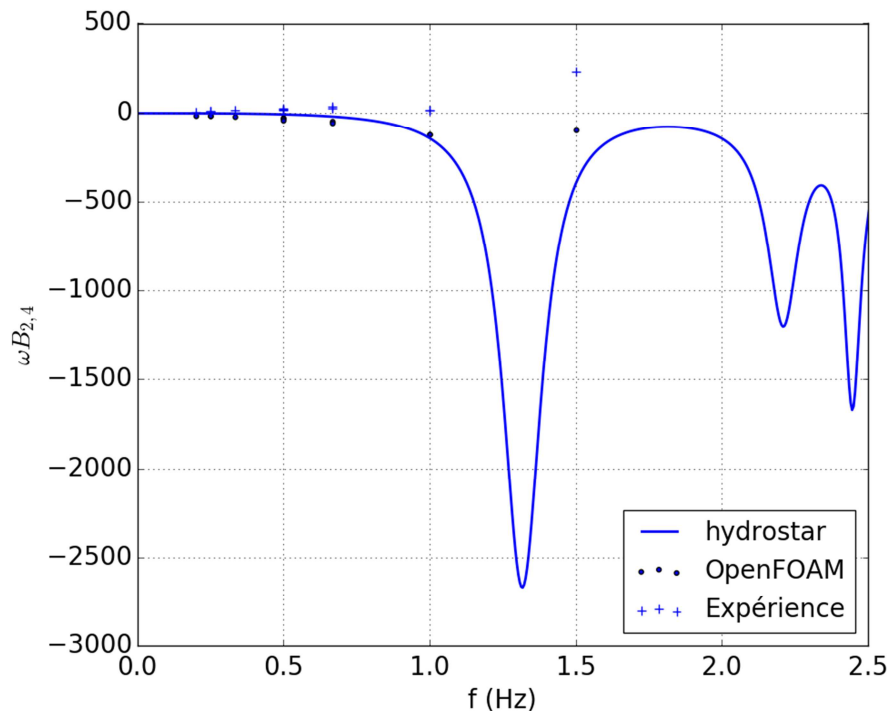


Figure 4.63 : Coefficient de couplage entre roulis et embardée de la matrice d'amortissement. Comparaison entre les données expérimentales, les données numériques issues d'OpenFOAM et celles provenant de HydroSTAR. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine. Le calcul HydroSTAR est réalisé avec un coefficient de frottement de 0.10.

Concernant les masses ajoutées, l'accord entre l'expérience, le calcul sur OpenFOAM et celui sur HydroSTAR est plutôt bon (figures 4.60 et 4.61) pour un coefficient de frottement ϵ de 0.10. En ce qui concerne les amortissements (figures 4.62 et 4.63), les différences peuvent être un peu plus grandes. Notamment, à basse fréquence où HydroSTAR sous-estime la dissipation. Proche de la fréquence de résonance (points à 1 Hz et 1.5 Hz), les données expérimentales sont de signes opposés aux données numériques. Ceci est dû à la phase des moments qui est presque égale à la phase des mouvements. Une faible erreur sur ces phases (figure 4.56 du paragraphe précédent) peut conduire à un changement de signe du sinus des phases et donc de l'amortissement qui est proportionnel à celui-ci.

Le coefficient de frottement ϵ inséré dans le calcul de HydroSTAR doit être déterminé par des comparaisons avec des expériences. On montre qu'il peut être déterminé à partir des calculs réalisés avec OpenFOAM.

4.4.3. Comparaison des hauteurs d'eau

Les hauteurs d'eau mesurées expérimentalement sont comparées aux hauteurs d'eau déterminées à partir des calculs correspondant au même point de mesure. La figure 4.64 montre une comparaison entre les données expérimentales et celles obtenues par le calcul pour la sonde A6 dans le cas d'une rotation sinusoïdale de 10° d'amplitude et 2 s de période (essai n°362). Après environ trois périodes, le calcul numérique est stabilisé. Et on constate que le calcul numérique rend correctement compte de la variation de cette élévation de surface libre. L'amplitude des crêtes du signal est globalement correctement représentée alors que l'amplitude des creux est un peu sous-estimée par le calcul OpenFOAM.

On peut remarquer, comme cela a été évoqué au paragraphe 4.1.2.1, que l'amplitude des crêtes du signal de hauteur mesurée est nettement plus faible que celle des creux. Ces différences sont liées à

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

l'apparition de non-linéarités qui correspondent à l'apparition d'harmoniques d'ordre supérieure. Cependant, leur amplitude réelle est probablement significativement plus faible que ne le laisse penser le signal de la figure 4.64. En effet, cette asymétrie peut partiellement provenir des biais liés à la mesure de hauteur d'eau par sonde capacitive (paragraphe 4.1.2.1). La figure 4.65 montre les cinq premières harmoniques des signaux de la figure 4.64 et les incertitudes de mesures associées. On constate sur cette figure que les incertitudes sur la seconde harmonique rapportées à son amplitude sont importantes (environ 50%). Les écarts entre les données expérimentales et le modèle numérique réalisé avec OpenFOAM sont d'environ 15% sur les deux premières harmoniques et augmentent à environ 65% pour la quatrième harmonique qui est faible dans le modèle numérique. En effet, à la position de la sonde A6, le maillage du modèle numérique est relativement grossier (maille d'environ 2cm) et ne permet pas de rendre compte correctement d'une onde ayant une fréquence aussi élevée que la quatrième harmonique.

La figure 4.66 présente la même comparaison mais pour une amplitude de 5°. Dans ce cas, les asymétries et les non-linéarités sont moins importantes, probablement du fait de mouvements d'amplitude plus faible mais aussi d'incertitudes plus faibles. En effet, dans ce cas la vitesse de variation de la hauteur d'eau est plus faible que celle associée à un mouvement de 10° d'amplitude ce qui correspond à un biais plus faible sur la mesure (voir paragraphe 4.1.2.1).

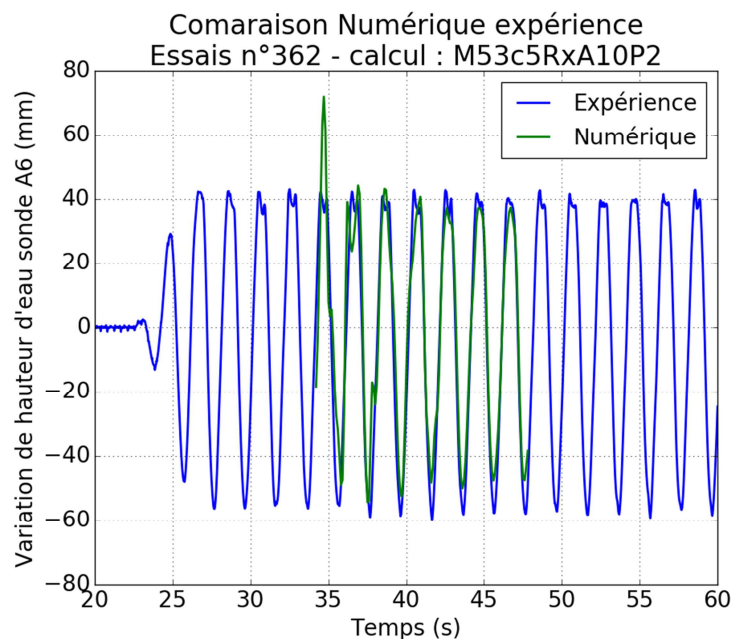


Figure 4.64: Variation de hauteur d'eau à la sonde A6 dans la maquette MT03 pour l'essai n°362, comparaison entre mesures expérimentales et données issues du calcul. Le mouvement est sinusoïdal avec 10° d'amplitude et 2 s de périodes. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).

Les écarts entre modèle numérique et expériences sont toutefois fortement réduits pour la sonde B5 qui est située proche du bassin central dans une zone où le maillage est plus fin qu'aux extrémités des ballasts (figures 4.67 et 4.68). Pour cette sonde, dans le cas d'un mouvement de 10° d'amplitude, l'écart entre les données numériques et expérimentales est d'environ 5% sur la première harmonique et légèrement en dessous de 60% pour la seconde harmonique (mais le résultat provenant d'OpenFOAM reste dans l'incertitude de la mesure). En effet, le maillage autour de la sonde B5 est plus fin que celui auprès de la sonde A6 ce qui permet une meilleure représentation des harmoniques ayant des longueurs d'onde faibles.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Les calculs numériques ont tendance à sous-estimer les amplitudes des variations de hauteur d'eau.

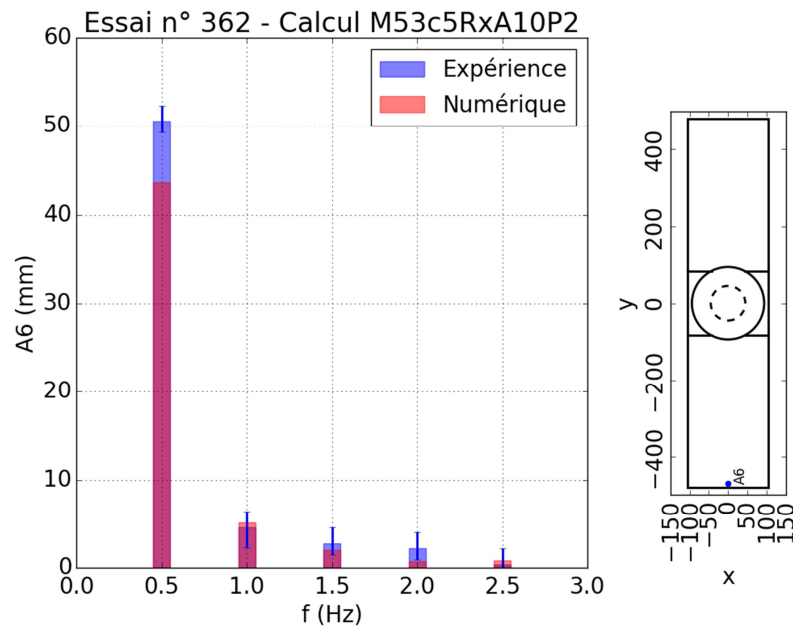


Figure 4.65 : Cinq premières harmoniques de la hauteur d'eau au niveau de la sonde A6, comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine.

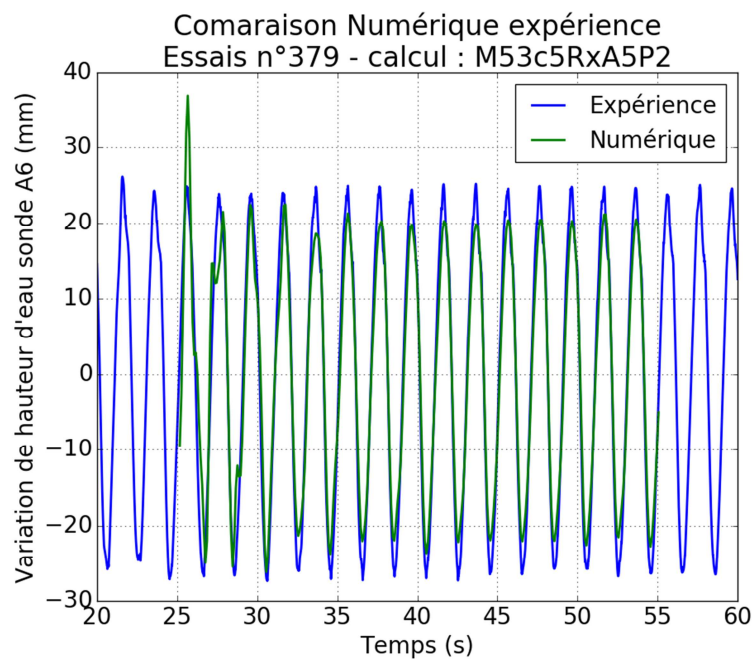


Figure 4.66 : Variation de hauteur d'eau à la sonde A6 dans la maquette MT03 pour l'essai n°362, comparaison entre mesures expérimentales et données issues du calcul. Le mouvement est sinusoïdal avec 5° d'amplitude et 2 s de périodes. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

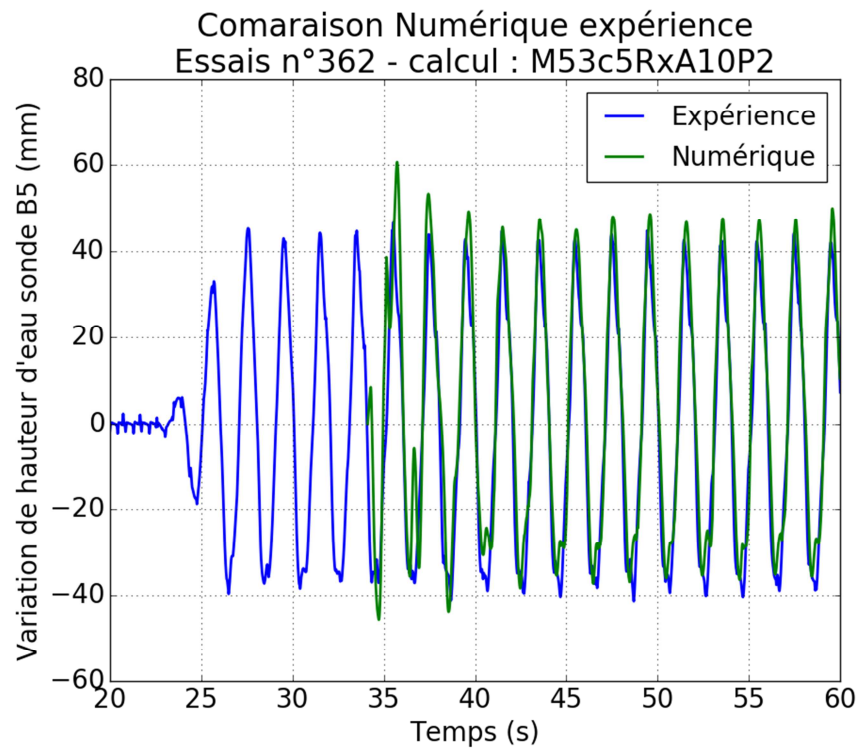


Figure 4.67 : Variation de hauteur d'eau à la sonde B5 dans la maquette MT03 pour l'essai n°362, comparaison entre mesures expérimentales et données issues du calcul. Le mouvement est sinusoïdal avec 10° d'amplitude et 2 s de périodes. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).

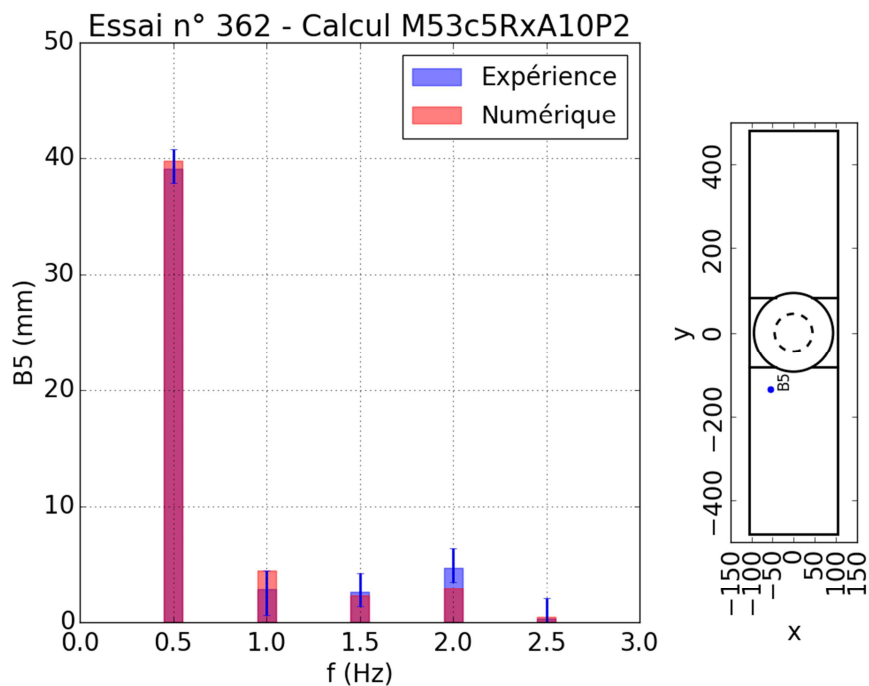


Figure 4.68 : Cinq premières harmoniques de la hauteur d'eau au niveau de la sonde B5, comparaison des données expérimentales et numériques. Cas de la maquette MT03 avec 65% d'eau et sans turbine (configuration 5).

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

Les figures 4.69 et 4.70 comparent la fonction de transfert entre le mouvement imposé et la hauteur d'eau de la sonde A6 provenant des données numériques et expérimentales. En ce qui concerne les phases, l'erreur est de l'ordre de 0.1 rad. Pour les modules, on constate que les calculs ont presque toujours une amplitude légèrement inférieure aux données expérimentales. Ils mènent à une erreur inférieure à 18% pour l'ensemble des cas étudiés. Au contraire, à l'autre extrémité des bassins, près du bassin central, le module de l'élévation fourni par la sonde B5, montre des écarts plus faibles avec des erreurs inférieures à 7% sauf pour le cas particulier de la fréquence de 1.5Hz (figure 4.71), pour lesquels les données numériques sont généralement supérieures aux données expérimentales à l'inverse de la sonde A6.

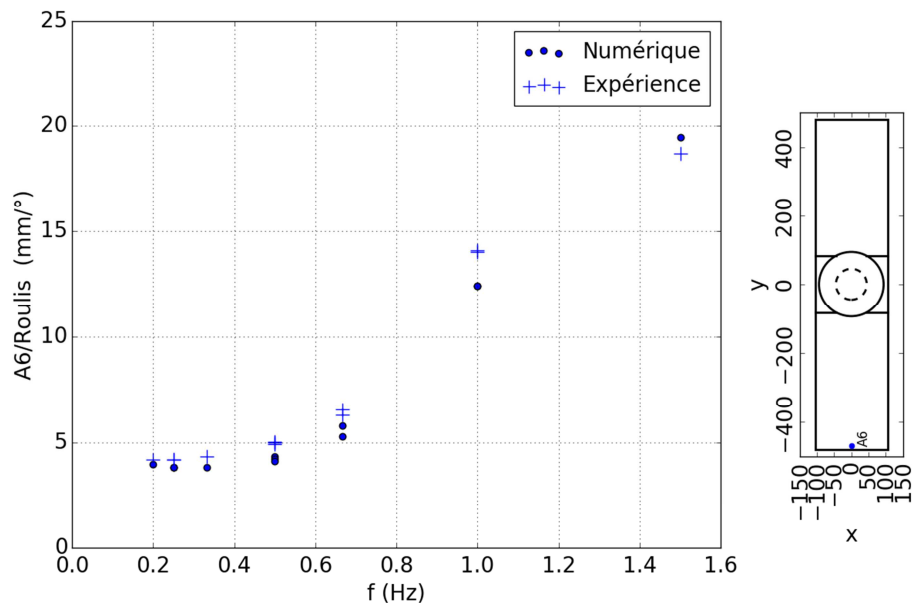


Figure 4.69 : Module de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde A6 (extrémité extérieure du ballast) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitudes du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.

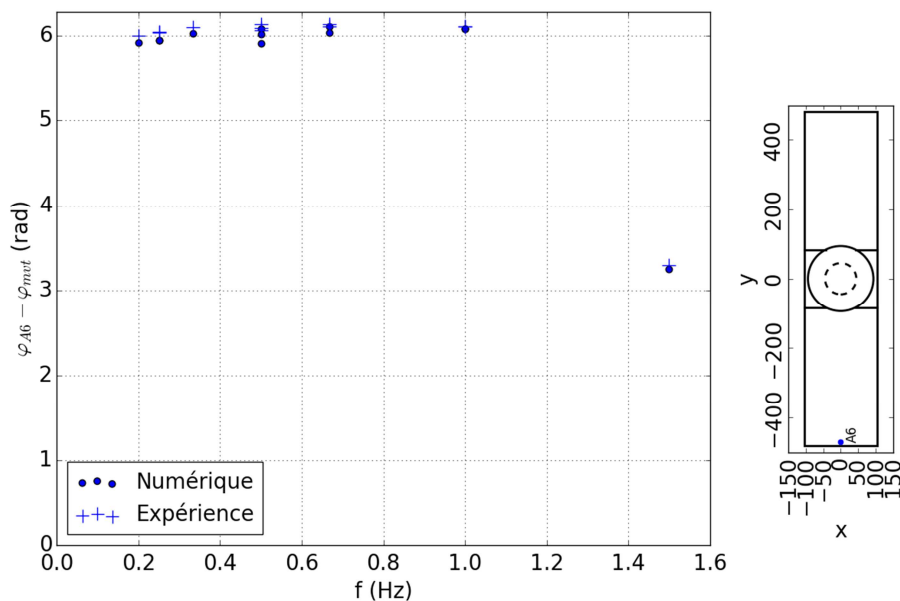


Figure 4.70 : Phase de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde A6 (extrémité extérieure du ballast) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitude du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

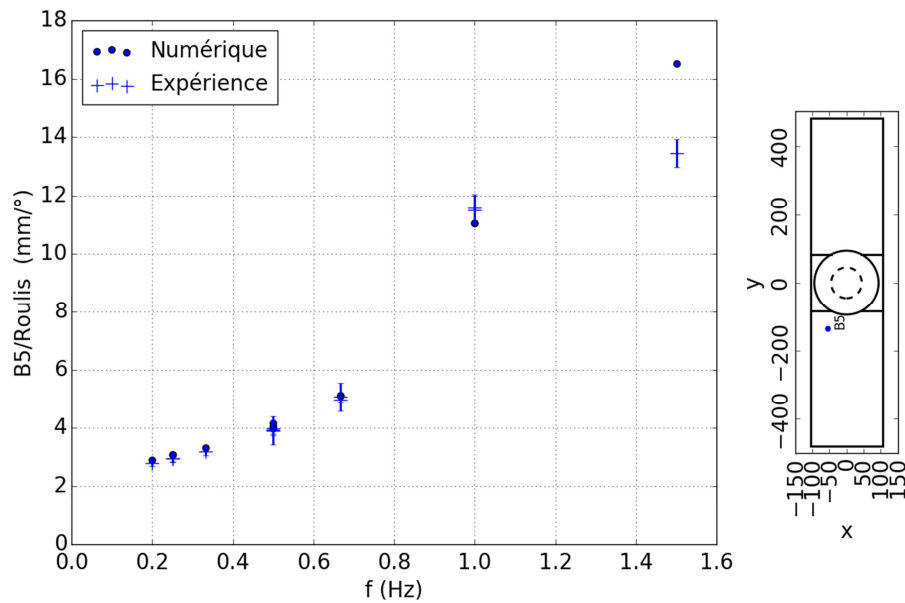


Figure 4.71: Module de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde B5 (côté intérieur du ballast, près du bassin central) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitude du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.

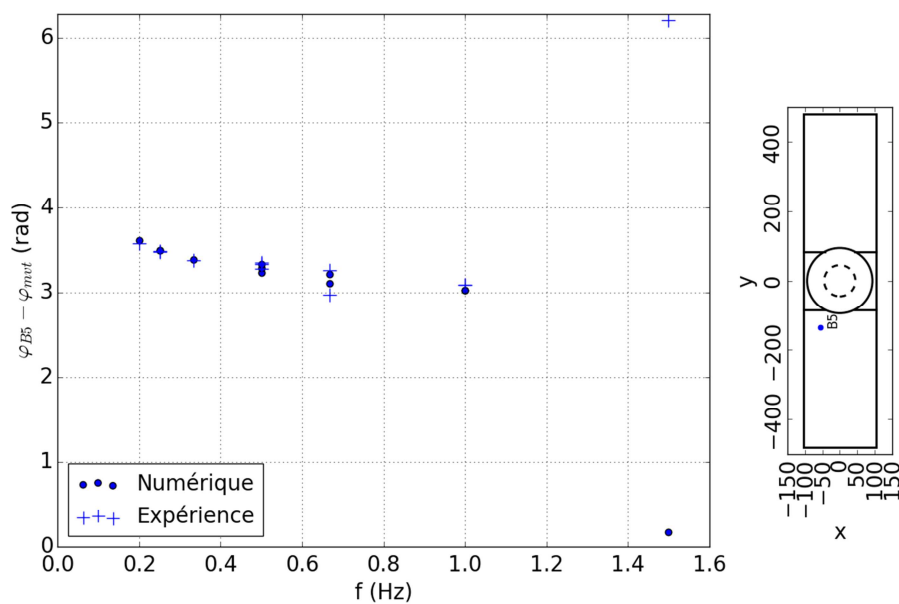


Figure 4.72 : Phase de la fonction de transfert entre la hauteur d'eau à la sonde B5 (côté intérieur du ballast, près du bassin central) et le mouvement de rotation autour de l'axe x pour différentes fréquences et amplitude du mouvement. Comparaison entre les données expérimentales et les données numériques.

Les mesures de hauteur d'eau de la sonde A6 sont plutôt en phase avec le mouvement (figure 4.70) et légèrement en retard par rapport à ce dernier. Seule la fonction de transfert à une fréquence supérieure à la fréquence de résonance présente une phase en opposition. Au contraire, l'élévation fournie par la sonde B5 est en opposition de phase avec les mouvements imposés pour les mouvements inférieurs à sa fréquence de résonance et en phase pour les mouvements plus rapides (figure 4.72). Pour les mouvements les plus lents, la hauteur d'eau est légèrement en avance par rapport à l'opposition de phase. En effet, pour ces mouvements une quantité d'eau relativement importante a le temps de passer par les clapets, qui sont situés près de la sonde B5. Pour des fréquences supérieures à 0.4Hz, les clapets s'ouvrent et se ferment relativement rapidement. Ils ne

Chapitre 4 : L'écoulement dynamique instationnaire

permettent donc le passage que d'une faible quantité d'eau et se comportent presque comme des murs.

4.5. Synthèse

L'écoulement à l'intérieur du système houlomoteur est donc étudié expérimentalement et numériquement. Une maquette placée sur un Hexapode permet de mieux comprendre le fonctionnement de ce système sous diverses sollicitations et pour plusieurs niveaux d'eau.

Une modélisation numérique de cet écoulement est réalisée. Certains phénomènes sont représentés simplement (modélisation simplifiée des clapets, écoulement laminaire). Les comparaisons entre les données numériques et expérimentales montrent un relativement bon accord en général. Les différences les plus importantes sont observées pour les fréquences les plus élevées.

Les masses ajoutées et amortissement des cuves, nécessaires à un calcul de tenue à la mer du flotteur couplé avec le mouvement de l'eau à l'intérieur des cuves peuvent être estimées avec le modèle numérique utilisé.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

5.1. La turbine dans un récipient fixe

Dans ce paragraphe, le montage expérimental présenté au chapitre 3 est utilisé pour réaliser une étude préliminaire sur l'écoulement autour d'une turbine dans un tourbillon de vidange. À part l'ajout de la turbine et l'absence de certaines sondes acoustiques (comme cela est décrit au prochain paragraphe) les autres conditions expérimentales sont identiques à celles qui sont décrites dans le chapitre 3.

5.1.1. Présentation du montage expérimental

Lors de la première campagne expérimentale, l'énergie du tourbillon est captée en plaçant une turbine en son centre (configuration 6 et 7 du tableau 3.3 du paragraphe 3.1.3.1). L'axe de la turbine est accouplé avec celui d'un ensemble constitué d'un multiplicateur et d'une génératrice. La figure 5.1 présente la turbine utilisée ainsi que le montage de l'ensemble génératrice, multiplicateur, turbine et support. La figure 5.2 montre le montage de la turbine sur la maquette MT01. Le rotor utilisé est constitué de 16 pales droites (sans variation de l'angle des pales sur la verticale) de diamètre extérieur 253 mm et de diamètre intérieur 109 mm. Le bas des pales est situé à 411 mm sous le support en aluminium auquel elles sont fixées. Ce dernier est placé à 75 mm sous le support en plexiglass lié à la maquette. Cette turbine est très proche de celle utilisée par Zoetlötterer [Zoetlötterer, 2015] pour extraire l'énergie des rivières à l'aide d'un tourbillon de vidange (cf paragraphe 2.3.6).

Le montage mécanique de la turbine ne permet pas une rotation parfaite du rotor autour de l'axe de la génératrice. Ces défauts se traduisent par des mouvements parasites de la turbine (mouvements de précession de l'axe de la turbine). Ceux-ci se manifestent par des mouvements de l'ordre de 1 cm en bas des pales.

Lorsque la turbine est installée, les sondes acoustiques utilisées pour mesurer la hauteur d'eau dans le bassin d'étude doivent être enlevées pour des problèmes d'encombrement. Dans ce cas seule la hauteur d'eau dans le canal d'amenée est mesurée (sondes C169, C178 et C179).

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

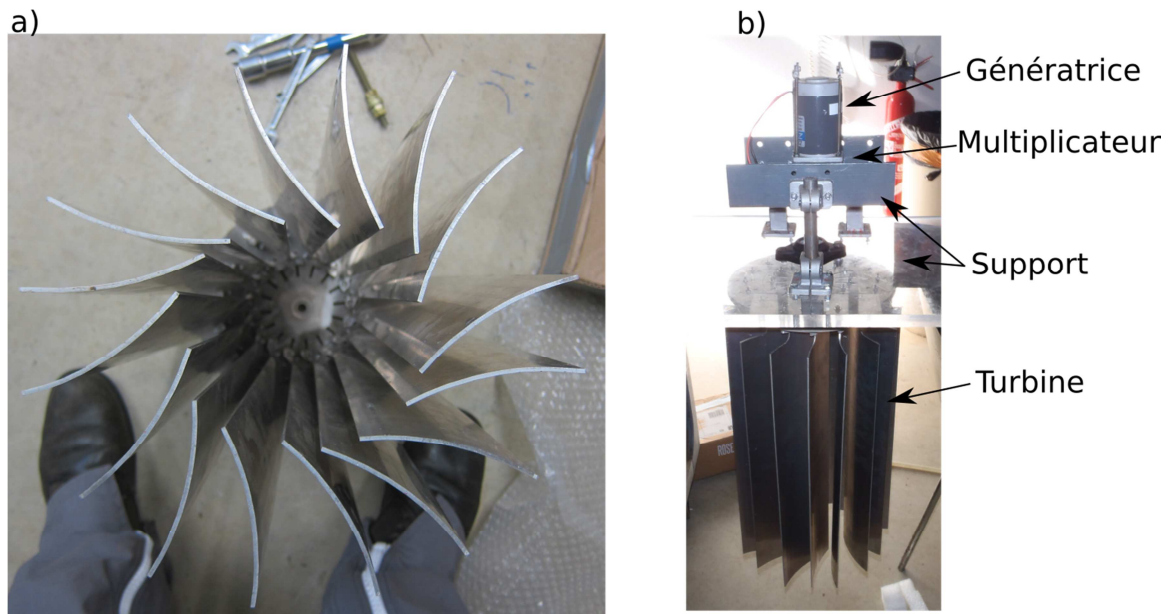


Figure 5.1 : Photos de la turbine utilisée lors de la première campagne expérimentale. A) photo de la turbine vue de dessous, b) photo de la turbine fixée sur son montage, le support en plexiglass est ensuite fixé sur le haut du bassin d'étude de la maquette MT01.

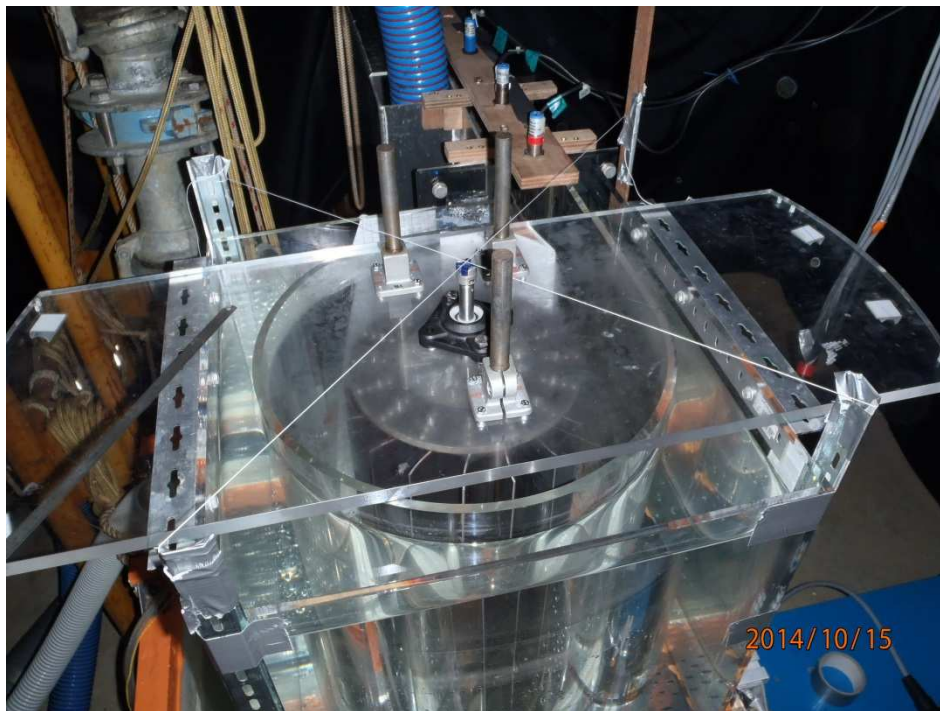


Figure 5.2 : Photo de la turbine en position sur la maquette MT01 sans l'ensemble multiplicateur + génératrice

5.1.1.1. Évaluation des puissances électriques

Le freinage de la génératrice et la dissipation de l'énergie produite est réalisée de 2 façons :

- avec une résistance électrique comme ce qui est présenté au chapitre 4 pour la campagne expérimentale en dynamique (voir paragraphe 4.1.2.4) ;
- en plaçant une source de tension opposée à la génératrice de la turbine.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

En effet, la première solution ne permet pas de freiner suffisamment la turbine pour pouvoir repérer le point de puissance extraite maximale. La résistance interne de la génératrice ne permet pas de diminuer suffisamment la résistance de décharge même en mettant la génératrice en court-circuit.

La figure 5.3 présente le schéma électrique équivalent du circuit réalisé en présence de cette source de tension. Par rapport au cas avec une résistance de décharge, la tension électrique U mesurée est toujours la tension aux bornes de la génératrice mais la valeur mesurée est de signe contraire.

En présence d'une source de tensions la vitesse de rotation de l'axe de la turbine Ω_t est toujours proportionnelle à la force électromotrice e de la génératrice de la turbine, on a donc :

$$e = k_G \Omega_t \quad (5.1)$$

où le coefficient de proportionnalité k_G vaut 0.31979 V·s/rad pour la génératrice utilisée lors de la première campagne expérimentale. Ce coefficient est évalué en utilisant la génératrice avec une résistance de décharge. Le même coefficient est utilisé en présence d'une source de tension, ce qui peut être source d'erreurs. En présence d'un générateur, la force électromotrice est déterminée à partir de la mesure de la tension et de l'intensité i par l'expression suivante :

$$e = U + r_i i \quad (5.2)$$

Où i est l'intensité électrique dans le circuit et r_i est la résistance interne de la génératrice. Cette dernière vaut 1.2 Ω pour la génératrice utilisée pour cette campagne expérimentale. On remarque que, lorsqu'une source de tension est utilisée, l'intensité doit impérativement être mesurée car elle ne peut plus être déterminée à partir de la tension par la loi d'Ohm.

Le coefficient k_G est aussi le coefficient de proportionnalité entre le couple sur l'axe de la turbine C_t et l'intensité électrique. On a donc :

$$i = \frac{1}{k_g} C_t \quad (5.3)$$

En négligeant les pertes dans le multiplicateur et les pertes dans la génératrice autres que par effet Joule, la puissance mécanique P_m sur l'axe de la turbine peut être évaluée à partir des grandeurs électriques de la façon suivante :

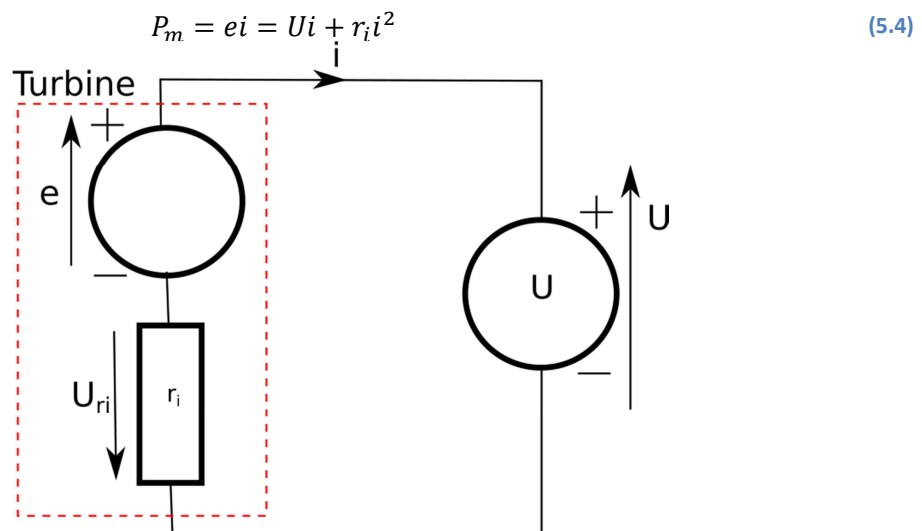


Figure 5.3 : Schéma électrique en présence d'un générateur électrique.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

L'évaluation des puissances et vitesses de rotation par cette méthode a montré des incertitudes importantes lors de cette campagne expérimentale, en particulier dans le cas où une source de tension est utilisée. Ainsi, les vitesses de rotation estimées par cette méthode sont de l'ordre de deux fois plus faibles que les vitesses de rotation estimées à partir des vidéos ou des mesures de vitesses par LDV. Les vitesses de rotation estimées par cette méthode ne sont donc pas utilisées. Ces problèmes ont entraîné l'étude plus approfondie des génératrices électriques utilisées lors de la seconde campagne expérimentale sur l'Hexapode (annexe 8.2.8).

Les vitesses de rotation sont estimées à partir des mouvements de précession observés sur les vidéos réalisés lors des essais. Les valeurs obtenues pour les deux configurations étudiées sont présentées au paragraphe 5.1.2. L'incertitude sur ces mesures est estimée à environ 10 tr/min.

5.1.1.2. Mesures de vitesses

Des mesures de vitesse par LDV sont réalisées en présence de la turbine. Le principe de cette mesure est présenté au paragraphe 3.1.2.2 et le protocole expérimental associé est aussi identique à ce qui est présenté au paragraphe 3.1.3.

Les plans décrits sont identiques à ceux présentés au paragraphe 3.1.2.2 et les mêmes problèmes sont observés dans les plans où $y = \text{constante}$ (vitesses suivant x non réalistes).

Les vitesses tangentielles sont évaluées pour des rayons supérieurs et inférieurs au rayon de la turbine. Pour des rayons inférieurs au rayon de la turbine, les vitesses radiales ne peuvent être évaluées car les pales bloquent le passage des faisceaux lasers permettant la mesure de cette composante. Pour les faibles rayons, la composante verticale est évaluée uniquement dans les plans définis par $y = \text{constante}$ (l'axe du FlowExplorer 2D est perpendiculaire à la composante tangentielle). Dans les plans définis par $x = \text{constante}$, les pales empêchent le passage des rayons laser nécessaires à la mesure de la composante axiale.

Les vitesses tangentielles mesurées permettent de retrouver l'ordre de grandeur des vitesses de rotation évaluées à partir des vidéos des essais.

5.1.2. Configurations étudiées

La présence de la turbine est étudiée pour un diamètre du diaphragme ($d = 130 \text{ mm}$) et deux configurations de débit différentes (MP3 et MP8). Les tableaux 5.1 et 5.2 récapitulent les paramètres de ces deux configurations. Les définitions des différentes grandeurs sont présentées au paragraphe 2.3.4. La puissance disponible (P_{dispo}) est évaluée avec l'équation (2.51) du paragraphe 2.3.2 en considérant que les pertes de charge dans l'installation sont nulles.

Tableau 5.1 : Tableau récapitulatif des conditions des deux configurations étudiées avec la turbine.

Configuration	d (mm)	Pompe	Turbine	h_0 (cm)	Q (l/s)	P_{dispo} (W)
6	130	MP3	Avec	23	10.9	26.1
7	130	MP8	Avec	30.2	14.1	43.3

Tableau 5.2 : Vitesse de rotation, puissance mécanique et coefficient de Rateau pour les deux configurations étudiées.

Configuration	Ω (tr/min)	P_{meca} (W)	η (%)	μ_p	δ	λ
6	78.9	5.5	21	16.8	1.9	7.1
7	107.1	8.9	20	9.0	1.5	3.0

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

5.1.3. Comparaison avec le cas sans turbine

La comparaison entre les cas avec et sans turbine montre que la présence de la turbine testée influence fortement l'écoulement. Ainsi, la figure 5.4 montre le niveau d'eau mesuré dans le canal d'amenée avec et sans turbine pour des débits similaires. On constate qu'en présence de la turbine le niveau d'eau est fortement diminué (environ 7 cm soit 20% pour les points les plus proches du bassin d'étude). En effet, les pales de la turbine dévient l'écoulement tournant vers le centre du bassin. La turbine a donc tendance à faire disparaître le tourbillon de vidange. Par conséquent, la taille du cœur d'air diminue. Pour une même hauteur d'eau, le débit de sortie est donc plus important en présence de la turbine. Cette remarque est mise en évidence à la figure 5.5, qui correspond à la figure 3.22 (qui présente la hauteur d'eau normalisée en fonction du nombre de Froude ou coefficient de décharge), sur laquelle les deux uniques points correspondant aux deux configurations 6 et 7 sont positionnés. Ainsi, pour un débit donné le tourbillon de vidange supercritique tend à se rapprocher d'un tourbillon sub-critique.

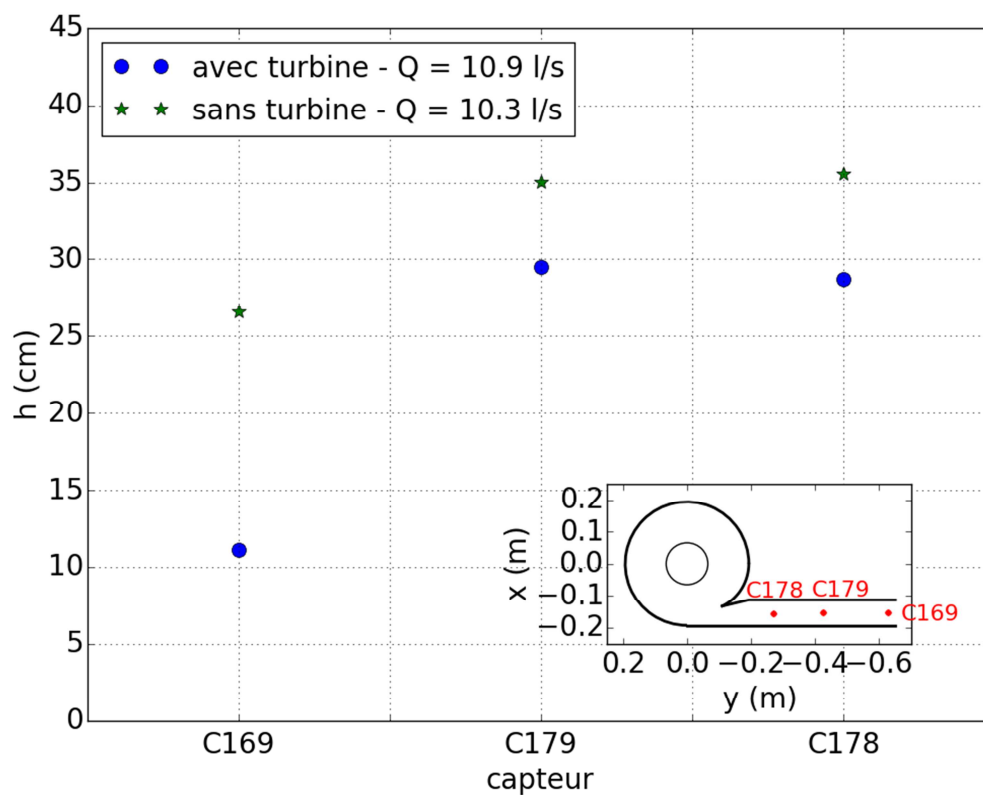


Figure 5.4 : hauteurs d'eau mesurées dans le canal d'amenée avec et sans turbine pour des débits similaires (10.9 l/s pour le cas avec turbine et 10.3 l/s pour le cas sans).

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

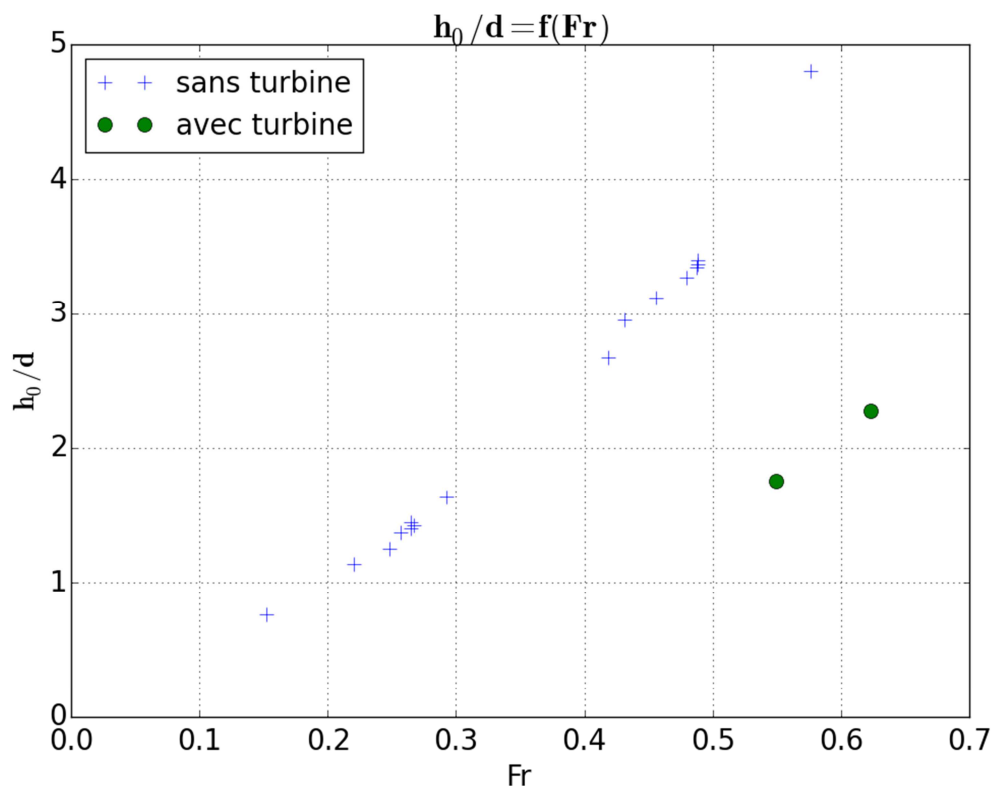


Figure 5.5 : Hauteur d'eau normalisée en fonction du nombre de Froude ou coefficient de décharge pour les configurations avec et sans la turbine.

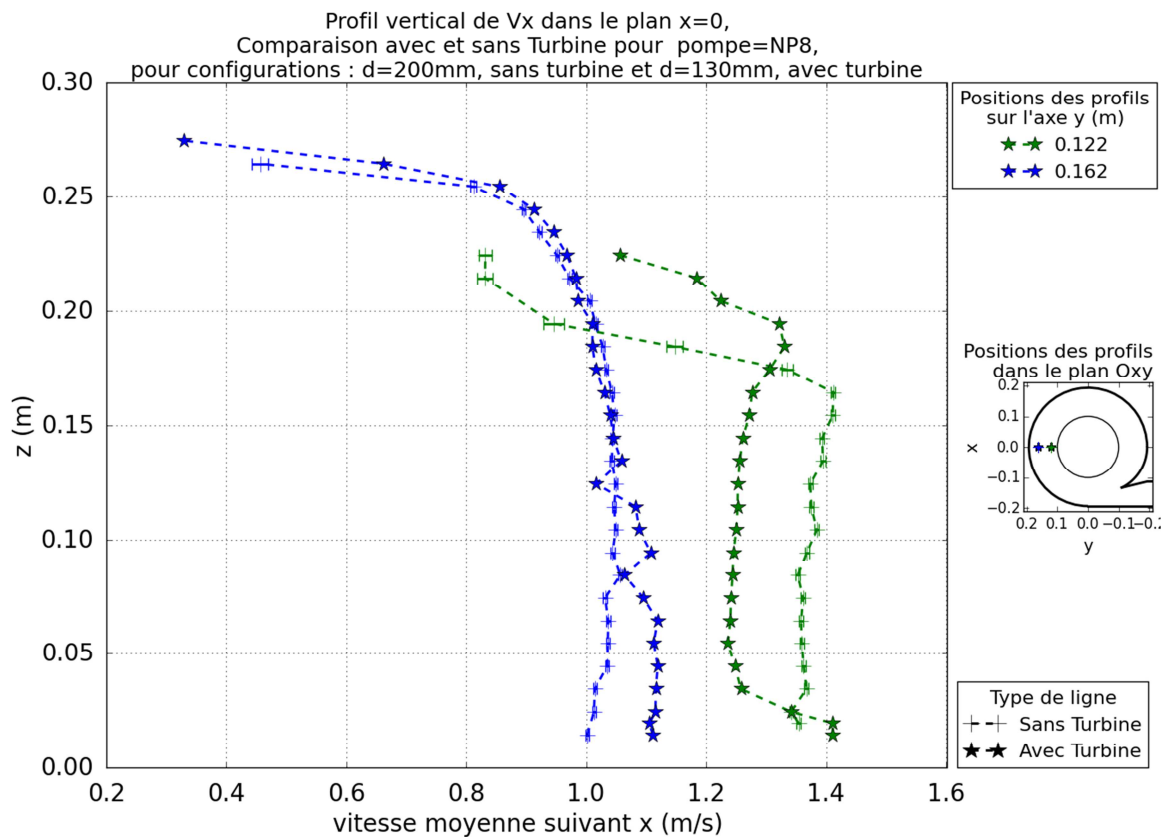


Figure 5.6 : Profils verticaux de vitesse tangentielle, comparaison entre les vitesses mesurées pour les cas avec (marqueur en étoile) et sans (marqueur « + ») turbine. Le cas sans turbine correspond à un débit de 14.0 l/s, une hauteur d'eau au niveau de la sonde C178 de 27.7 cm et un diamètre du diaphragme de 200 mm. Le cas avec turbine correspond à un débit de 14.1 l/s, une hauteur d'eau au niveau de la sonde C178 de 28.7 cm et un diamètre du diaphragme de 130 mm.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

La figure 5.6 présente la comparaison de profils de vitesse pour un cas avec turbine et un cas sans turbine pour des débits similaires. Dans les deux cas, les hauteurs d'eau et débit sont similaires mais le diamètre du diaphragme est de 200 mm lorsqu'il n'y a pas de turbine et 130 mm dans le cas où la turbine est présente. On remarque que pour les mêmes conditions d'entrée (débit et hauteur d'eau) les profils de vitesses sont identiques pour des positions correspondant à un rayon suffisamment grand (supérieur au rayon de la turbine qui vaut 0.127m). Pour des rayons inférieurs au rayon de la turbine, les profils sont différents. En effet, pour ces positions radiales, en présence de turbine, la vitesse tangentielle est régie par la rotation solide du rotor qui, dans les cas observés, est inférieure à la vitesse de rotation du vortex libre. En l'absence de la turbine, pour des rayons supérieurs au rayon de vitesse maximale, la vitesse est régie par un tourbillon libre (zone externe du modèle de Rankine, voir paragraphe 2.2.2.1). L'ajout de la turbine dans l'écoulement a un effet similaire à celui d'un diaphragme de diamètre supérieur.

5.2. La turbine dans le modèle numérique statique

Pour représenter numériquement la turbine, plusieurs méthodes ont été explorées sans qu'aucune n'ait donné pleinement satisfaction à l'heure actuelle. Des essais ont été réalisés en insérant dans l'écoulement une perte de charge appliquée sur une surface cylindrique, mais ces essais n'ont pas donné de résultats convaincants.

La méthode utilisée ici pour représenter l'écoulement autour de la turbine est la méthode MFR décrite au paragraphe 2.3.5. Ainsi les pales sont dessinées, maillées et intégrées dans le modèle. Les pales et la zone de l'écoulement qui leur est proche sont placées dans une zone où l'équation (2.63) du paragraphe 2.3.5 est résolue. Le reste du bassin d'étude est placé dans une zone où les équations utilisées précédemment sans turbine sont résolues. À l'interface entre la zone tournante et la zone fixe, la méthode du rotor fixe est utilisée (paragraphe 2.3.5).

5.2.1. Présentation du modèle numérique

5.2.1.1. Maillage

La géométrie du domaine maillé est représentée en perspective sur la figure 5.7. Elle correspond à celle de la maquette MT01 dans laquelle sont placées les pales de la turbine. Afin de réduire le temps de calcul, la hauteur du maillage est limitée à 30 cm (c'est-à-dire 7.4 cm au-dessus du niveau d'eau de l'injection). On peut observer le maillage régulier qui est réalisé sur la verticale.

La figure 5.8 présente une vue de haut d'une coupe du maillage, on peut y observer les cellules plus fines près des parois extérieures du domaine. Une focalisation sur les pales est présentée à la figure 5.9, sur laquelle on observe le maillage plus fin près des pales et les mailles plus fines lorsqu'on se rapproche du centre du bassin d'étude.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

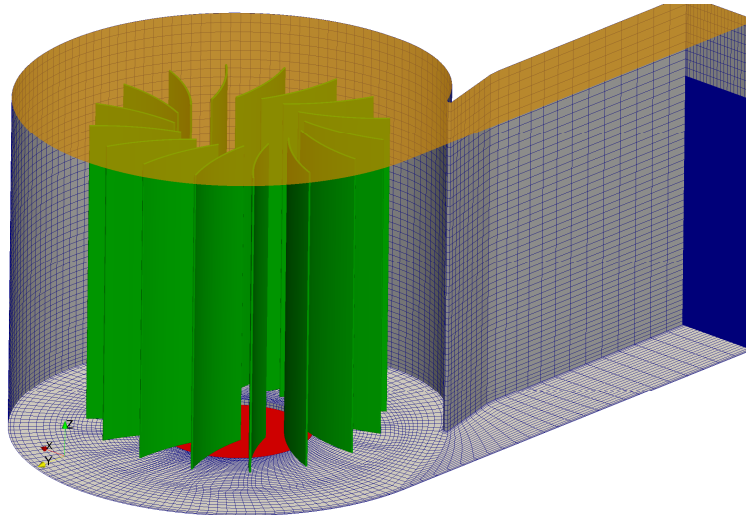


Figure 5.7 : Géométrie du domaine considéré. Le diaphragme est en rouge, l'injection en bleu, la turbine est en vert, et l'atmosphère est en orange transparent.

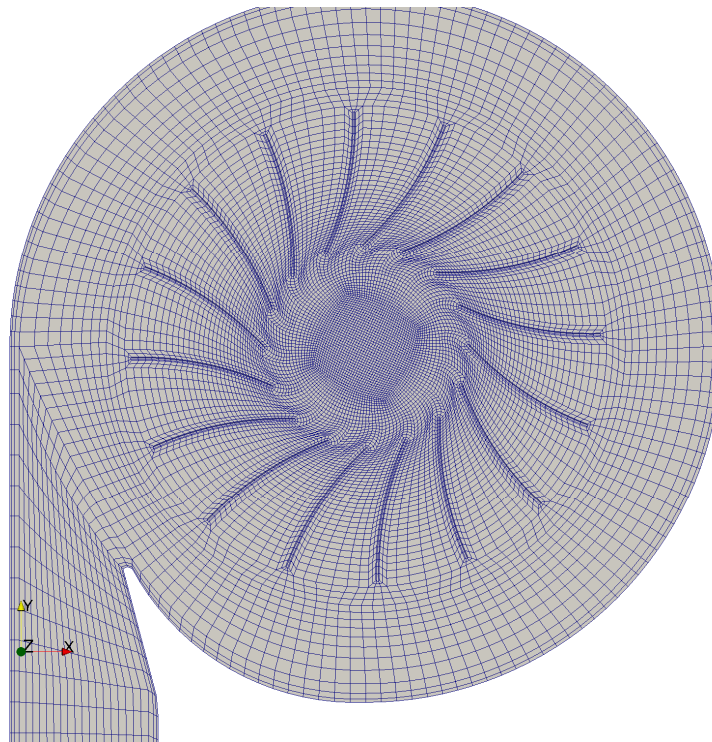


Figure 5.8 : Vue de haut d'une coupe horizontale du maillage utilisé

Ce maillage est constitué de 608916 mailles, et le y^+ moyen sur les parois immergées vaut 55 à la fin du calcul. Ce maillage est relativement proche du maillage intermédiaire de la maquette MT01 sans turbine (paragraphe 3.2.1.1), qui a été jugé suffisamment raffiné. Cependant, il n'est pas évident que cette taille de maille soit suffisamment faible pour rendre compte correctement de l'écoulement en présence de la turbine. La convergence du maillage de la turbine n'est pas accomplie par manque de temps. Les résultats présentés peuvent donc être entachés d'erreurs importantes à cause d'un maillage trop grossier.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

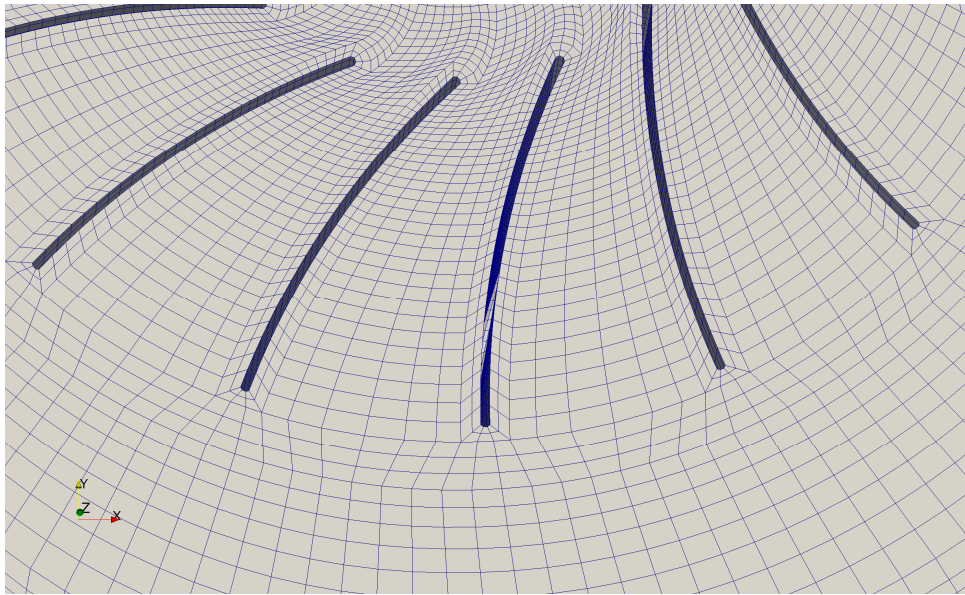


Figure 5.9 : Vue de haut d'une coupe horizontale du maillage, focalisation sur les pales

5.2.1.2. Conditions aux limites

Les conditions aux limites utilisées sont les mêmes que celles utilisées dans le modèle de la maquette MT01 (voir paragraphe 3.2.1.4). Leur position peut être observée sur la figure 5.7 (injection en bleu, diaphragme en rouge et atmosphère en orange). Les parois ajoutées spécifiquement pour représenter les pales de la turbine sont considérées comme des murs. Ces dernières sont placées dans une zone tournante (représentée à figure 5.10). La vitesse de la zone tournante est imposée progressivement (3 s pour atteindre la vitesse stationnaire). La configuration modélisée ici est la configuration 6, le débit est donc fixé à 10.05 l/s, la vitesse de rotation est 8.4 rad/s et la hauteur d'eau à l'injection est de 22.6 cm.

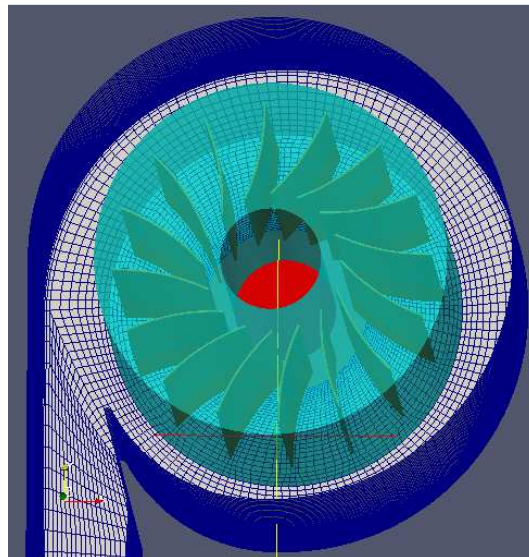


Figure 5.10 : Vue plongeante sur le bassin d'étude. La zone représentée en bleu clair est la zone définie comme étant tournante.

5.2.1.3. Méthodes numériques

Les schémas numériques utilisés ici sont identiques à ceux utilisés lors de la modélisation de la maquette MT01 (paragraphe 3.2.1.3). Par contre pour gagner en temps de calcul, le couplage vitesse

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

pression utilisé est le couplage PIMPLE (décrit au paragraphe 2.4.1.4) avec un nombre de Courant maximal admissible de 1.

Le modèle de turbulence $k-\omega$ SST est utilisé pour représenter les phénomènes turbulents.

5.2.2. Comparaison entre modèle numérique et expériences

5.2.2.1. Comparaison qualitative

La figure 5.11 compare l'écoulement obtenu par le calcul et celui observé expérimentalement. On constate que le niveau d'eau dans le canal d'amenée obtenu par le calcul est plus élevé que celui obtenu expérimentalement. Dans le bassin d'étude les niveaux d'eau observés sur la photographie réalisée lors des expériences sont assez différents de ceux observés sur l'image provenant du modèle numérique. Les niveaux sur la paroi extérieure du bassin sont significativement plus élevés dans le modèle numérique que sur la photo des expériences. Au contraire, les hauteurs d'eau au niveau des pales sont plus élevées sur la photo que dans le calcul.

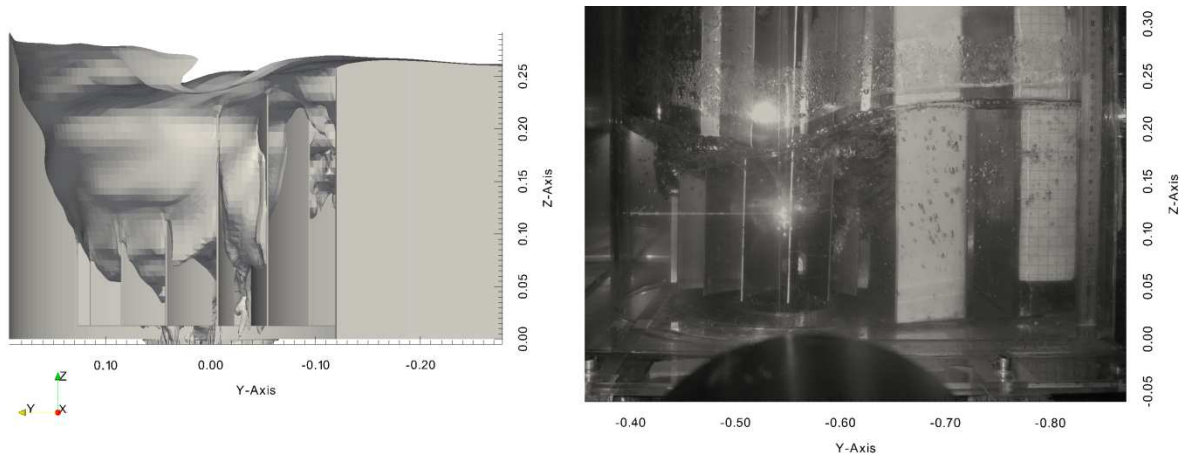


Figure 5.11 : Comparaison qualitative entre une image présentant la surface libre issue du résultat du modèle numérique (à gauche) et une photographie obtenue lors des expériences (à droite). Cas de la configuration 6 (diaphragme de 130 mm, la pompe MP3 et la turbine).

5.2.2.2. Comparaison des hauteurs d'eau

La comparaison entre la hauteur d'eau moyenne pour la configuration 6 et la hauteur d'eau moyennée sur 5 s issue du modèle numérique est réalisée. Comme les sondes acoustiques présentes dans le bassin d'étude ont été retirées pour pouvoir installer la turbine, seule la sonde C178 peut être comparée avec le modèle numérique. Le niveau d'eau estimé avec cette sonde est de $21.3 \text{ cm} \pm 3.6 \text{ cm}$. Au même endroit, le modèle numérique estime une hauteur de 26.2 cm. On constate que le modèle surestime significativement le niveau d'eau (écart de 23%). La hauteur d'eau dans le canal d'amenée varie de quelques centimètres lors des expériences même après stabilisation du niveau d'eau.

5.2.2.3. Comparaison des vitesses

La figure 5.12 présente la comparaison entre des profils de vitesses tangentielles mesurées et calculées avec le modèle numérique réalisé avec OpenFOAM. Cette figure montre que les vitesses sont largement surestimées par le modèle numérique. L'écart entre les données expérimentales et le calcul numérique est de l'ordre de 45%. Les profils de vitesse montrent aussi que le niveau d'eau est sous-évalué par le modèle numérique pour les points les plus proches du centre de la géométrie

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

alors qu'il est légèrement surévalué pour le rayon le plus grand. Les profils les plus proches du centre du vortex ont une hauteur de l'ordre de 20% plus faible que les profils provenant des mesures par LDV.

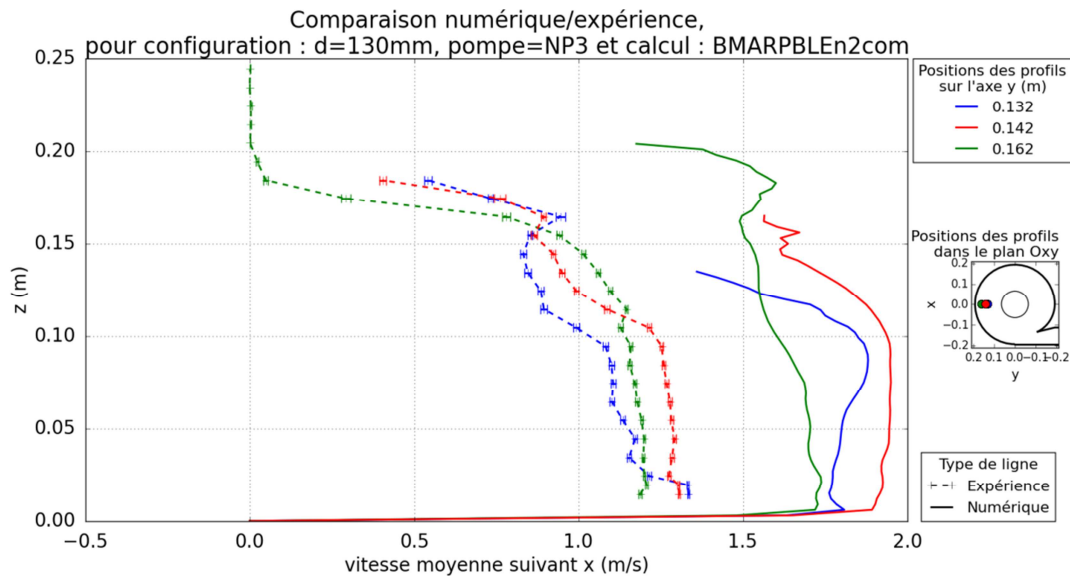


Figure 5.12 : Partie immergée de profils verticaux de vitesse tangentielle dans le plan $x=0$. Comparaison entre les données expérimentales moyennes mesurées pour la configuration 6 (diaphragme de 130 mm, la pompe MP3 et la turbine) et le modèle numérique réalisé. Les données numériques sont moyennées sur les cinq dernières secondes du calcul.

5.2.3. Synthèse

Un modèle numérique du tourbillon de vidange en présence de la turbine est réalisé. Ce modèle présente des écarts relativement importants avec les données expérimentales (20% à 40% d'écart entre les mesures et les résultats du calcul) mais permet tout de même de rendre compte grossièrement du phénomène physique modélisé. Ce modèle devra donc être amélioré, soit en modifiant les caractéristiques du calcul (raffinement du maillage, utilisation de schémas numériques d'ordre supérieur) soit en utilisant une autre méthode pour modéliser le phénomène. Par exemple, une modélisation complètement instationnaire pourrait être réalisée en prenant pour point de départ le résultat de la modélisation avec la méthode MRF. Une autre piste serait l'utilisation de la méthode de l'équilibrage harmonique (voir paragraphe 2.3.5).

Une partie des écarts peut aussi provenir du montage expérimental. En particulier, les mouvements de précession de la turbine qui sont observés ne sont pas reproduits numériquement. De même, la déviation standard des vitesses de rotation, évaluées à partir de la tension électrique aux bornes de la génératrice, est d'environ 5% de la vitesse de rotation moyenne, alors qu'elle est constante dans le modèle MRF.

5.3. La turbine en dynamique

Dans ce paragraphe, le comportement de la turbine dans le système houlomoteur est étudié expérimentalement. Les conditions expérimentales sont donc celles présentées au chapitre 4. Dans ce paragraphe, on se focalise sur l'influence de la turbine sur le reste de l'écoulement, puis des courbes de puissances sont présentées ainsi que des évolutions de la puissance en fonction des mouvements imposés.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

5.3.1. Description de la turbine

Lors de la seconde campagne expérimentale concernant le test de la maquette du système houlomoteur sur l'Hexapode (voir chapitre 4), la turbine utilisée est similaire à la turbine testée lors de la première campagne expérimentale (voir figure 5.13). Celle-ci est cependant beaucoup plus petite : diamètre extérieur de 149 mm et hauteur des pales de 91 mm. Elle est positionnée au centre du bassin central. Le bas des pales se situe à environ 5 mm au-dessus du diaphragme.

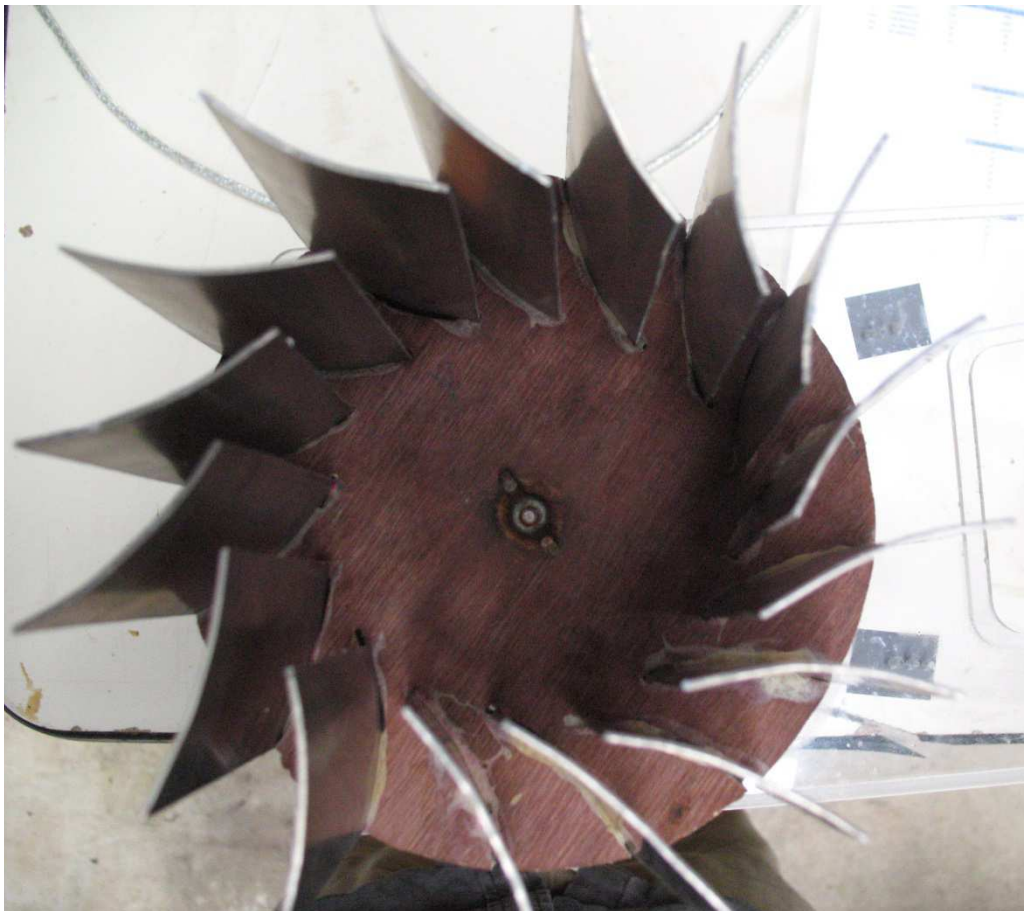


Figure 5.13 : Photo vue de dessous de la turbine utilisée durant la seconde campagne expérimentale

5.3.2. Influence de la turbine sur le reste de l'écoulement

On cherche à déterminer l'influence de la présence de la turbine sur l'écoulement général dans le système houlomoteur. Les hauteurs d'eau dans les ballasts et les efforts sur la maquette mesurés lors de la campagne expérimentale sont comparés pour des cas avec la turbine et des cas sans la turbine. La figure 5.14 montre que pour des mouvements identiques la variation de hauteur d'eau au niveau de la sonde B6 est peu influencée par la présence de la turbine. La figure 5.15 apporte une vue plus globale de cette comparaison en montrant les modules des premières harmoniques de presque toutes les grandeurs mesurées pour un essai. On constate qu'en ce qui concerne les hauteurs d'eau l'écart relatif entre le cas avec et le cas sans turbine est inférieur à 5% pour la majorité des sondes. Pour les sondes mesurant de faibles amplitudes, cet écart est plus élevé (inférieur à 20%), car il est amplifié par la faiblesse de la première harmonique. La sonde A7 présente

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

un comportement différent des autres sondes avec un écart de 11%. Ce comportement n'est pas expliqué et d'autant plus étrange que la sonde est éloignée du bassin central.

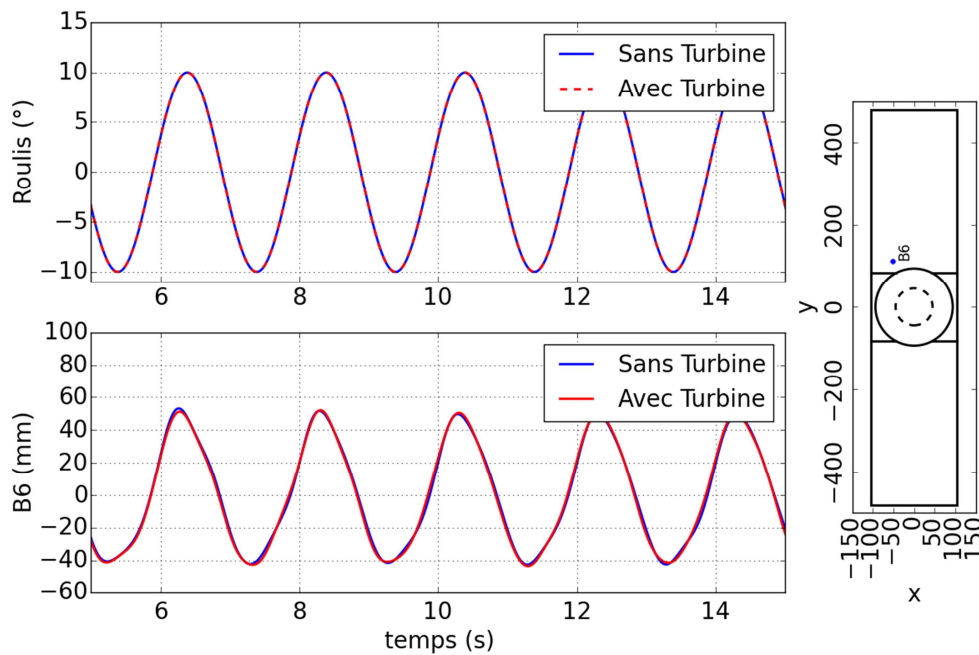


Figure 5.14 : Évolution temporelle du roulis et de la variation temporelle de la hauteur d'eau au niveau de la sonde B6 pour un essai en présence de la turbine (essai n°146) et un essai sans turbine (essai n°362)

La figure 5.16 présente l'amplitude de la première harmonique de la sonde B6 en fonction de l'EGA (voir l'équation (4.11) du paragraphe 4.2.1.1) pour 92 essais. On constate que l'écart entre les cas avec la turbine et sans la turbine est limité pour tous les mouvements testés (écart inférieur à 5%). Seul un cas - correspondant à une amplitude de 2.5° , une fréquence de 2 Hz et un bras de levier d'environ 0.265 m – présente un écart qui s'élève à 14%.

Toutes ces données montrent que, dans les conditions des expériences, l'influence de la turbine sur le reste de l'écoulement est très limitée. Ce comportement contraste avec l'influence forte de la turbine sur l'écoulement qui a été observé sur la maquette MT01 pour des cas avec même diamètre du diaphragme et même débit (paragraphe 5.1.3).

On pense que cette différence de comportement est liée à la formation d'un tourbillon sub-critique dans le système houlomoteur (voir paragraphe 4.1.2.5), alors qu'un tourbillon supercritique est observé dans la maquette MT01 (chapitre 3) et que ce dernier a tendance à changer de régime sous l'effet de la turbine (voir paragraphe 5.1.3).

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

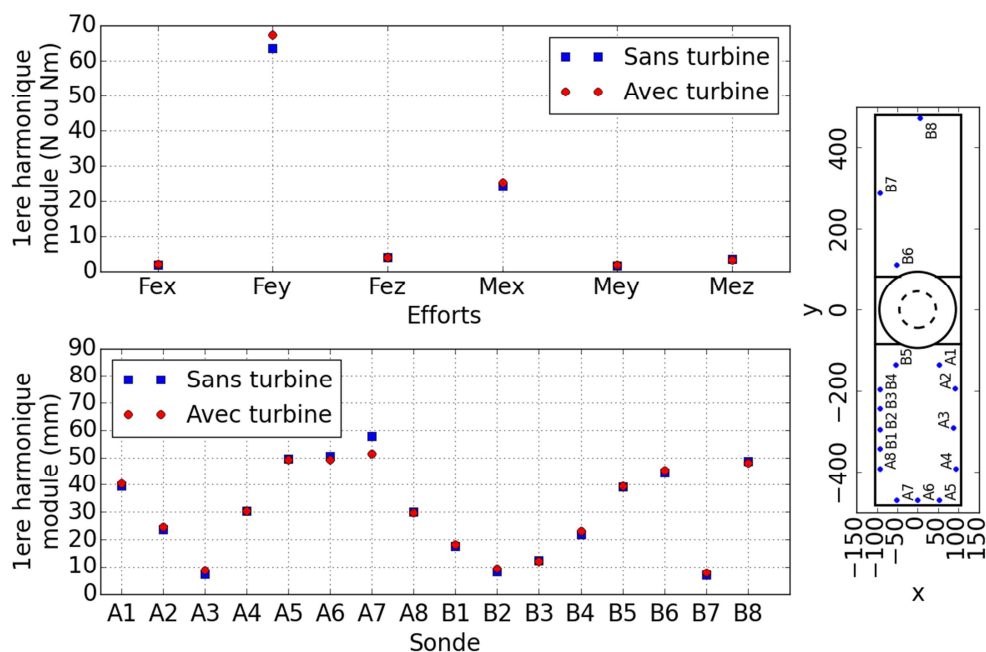


Figure 5.15 : Module de la première harmonique pour toutes les sondes et les six composantes d'efforts pour un essai en présence de la turbine (essai n°146) et un essai sans turbine (essai n°362)

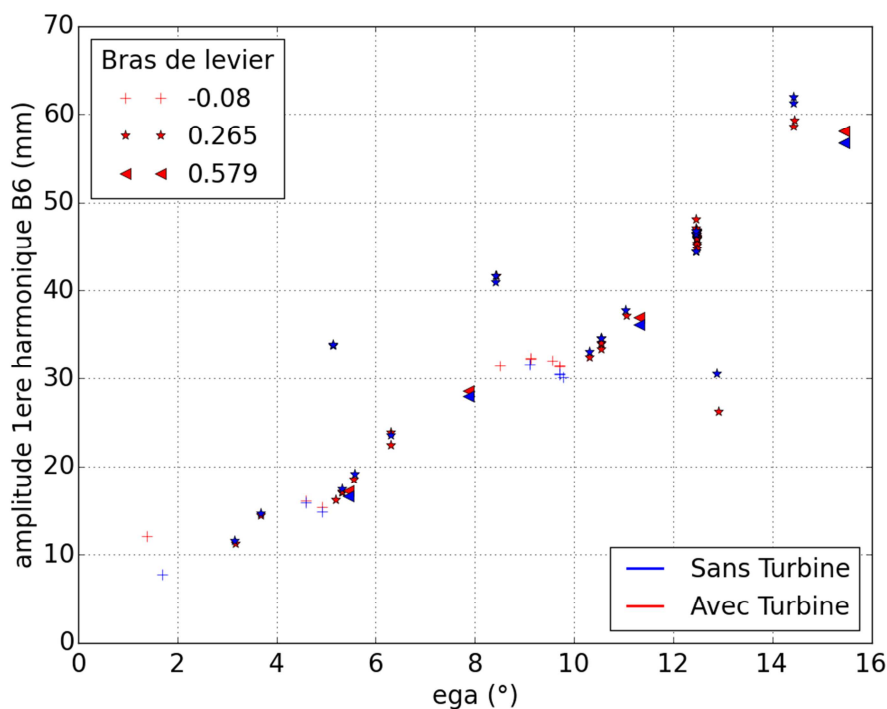


Figure 5.16 : Amplitude de la première harmonique de la sonde B6 en fonction de l'EGA pour des essais réguliers, avec et sans turbine.

5.3.3. Courbe de puissance

La figure 5.17 présente une courbe de puissance pour un mouvement régulier de roulis de 10° d'amplitude et 5 s de période. Cette courbe est obtenue en réalisant plusieurs essais ayant comme seul paramètre d'entrée variable la résistance de décharge.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

Comme la maquette est symétrique par rapport au plan Oxz , la turbine répond de façon quasi identique que la maquette penche vers la gauche ou vers la droite. La première harmonique de la puissance est donc très faible par rapport à la seconde harmonique. C'est pourquoi, la figure 5.17 présente la seconde harmonique et non la première.

On constate qu'il existe, comme attendu, un maximum de la puissance à la fois pour la moyenne mais aussi pour l'amplitude de la seconde harmonique qui correspond aux deux passages du flux à travers les pales de la turbine au cours d'une période d'oscillation du système houlomoteur. Les maximums de ces deux courbes n'ont pas lieu pour des vitesses de rotation identiques (autour de 75 tr/min pour la puissance moyenne et autour de 45 tr/min pour la seconde harmonique). Dans une optique de recherche de la puissance maximale extraite, il faudra tenir compte de la position et de la valeur de la seconde harmonique de la puissance en plus de celles de la puissance moyenne. On pourra notamment : chercher à maximiser cette harmonique pour récupérer le maximum d'énergie où la minimiser afin de lisser le courant électrique fourni.

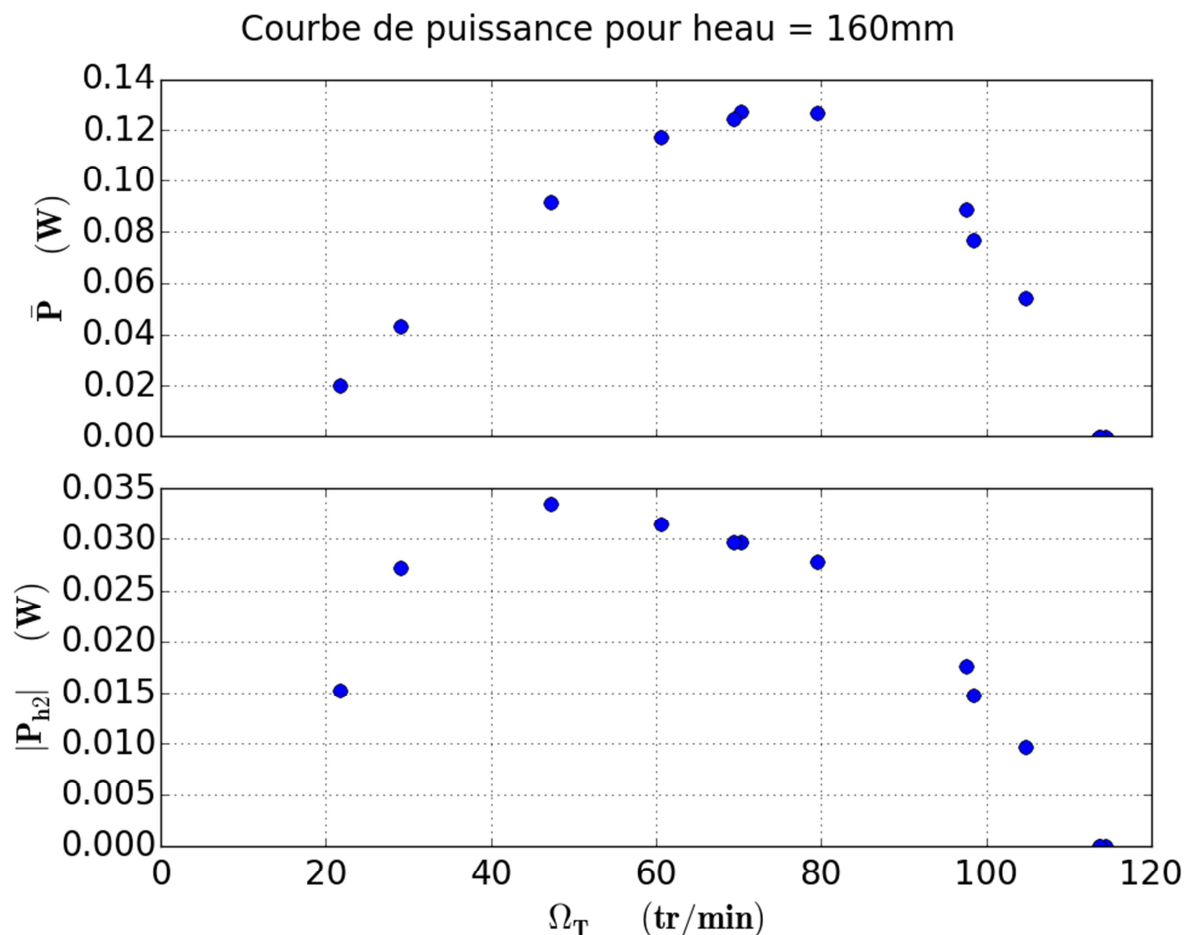


Figure 5.17 : Puissance électrique moyenne (en haut) et module de la seconde harmonique de la puissance (en bas) en fonction de la vitesse de rotation pour un mouvement de roulis régulier d'amplitude 10° et de période 2 s. Les points sont obtenus pour plusieurs valeurs de la résistance de décharge allant de $1\ \Omega$ à $500\ \Omega$ (+ une valeur à $1\ M\Omega$). Cas de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

5.3.4. Comportement de la puissance récupérée

Les figures 5.18 et 5.19 montrent que, comme les hauteurs d'eau et les efforts, la puissance dépend fortement de l'EGA. Il semble même qu'il y ait une relation affine avec ce dernier pour une fréquence du mouvement donnée. Cette dépendance par rapport à la fréquence est plus marquée pour le niveau d'eau le plus faible (voir figure 5.19), et se traduit notamment par un seuil de démarrage plus faible pour les fréquences les plus élevées comme on le verra ultérieurement. Par analogie avec une turbine hydraulique classique, on considère que la puissance est proportionnelle à la différence de hauteur d'eau en amont et en aval du bassin central (différence entre les hauteurs d'eau des sondes B5 et B6 par exemple). La dépendance de la puissance à l'EGA est alors logique étant donnée la relation entre l'EGA et l'amplitude des hauteurs d'eau qui est montrée au paragraphe 4.2.1.1.

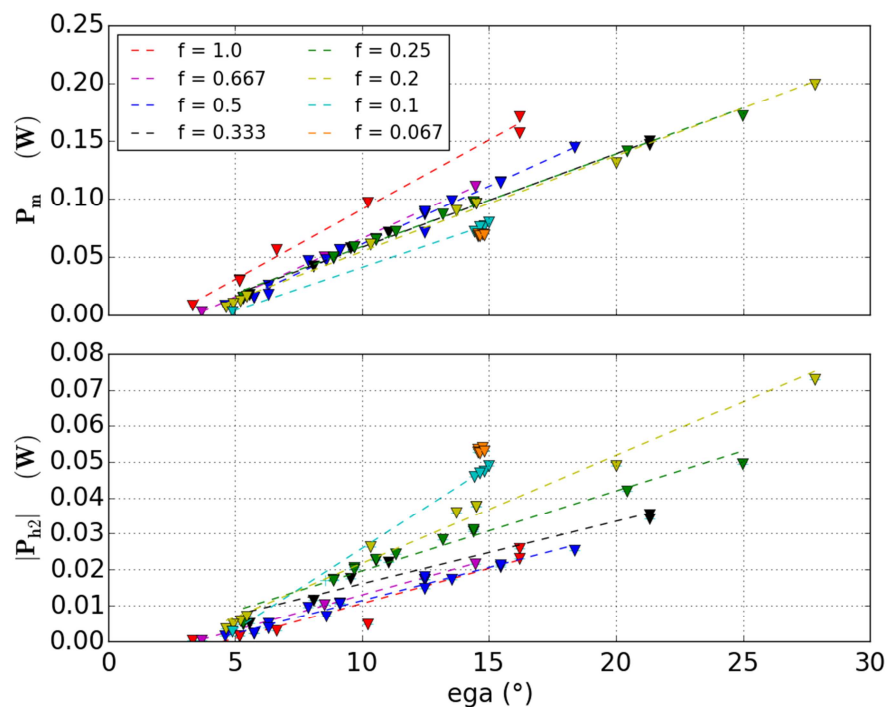


Figure 5.18 : Puissance électrique moyenne(en haut) et module de la seconde harmonique de la puissance (en bas) en fonction de l'EGA pour plusieurs valeurs de la fréquence f du mouvement imposé. Cas de la configuration 3 : maquette MT03 avec 65% de hauteur d'eau.

Pour que la génératrice produise de l'électricité, il faut que les efforts hydrodynamiques sur la turbine l'emportent sur le couple résistant induit par les frottements et la résistance de décharge. Ceci est mis en évidence par l'apparition d'un seuil d'EGA en dessous duquel la génératrice ne produit pas d'électricité. Pour le remplissage le plus important (65%), ce seuil est de 5° (figure 5.18). Pour le remplissage à 56%, ce seuil est de 10° , sauf pour des fréquences de 1 Hz pour lesquelles le seuil est de 5° (figure 5.19).

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

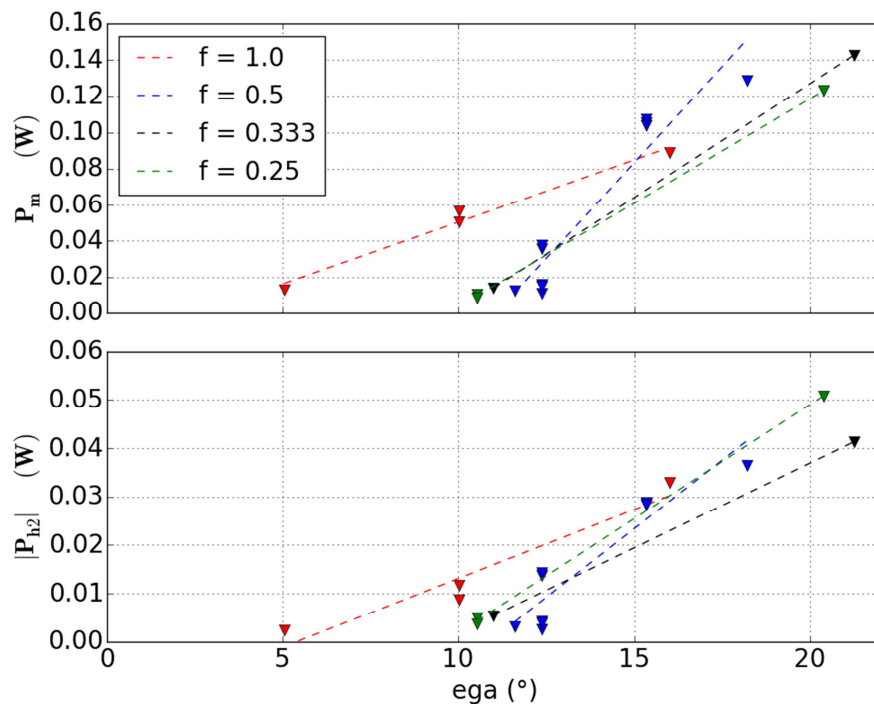


Figure 5.19 : Puissance électrique moyenne(en haut) et module de la seconde harmonique de la puissance (en bas) en fonction de l'EGA pour plusieurs valeurs de la fréquence f du mouvement imposé. Cas de la configuration 4 : maquette MT03 avec 56% de hauteur d'eau.

La figure 5.20 présente l'évolution temporelle de la puissance électrique comparée à celle du roulis et de la valeur absolue de la différence de hauteur d'eau entre l'entrée et la sortie du bassin central. On vérifie que pour cette période d'excitation (2 s) la différence de hauteur est en phase avec le roulis imposé. La valeur absolue de la différence de hauteur d'eau est tracée sur la figure 5.20, car étant donnée la symétrie de la maquette, la turbine est affectée de manière quasiment identique que cette différence de hauteur soit positive ou négative. Par contre, on observe un déphasage significatif de la puissance avec les différences de hauteur d'eau et donc du roulis. La figure 5.21 permet de quantifier ce déphasage et de voir son évolution en fonction de l'EGA et de la pulsation du mouvement.

Pour les grandes pulsations, la seconde harmonique de la puissance est en retard par rapport au mouvement d'environ π . Le décalage entre le signal de la puissance et celui du mouvement est partiellement dû à des phénomènes qui demandent un temps d'établissement non négligeable par rapport à la période d'oscillation. Par exemple, à la suite d'une injection d'eau dans le bassin central, le vortex met un certain temps avant de se mettre en place. On peut estimer ce temps à 0.3 s sur la figure 4.41 du paragraphe 4.3.1.5. Au fur et à mesure que la période augmente, le retard de la phase du signal diminue et tend vers un retard nul (la phase est proche de 2π voire supérieure). On remarque que la tendance observée précédemment est conservée lorsque le déphasage est tracé en fonction de l'EGA/ ω . En effet, un EGA plus grand permet à la turbine de vaincre plus facilement son couple résistant pour démarrer, et réduit légèrement le déphasage.

Sur la figure 5.20, on observe aussi qu'il existe une variation à haute fréquence de la puissance électrique. Celle-ci a une fréquence environ vingt fois plus grande que la fréquence du mouvement imposé et est donc probablement liée au passage des pales devant les clapets d'injection ouverts.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

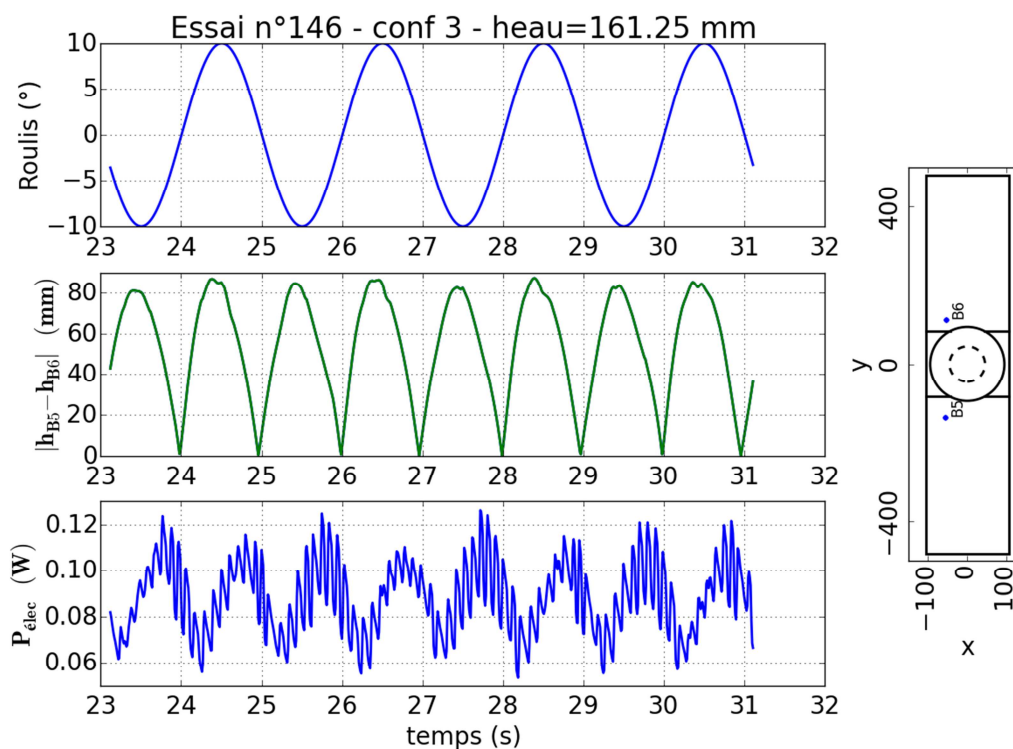


Figure 5.20 : Roulis, différence de hauteur d'eau RMS entre l'amont et l'aval du bassin central et puissance électrique en fonction du temps pour un mouvement de roulis régulier d'amplitude 10° et de période 2 s. Cas de l'essai n° 146 qui fait partie de la configuration 3, maquette MT03 avec 65% d'eau et la turbine.

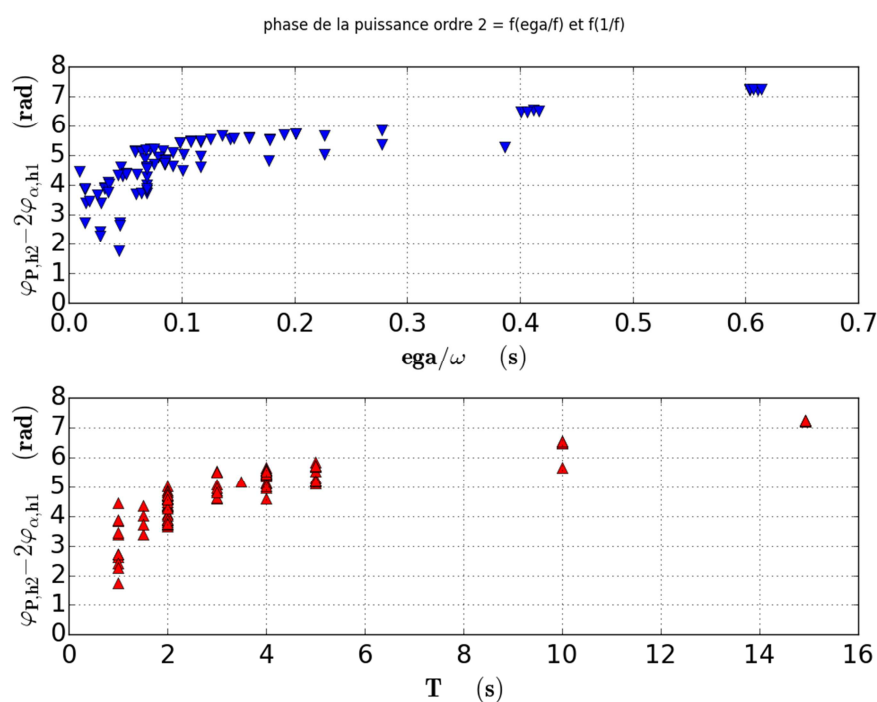


Figure 5.21 : Déphasage de la seconde harmonique de la puissance électrique par rapport au mouvement imposé en fonction de ega/ω (en haut) et de la période T du mouvement imposé ($T = 2\pi/\omega$). Les deux remplissages de MT03 sont confondus sur ces courbes.

Chapitre 5 : Étude préliminaire de la turbine

5.4. Synthèse

Une étude de la turbine dans le tourbillon de vidange est réalisée. Une campagne expérimentale a permis de mesurer les hauteurs d'eau et vitesses autour de la turbine. Ces mesures sont comparées aux mesures sans turbine pour déterminer l'influence de la turbine sur l'écoulement. Un modèle numérique de l'écoulement en présence de la turbine est réalisé. Les résultats de ce modèle sont comparés aux mesures réalisées. Le modèle numérique représente grossièrement le phénomène physique. Un écart d'environ 40% est observé avec les données expérimentales. Ce modèle devra donc être amélioré afin d'estimer correctement les vitesses et hauteurs d'eau en présence de la turbine.

Une étude de la turbine dans le système houlomoteur est aussi présentée. Pour la turbine considérée, l'influence faible de cette dernière sur l'écoulement dans les ballasts est montrée. Une courbe de puissance de cette turbine est réalisée pour un mouvement régulier donné. Enfin la proportionnalité de la puissance électrique extraite par rapport à l'EGA est montrée, ainsi qu'une dépendance de cette puissance avec la fréquence.

Un modèle numérique de la turbine à l'intérieur du système houlomoteur devra être réalisé. En particulier, il faudra prendre en compte les injections variables dans le bassin central et la pression variable sous le diaphragme non égale à la pression atmosphérique.

Chapitre 6 : Conclusions et perspectives

Conclusions

Un tourbillon de vidange supercritique dans un récipient fixe muni d'une injection est étudié expérimentalement et numériquement. Une loi empirique reliant la hauteur adimensionnelle et le coefficient de décharge est établie pour la géométrie utilisée. Les profils de vitesse sont évalués expérimentalement par vélocimétrie laser. Les hauteurs d'eau sont estimées à l'aide de capteurs acoustiques. Un modèle numérique de ce tourbillon est réalisé en utilisant une méthode *Volume Of Fluid* (VOF) associée à une formulation *Reynolds Average Navier-Stokes* (RANS).

Les vitesses et hauteurs d'eau sont mesurées et comparées au modèle numérique (chapitre 3). Les écarts sont relativement faibles (inférieurs à 10%) pour les hauteurs d'eau et pour les vitesses dans les régions suffisamment éloignées de la surface libre (environ 4 cm). À proximité de celle-ci les écarts peuvent être plus grands.

Les résultats d'un modèle numérique incluant la présence d'une turbine dans le tourbillon de vidange (VOF + RANS + MRF, *Multiple Reference Frame*) sont confrontés aux résultats de l'analyse des mesures obtenues (chapitre 5).

Dans une deuxième étape (chapitre 4), l'écoulement à l'intérieur du système houlomoteur conçu par GEPS Techno est étudié expérimentalement et numériquement. Le modèle numérique mis en œuvre est similaire au précédent (VOF + RANS). Deux niveaux d'eau sont testés et les mouvements d'eau à l'intérieur des cuves sont étudiés pour différents mouvements imposés. Les comparaisons entre les données numériques et expérimentales montrent un relativement bon accord en général (écart inférieur à 10% à 15% en général). Les coefficients de masses ajoutées et d'amortissements induits par le ballotement dans les cuves, nécessaires à un calcul de tenue à la mer du flotteur couplé aux cuves, peuvent être estimés avec le modèle numérique utilisé.

Enfin, la puissance électrique développée par une turbine embarquée à bord du système en mouvement est analysée (chapitre 5). Cette analyse met en évidence la dépendance de cette puissance vis-à-vis de l'angle effectif de gravité (*Effective Gravity Angle*, EGA) compte tenu de l'accélération au centre de la carène liquide. La moyenne de la puissance ainsi que son harmonique d'ordre deux varient régulièrement en fonction de l'EGA. De même, la phase de l'harmonique d'ordre deux évolue régulièrement en fonction de la fréquence du mouvement ou de l'EGA.

Chapitre 6 : Conclusions et perspectives

Perspectives

Les phénomènes dynamiques, internes au vortex dans un récipient fixe, pourraient être étudiés de manière plus approfondie. Les spectres des hauteurs d'eau mesurées et calculées ainsi que dans celui des efforts calculés montrent que des phénomènes apparaissent à des fréquences particulières. Ces fréquences sont étudiées dans ce travail de thèse mais elles sont toujours imparfaitement comprises.

La modélisation du phénomène avec une prise en compte de l'interface air-eau moins diffuse que la méthode VOF, par exemple la méthode levelSet pourrait être intéressante pour mieux représenter les phénomènes physiques proches de l'interface.

L'étude de l'écoulement à l'intérieur du système houlomoteur pourrait être complétée par plusieurs études plus détaillées sur les aspects suivants :

- l'influence du mouvement de la cuve et des injections alternées sur le tourbillon de vidange observé dans le bassin central ;
- les pertes de charges liées aux clapets antiretours ;
- l'amélioration de la représentation numérique des clapets antiretours ;
- les phénomènes résonnants dans les différentes cuves et l'impact de ces phénomènes sur les cuves voisines à travers les clapets.

Comme cela est soulevé au paragraphe 2.1.4.2, le couplage entre mouvements d'eau internes et mouvements du flotteur sous l'action des vagues est un problème complexe. Ce problème devra être résolu pour évaluer précisément le comportement des systèmes houlomoteurs dans les vagues ainsi que l'énergie qu'ils peuvent extraire. Les efforts internes de l'eau sur la structure déterminés pendant cette thèse pourront servir de base de départ à cette future étude.

L'étude sur la turbine placée dans le vortex devra être poursuivie :

- Expérimentalement, avec un bassin dont la forme serait optimisée pour centrer le vortex sur l'axe de la turbine et faire en sorte que les vitesses sur le pourtour de la turbine forment un angle avec le rayon de la turbine le plus constant possible.
- Numériquement, des calculs complètement instationnaires apporteraient probablement une amélioration significative des résultats au prix d'un temps de calcul plus long. Une méthode intermédiaire comme la méthode de l'équilibrage harmonique pourrait aussi donner de bons résultats.

Enfin, l'insertion de la turbine dans un modèle du système houlomoteur permettrait l'optimisation de celui-ci afin de maximiser l'énergie extraite ainsi qu'une estimation plus précise de l'énergie produite. Pour cela, des méthodes de fluides parfaits moins coûteuses en temps de calcul que les méthodes employées dans ce travail pourraient être intéressantes.

Chapitre 7 : Références

- Andersen, A., T. Bohr, B. Stenum, J. J. Rasmussen, and B. Lautrup (2003), Anatomy of a bathtub vortex, *Phys. Rev. Lett.*, 91(10), 104502.
- Andersen, A., T. Bohr, B. Stenum, J. J. Rasmussen, and B. Lautrup (2006), The bathtub vortex in a rotating container, *Journal of Fluid Mechanics*, 556, 121, doi:10.1017/S0022112006009463.
- Anwar, H. O., J. A. Weller, and M. B. Amphlett (1978), Similarity Of Free-Vortex At Horizontal Intake, *Journal of Hydraulic Research*, 16(2), 95–105, doi:10.1080/00221687809499623.
- Aubry, J. (2011), Optimisation du dimensionnement d'une chaîne de conversion électrique directe incluant un système de lissage de production par supercondensateurs: application au houlogénérateur SEAREV, École normale supérieure de Cachan-ENS Cachan.
- Aubry, J., H. Ben Ahmed, B. Multon, A. Babarit, and A. Clément (2012), Houlogénérateur, in *Energie thermique, houlogénération et technologies de conversion et de transport des énergies marines renouvelables*, pp. 21–69, Hermes Science Publications, Paris.
- Bauduin, H. (2014), Contribution expérimentale à l'étude d'écoulements internes avec swirl, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis.
- Blazek, J. (2006), *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications, Second Edition*, 2 edition., Elsevier Science, Amsterdam; San Diego.
- Bøhling, L., A. Andersen, and D. Fabre (2010), Structure of a steady drain-hole vortex in a viscous fluid, *Journal of Fluid Mechanics*, 656, 177–188, doi:10.1017/S0022112010001473.
- Brooke, J. (2003), *Wave Energy Conversion, Volume 6*, 1 edition., Elsevier Science, Amsterdam ; Boston.
- Budwig, R. (1994), Refractive index matching methods for liquid flow investigations, *Experiments in fluids*, 17(5), 350–355.
- Burgers, J. M. (1948), A mathematical model illustrating the theory of turbulence, *Advanced Applied Mechanics*, 1, 171–199.
- Butterworth, S. (1930), On the theory of filter amplifiers, *Experimental wireless & the wireless engineer*, 7, 536–541.
- Carette, N. (2015), A study of the response to sway motions of free surface anti-roll tanks, in *Proceedings of the World Maritime Technology Conference*, Providence, RI, USA.
- Cazares Cortes, J. (2014), *Simulation numérique de l'écoulement dans un système houlomoteur à turbine*, Geps Techno.
- Chassaing, P. (2000), *Turbulence en mécanique des fluides : analyse du phénomène en vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur*, Cépaduès.
- Chen, Y., C. Wu, M. Ye, and X. Ju (2007), Hydraulic characteristics of vertical vortex at hydraulic intakes, *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 19(2), 143–149, doi:10.1016/S1001-6058(07)60040-7.
- Chen, Y., C. Wu, B. Wang, and M. Du (2012), Three-dimensional Numerical Simulation of Vertical Vortex at Hydraulic Intake, *Procedia Engineering*, 28, 55–60, doi:10.1016/j.proeng.2012.01.682.
- Cristofano, L., and M. Nobili (2015), Influence of Boundary Conditions in Numerical Simulation of Free Surface Vortices, *Energy Procedia*, 82, 893–899, doi:10.1016/j.egypro.2015.11.836.

Chapitre 7 : Références

- Cristofano, L., M. Nobili, and G. Caruso (2014a), Experimental study on unstable free surface vortices and gas entrainment onset conditions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 52, 221–229, doi:10.1016/j.expthermflusci.2013.09.015.
- Cristofano, L., M. Nobili, and G. Caruso (2014b), Numerical evaluation of gas core length in free surface vortices, *Journal of Physics: Conference Series*, 547, 012030, doi:10.1088/1742-6596/547/1/012030.
- Cristofano, L., M. Nobili, G. P. Romano, and G. Caruso (2016), Investigation on bathtub vortex flow field by Particle Image Velocimetry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 130–142, doi:10.1016/j.expthermflusci.2015.12.005.
- Cruz, J. (Ed.) (2008), *Ocean Wave Energy*, Green Energy and Technology(Virtual Series), Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- Daggett, L. L., and G. H. Keulegan (1974), Similitude in Free-Surface Vortex Formations, *Journal of the Hydraulics Division*, 100(11), 1565–1581.
- Dantec Dynamics (2011), *Laser Doppler Anemometry and Laser Doppler Reference Manual*, Denmark.
- Deshpande, S. S., M. F. Trujillo, X. Wu, and G. Chahine (2012a), Computational and experimental characterization of a liquid jet plunging into a quiescent pool at shallow inclination, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 34, 1–14, doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.01.011.
- Deshpande, S. S., L. Anumolu, and M. F. Trujillo (2012b), Evaluating the performance of the two-phase flow solver interFoam, *Computational Science & Discovery*, 5(1), 014016, doi:10.1088/1749-4699/5/1/014016.
- Deshpande, S. S., L. Anumolu, and M. F. Trujillo (2012c), Evaluating the performance of the two-phase flow solver interFoam, *Computational Science & Discovery*, 5(1), 014016, doi:10.1088/1749-4699/5/1/014016.
- Dhakal, S., A. B. Timilsina, R. Dhakal, D. Fuyal, T. R. Bajracharya, H. P. Pandit, N. Amatya, and A. M. Nakarmi (2015), Comparison of cylindrical and conical basins with optimum position of runner: Gravitational water vortex power plant, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 662–669, doi:10.1016/j.rser.2015.04.030.
- Diebold, L., Derbanne, and Malenica (2016), Etude numérique des cuves anti-roulis, Brest, France.
- Duprat, C. (2010), Simulation numérique instationnaire des écoulements turbulents dans les diffuseurs des turbines hydrauliques en vue de l'amélioration des performances, Thèse de doctorat.
- Echávez, G., and E. McCann (2002), An experimental study on the free surface vertical vortex, *Exp Fluids*, 33(3), 414–421, doi:10.1007/s00348-002-0463-2.
- Einstein, H. A., and H. Li (1955), Le vortex permanent dans un fluide réel, *La Houille Blanche*, (4), 483–496, doi:10.1051/lhb/1955047.
- Ezure, T., N. Kimura, H. Miyakoshi, and H. Kamide (2011), Experimental investigation on bubble characteristics entrained by surface vortex, *Nuclear Engineering and Design*, 241(11), 4575–4584, doi:10.1016/j.nucengdes.2010.09.021.
- Falcão, A. F. de O. (2010), Wave energy utilization: A review of the technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), 899–918, doi:10.1016/j.rser.2009.11.003.
- Falnes, J. (1993), Research and Development in Ocean-Wave Energy in Norway, Muroran, Hokkaido, Japan.
- Foam extend community (2016), *FOAM Extend*, C++.
- Geps Techno (2015), *Etude de dériscage*.
- Gong, Y. (1999), A computational model for rotating stall and inlet distortions in multistage compressors, Thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- Guyon, E., J. P. Hulin, and L. Petit (2001), *Hydrodynamique physique*, EDP Sciences.
- GWWK (2014), GWWK - Genossenschaft Wasserwirbel Konzepte Schweiz, Available from: <http://gwwk.ch/> (Accessed 2 February 2016)

Chapitre 7 : Références

- Hall, K. C., J. P. Thomas, and W. S. Clark (2002), Computation of Unsteady Nonlinear Flows in Cascades Using a Harmonic Balance Technique, *AIAA Journal*, 40(5), 879–886, doi:10.2514/2.1754.
- He, L. (2010), Fourier methods for turbomachinery applications, *Progress in Aerospace Sciences*, 46(8), 329–341, doi:10.1016/j.paerosci.2010.04.001.
- Hecker, G. E. (1981), Model-Prototype Comparison of Free Surface Vortices, *Journal of the Hydraulics Division*, 107(10), 1243–1259.
- Hellsten, A. (1997), Some improvements in Menter's k- ω SST turbulence model, in *29th AIAA Fluid Dynamics Conference*, American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Hite Jr., J., and W. Mih (1995), Velocity of Air-Core Vortices at Hydraulic Intakes, *Journal of Hydraulic Engineering*, 121(8), 631–631, doi:10.1061/(ASCE)0733-9429(1995)121:8(631).
- Holzmann, T. (2016), *Mathematics Numerics Derivations And OpenFOAM*.
- IFREMER Brest (2011), *Final Design Review - Hexapode MISTRAL 800*.
- International Energy Agency (2016), Key World Energy Statistics,
- Issa, R. (1986), Solution of the implicitly discretized fluid-flow equations by operator-splitting, *Journal of Computational Physics*, 62, 40–65, doi:10.1016/0021-9991(86)90099-9.
- ITTC (2008), Guide to the Expression of Uncertainty in Experimental Hydrodynamics,
- Ivanoff, N., and J. Ohana (2015), *Rapport : Vérification des balances*, Ifremer, Brest, France.
- Jasak, H. (1996), Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method With Applications to Fluid Flows, 1 January.
- Jasak, H., and H. Rusche (2009), Dynamic mesh handling in OpenFOAM, in *Proceeding of the 47th Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, Orlando, FL.
- Jasak, H., H. G. Weller, and A. D. Gosman (1999), High resolution NVD differencing scheme for arbitrarily unstructured meshes, *International journal for numerical methods in fluids*, 31(2), 431–449.
- Jaumotte, A. L., P. Decock, and G. Riollot (1991), *Caractéristiques et similtude des turbomachines hydrauliques*, TI.
- Kofoed, J. P., P. Frigaard, and M. Kramer (2006), Recent developments of wave energy utilization in Denmark, in *Proc. Workshop on renewable ocean energy utilization at 20th annual conference*.
- Kueh, T. C., S. L. Beh, D. Rilling, and Y. Ooi (2014), Numerical Analysis of Water Vortex Formation for the Water Vortex Power Plant,
- Leer, B. van (1974), Towards the Ultimate Conservative Difference Scheme. II. Monotonicity and Conservation Combined in a Second-Order Scheme, *ResearchGate*, 14(4), 361–370, doi:10.1016/0021-9991(74)90019-9.
- Li, H., H. Chen, Z. Ma, and Z. Yi (2008), Experimental and numerical investigation of free surface vortex, *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 20(4), 485–491, doi:10.1016/S1001-6058(08)60084-0.
- Lundgren, T. S. (1985), The vortical flow above the drain-hole in a rotating vessel, *Journal of Fluid Mechanics*, 155, 381–412, doi:10.1017/S0022112085001860.
- Malenica, M. Zalar, and X. B. Chen (2003), Dynamic coupling of seakeeping and sloshing, in *Proceedings of The Thirteenth (2003) International Offshore and Polar Engineering Conference*, vol. 3, The International Society of Offshore and Polar Engineers, Honolulu, Hawaii, USA.
- Marian, G.-M., T. Sajin, and I. Florescu (2012), The concept and theoretical study of micro hydropower plant with gravitational vortex and turbine with rapidity steps, *Buletinul AGIR*, 3.
- Megnint, L., G. Verdurand, and R. Rey (2008), Turbines hydrauliques Description et fonctionnement, *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques : pompes et hélices, base documentaire : TIB173DUO*.(ref. article : bm4405).
- Menter, F., J. C. Ferreira, T. Esch, B. Konno, and A. C. Germany (2003), The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines, in *Proceedings of the international gas turbine congress*, pp. 2–7.

Chapitre 7 : Références

- Mohammadi, B., and O. Pironneau (1994), *Analysis of the K-Epsilon Turbulence Model*, 1 edition., Wiley, Chichester ; New York : Paris.
- Molin, B. (2002), *Hydrodynamique des structures offshore*, Editions TECHNIP.
- Multon, B. (2012), *Energie thermique, houlogénération et technologies de conversion et de transport des énergies marines renouvelables*, Hermes Science Publications, Paris.
- Multon, B., A. Clément, M. Ruellan, J. Seigneurbrioux, and H. Ben Ahmed (2010), Marine energy ressources conversion systems, in *Renewable energy technologie*, edited by J.-C. Sabonnadière, pp. 181–226, John Wiley & Sons.
- Nilsson, H. akan, and M. Page (2005), OpenFOAM simulation of the flow in the Hölleforsen draft tube model, *Proceedings of Turbine-99 III*.
- Noin, D. (1999), La population des littoraux du monde, *L'information géographique*, 63(2), 65–73, doi:10.3406/ingeo.1999.2632.
- Odgaard, A. (1986), Free-Surface Air Core Vortex, *Journal of Hydraulic Engineering*, 112(7), 610–620, doi:10.1061/(ASCE)0733-9429(1986)112:7(610).
- OpenFOAM Foundation (2013a), *OpenFOAM*, C++.
- OpenFOAM Foundation (2013b), *OpenFOAM - User Guide*,
- Patankar, S. V., and D. B. Spalding (1972), A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *International journal of heat and mass transfer*, 15(10), 1787–1806.
- Perrig, A. (2007), Hydrodynamics of the free surface flow in Pelton turbine buckets.
- Pluviose, M., and C. Périlhon (2016), Turbomachines Mécanisme de la conversion d'énergie, *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques et thermiques: fondamentaux et concepts innovants, base documentaire : TIB171DUO*.(ref. article : bm4281).
- Power, C., A. McNabola, and P. Coughlan (2016), A Parametric Experimental Investigation of the Operating Conditions of Gravitational Vortex Hydropower (GVHP), *Journal of Clean Energy Technologies*, 4(2), 112–119, doi:10.7763/JOCET.2016.V4.263.
- Rankine, W. J. M. (1872), *A Manual of Applied Mechanics*, Charles Griffin.
- Recoquillon, Y. (2013), Etude expérimentale et numérique des écoulements diphasiques dans la boîte à eau d'un véhicule automobile, Ph.D. dissertation, Université d'Orléans, Orléans, France.
- Rey, R., G. Bois, F. Bakir, and S. Khelladi (2017), Turbomachines : calcul des écoulements incompressibles Support théorique et simulation numérique, *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques et thermiques: fondamentaux et concepts innovants, base documentaire : TIB171DUO*.(ref. article : bm4220).
- Roc, T., D. C. Conley, and D. Greaves (2013), Methodology for tidal turbine representation in ocean circulation model, *Renewable Energy*, 51, 448–464, doi:10.1016/j.renene.2012.09.039.
- Rosenhead, L. (1930), The Spread of Vorticity in the Wake Behind a Cylinder, *Proc. R. Soc. Lond. A*, 127(806), 590–612, doi:10.1098/rspa.1930.0078.
- Rott, N. (1958), On the viscous core of a line vortex, *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*, 9(5–6), 543–553, doi:10.1007/BF02424773.
- Royon-Lebeaud, A. (2015), Ballotement des liquides dans les réservoirs cylindriques soumis à une oscillation harmonique, Université Joseph Fourier, 15 March.
- Société Jouin Solutions Plastiques (2014), Fiche Technique du matériau Altuglas,
- Sorrell, S., J. Speirs, R. Bentley, R. Miller, and E. Thompson (2012), Shaping the global oil peak: A review of the evidence on field sizes, reserve growth, decline rates and depletion rates, *Energy*, 37(1), 709–724, doi:10.1016/j.energy.2011.10.010.
- Speziale, C. G., and S. Thangam (1992), Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows, *International Journal of Engineering Science*, 30(10), 1379-IN4, doi:10.1016/0020-7225(92)90148-A.
- Stepanyants, Y., and G. Yeoh (2008), Stationary bathtub vortices and a critical regime of liquid discharge, *Journal of Fluid Mechanics*, 604(1), 77–98.
- Sweby, P. K. (1984), High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation laws, *SIAM journal on numerical analysis*, 21(5), 995–1011.

Chapitre 7 : Références

- Symétrie (2012), *Manuel utilisateur logiciel SYM_Motion*, Symétrie.
- Trivellato, F., E. Bertolazzi, and B. Firmani (1999), Finite volume modelling of free surface draining vortices, *Journal of computational and applied mathematics*, 103(1), 175–185.
- Tucker, P. G. (2011), Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 1—Progress and challenges, *Progress in Aerospace Sciences*, 47(7), 522–545, doi:10.1016/j.paerosci.2011.06.004.
- Vatistas, G. H., V. Kozel, and W. C. Mih (1991), A simpler model for concentrated vortices, *Experiments in Fluids*, 11(1), 73–76.
- Versteeg, H., and W. Malalasekera (2007), *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, 2 edition., Pearson, Harlow, England ; New York.
- Vukčević, V., G. Cvijetić, I. Gatin, and H. Jasak (2016), The Harmonic balance method for temporally periodic free surface flows in marine hydrodynamics, Guimaraes, Portugal.
- Wanchat, S., and R. Suntivarakorn (2012), Preliminary Design of a Vortex Pool for Electrical Generation, *Advanced Science Letters*, 13(1), 173–177.
- Wanchat, S., R. Suntivarakorn, S. Wanchat, K. Tonmit, and P. Kayanyiem (2013), A Parametric Study of a Gravitation Vortex Power Plant, *Advanced Materials Research*, 805–806, 811–817, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.805-806.811.
- Weber, M. J. (2003), *Handbook of optical materials*, The CRC Press laser and optical science and technology series, CRC Press.
- Welch, P. (1967), The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: a method based on time averaging over short, modified periodograms, *IEEE Transactions on audio and electroacoustics*, 15(2), 70–73.
- Xu, L., T. P. Hynes, and J. D. Denton (2003), Towards long length scale unsteady modelling in turbomachines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 217(1), 75–82.
- Yakhot, V., S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski, and C. G. Speziale (1992), Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics (1989-1993)*, 4(7), 1510–1520, doi:10.1063/1.858424.
- Zotlöterer, F. (2004), Hydroelectric power plant,
- Zotlöterer, F. (2015), Zotlöterer Smart Energy System, Available from: <http://www.zotloeterer.com/welcome/> (Accessed 22 December 2015)

Chapitre 8 : Annexes

8.1. Les caractéristiques de la maquette M05 de GEPS Techno

La maquette de GEPS Techno nommée M05 a une géométrie similaire à la maquette MT01 utilisée dans la première campagne expérimentale. Cette maquette est utilisée pour des études au sein de GEPS Techno mais aussi pour des essais préparatoires aux essais sur la maquette MT01. Le tableau 8.1 résume les principales dimensions de la maquette M05 ainsi que les principales caractéristiques de l'écoulement observé.

Tableau 8.1 : Dimensions de la maquette M05 de GEPS Techno, principales caractéristiques de l'écoulement observé et estimation de quelques nombres adimensionnels

	M05		
	d = 50mm	d = 70mm	d = 90mm
D (m)	0.19	0.19	0.19
d (m)	0.05	0.07	0.09
h_0 (m)	0.137	0.11	0.084
Q (m ³ /s)	2.06E-03	2.68E-03	2.57E-03
D/d	3.80	2.71	2.11
h_0/d	2.74	1.57	0.93
Fr	0.64	0.47	0.31
$N\Gamma = \Gamma d/Q$	5.45	9.50	15.99
Re	4.12E+04	3.83E+04	2.86E+04
Re _{anwar}	1.50E+04	2.44E+04	3.06E+04

Dans le tableau 8.1, les formules utilisées pour calculer les différents nombres adimensionnels sont celles données dans le tableau 2.8 du paragraphe 2.2.3. Le nombre de Reynolds radial correspond à la formule proposée par Anwar du même tableau.

8.2. Moyens expérimentaux et instrumentations

8.2.1. Le programme Labview de l'Ifremer

Afin de faciliter le traitement des mesures, un programme Labview développé par l'Ifremer permet d'acquérir et regrouper la majorité des données mesurées lors des essais. Il fournit l'ensemble de ces données dans un fichier unique dont un aperçu est donné à la figure 8.1.

```
%Project : GEPS-HEXAP Trial n° : 89
%Recorded on : vendredi 19 juin 2015 10:32:11
%Sampling rate : 100 Hz
%
%Temps B1Fx B1Fy B1Fz B1Mx B1My B1Mz B2Fx B2Fy B2Fz B2Mx B2My B2Mz A1 A2 A3 A4
%sec Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts Volts
%
0.000000 7.519508 6.154016 111.129904 3.659482 7.469074 -1.006858 0.002265 0.027478 0.065525
0.010000 8.934786 6.649126 111.297194 3.865741 7.508303 -0.985831 0.001518 0.027332 0.065818
0.020000 8.667031 7.563177 111.548130 3.217497 7.469074 -0.969009 0.001324 0.026651 0.065980
0.030000 9.585049 6.382528 110.711677 3.521975 7.498495 -1.065735 0.001632 0.026716 0.064974
0.040000 8.399275 7.791689 111.046258 3.993426 7.302350 -1.032091 0.001827 0.026910 0.065882
0.050000 8.208021 6.801468 112.384584 3.679125 7.675026 -1.036297 0.001243 0.026651 0.065769
0.060000 6.601489 7.220408 110.878968 3.492510 7.576954 -1.120406 0.001583 0.026667 0.066158
0.070000 8.284523 7.182322 111.882712 3.659482 7.586761 -1.027886 0.001794 0.026943 0.065655
0.080000 9.508547 6.230187 112.802810 3.649660 7.371001 -0.847050 0.001389 0.027154 0.065736
0.090000 9.470297 7.144237 110.795322 3.561263 7.410230 -1.011064 0.001340 0.026407 0.066028
0.100000 7.251752 7.563177 111.631776 3.423756 7.321964 -0.901721 0.002751 0.027202 0.066028
0.110000 8.514027 7.448921 112.384584 3.747879 7.390615 -0.981625 0.001518 0.026326 0.065899
0.120000 8.208021 6.991895 112.050002 3.531797 7.282735 -0.981625 0.001681 0.026991 0.065688
0.130000 8.284523 7.639348 112.300938 3.590728 7.518110 -0.956392 0.001340 0.027251 0.065331
0.140000 8.016768 7.182322 112.300938 3.767522 7.792714 -0.994242 0.001632 0.027008 0.065509
0.150000 8.246272 7.068066 111.046258 3.796988 7.645605 -1.023680 0.001453 0.026229 0.065087
0.160000 8.322774 7.258493 113.053746 3.610372 7.655412 -0.985831 0.001389 0.026424 0.064730
0.170000 8.399275 7.410835 110.878968 3.728235 7.459266 -1.002653 0.000707 0.026407 0.065672
0.180000 8.055018 7.372750 112.719165 3.551441 7.341579 -0.935365 0.001632 0.026424 0.065607
0.190000 8.552278 6.649126 112.468229 3.590728 7.361193 -0.981625 0.001664 0.026634 0.065331
0.200000 7.940266 7.258493 111.548130 3.502331 7.390615 -0.926954 0.003190 0.028679 0.066174
0.210000 8.475777 7.372750 111.882712 3.688947 7.675026 -0.960598 0.001129 0.025775 0.064714
```

Figure 8.1 : Aperçu du fichier dans lequel sont stockées les mesures

8.2.2. Les capteurs acoustiques

Plusieurs types de capteurs acoustiques, de marque HoneyWell, sont utilisés. Leurs principales caractéristiques sont résumées dans le tableau 8.2.

Modèle	942-A4N-2D-1C1-220S	945-F4Y-2D-1C0-300E	945-L4Y-2D-1C0
Nom capteur	C152 C155	C153 C157	C169 C178 C179
Portée	1500mm	250mm	600mm
Distance min	150mm	50mm	100mm
Angle du faisceau	10°	NC	8°

Tableau 8.2 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques des sondes acoustiques utilisées

Le tableau 8.3 présente les coefficients provenant de l'étalonnage des capteurs acoustiques sur un banc d'étalonnage ainsi que les corrections évaluées une fois les capteurs positionnés sur la

Chapitre 8 : Annexes

maquette. Les incertitudes de mesures évaluées lors de ces étalonnages sont fournies dans ce tableau.

Tableau 8.3 : Coefficients évalués lors de l'étalonnage associé à chaque capteur et les incertitudes de mesures associées à cet étalonnage.

	C169	C179	C178	C152	C153	C157	C155
1 ^{er} étalonnage (cm/V)	3.7262	9.3205	9.2542	-20.0348	-19.7095	-19.6331	19.9712
2 ^d étalonnage (cm/cm)	-1.00	-1.01	-1.01	-0.99	-1.01	-1.00	-1.10
Incertaince à 95% (cm)	0.48	0.21	0.21	0.33	0.27	0.57	1.08

8.2.3. Déviation des lasers par les dioptries non plan

Il est possible de déterminer le trajet des lasers à travers les différents dioptries qu'ils rencontrent (interface air-plexiglass, interface plexiglass-eau) en utilisant la relation de Descartes. Celle-ci s'applique au passage de la lumière d'un milieu 1 d'indice optique n_1 vers un milieu 2 d'indice optique n_2 et s'exprime de la manière suivante :

$$n_1 \sin i_1 = n_2 \sin i_2 \quad (8.1)$$

Où i_1 et i_2 sont les angles formés entre les rayons lumineux et la normale locale au dioptre considéré de chaque côté de ce dioptre.

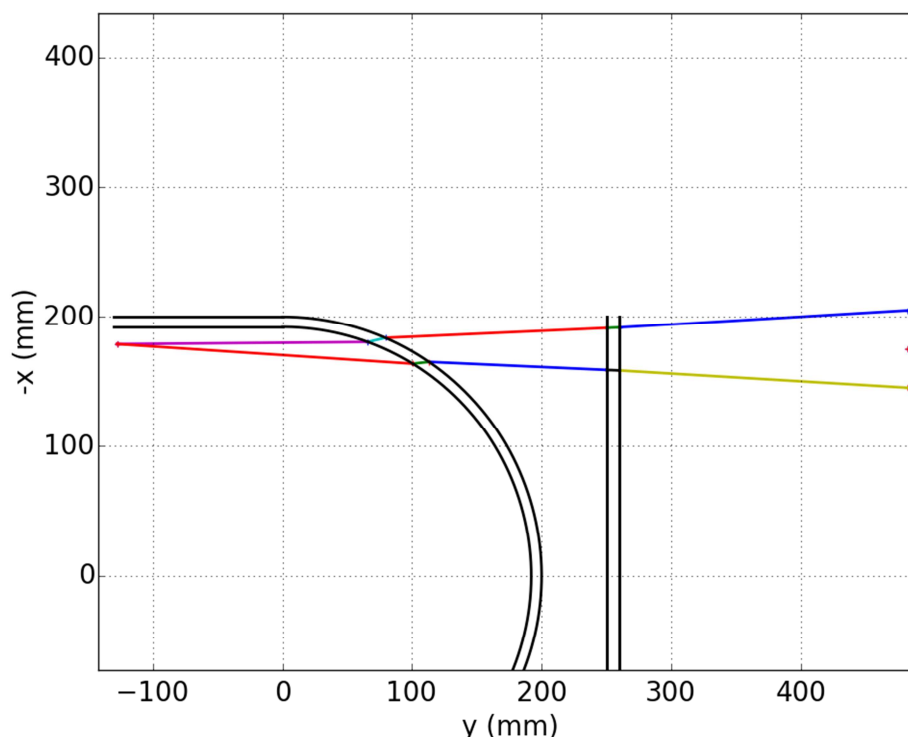


Figure 8.2 : Chemin des lasers à travers les différents milieux rencontrés lors de la première campagne expérimentale. Les parois en plexiglass sont représentées en noir. Le point rouge de droite correspond à l'origine de l'instrument de mesure, les points de départ des deux lasers sont situés de part et d'autre de ce point à 3 cm de celui-ci. Les trajets de chacun des deux lasers sont dessinés en couleurs, chaque tronçon dans un milieu correspond à une couleur. Le point de focalisation des lasers est visible sur la gauche.

Chapitre 8 : Annexes

En réutilisant l'expression (8.1) pour les différents dioptries et en faisant un peu de géométrie, il est possible de reconstituer les trajets suivis par les rayons lasers lors de la première campagne expérimentale. La figure 8.2 montre un tel trajet dans le cas de lasers qui arrivent plutôt tangentiellement au dioptre cylindrique. Le point de focalisation se situe toujours dans le fluide, néanmoins il n'est plus sur la même position en x que le point d'origine du laser. Par ailleurs, les lasers ne sont plus du tout symétriques lors de leur dernier tronçon, le volume de mesure est donc probablement modifié. La figure 8.3 présente un cas où le volume de mesure est situé dans la paroi en plexiglass.

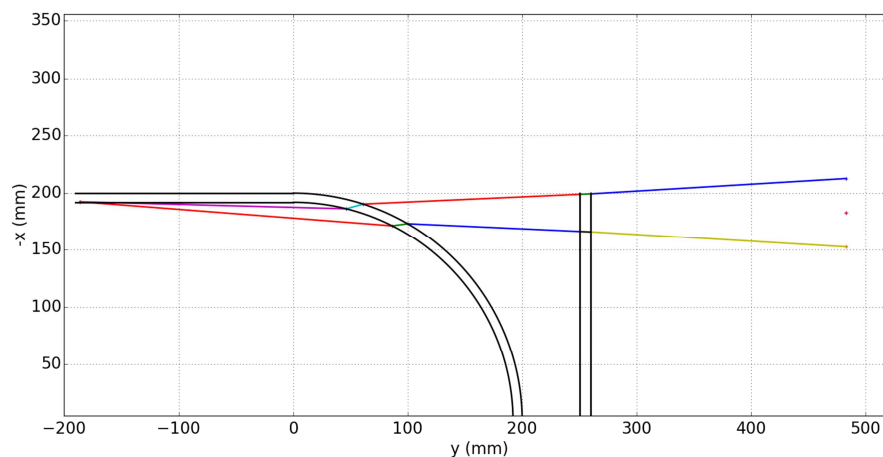


Figure 8.3 : Chemin des lasers à travers les différents milieux rencontrés lors de la première campagne expérimentale. Les parois en plexiglass sont représentées en noir. Le point rouge de droite correspond à l'origine de l'instrument de mesure, les points de départ des deux lasers sont situés de part et d'autre de ce point à 3 cm de celui-ci. Les trajets de chacun des deux lasers sont dessinés en couleurs, chaque tronçon dans un milieu correspond à une couleur. Le point de focalisation des lasers est visible sur la gauche, il est ici situé à l'intérieur de la paroi en plexiglass.

8.2.4. Le calcul des incertitudes

Une multitude de causes peut provoquer une incertitude sur une mesure, mais ces erreurs peuvent être regroupées en deux types [ITTC, 2008] :

- les erreurs de type A sont les erreurs qui peuvent être obtenues par des méthodes fondées sur l'analyse statistique d'une série de mesure
- les erreurs de type B sont les erreurs qui sont estimées autrement qu'en répétant la mesure.

La différence entre ces deux types d'erreurs est principalement le mode de calcul de celle-ci.

Pour quantifier l'erreur sur une grandeur physique, on détermine son incertitude. Celle-ci est classifiée en trois catégories [ITTC, 2008]. L'incertitude standard est l'incertitude d'une mesure directe. Comme mentionné ci-dessus, elle est évaluée différemment en fonction du type de l'erreur considérée (type A ou type B). L'incertitude combinée est l'incertitude d'une grandeur non mesurée directement. Elle est évaluée en combinant les incertitudes standards des mesures permettant le calcul de la grandeur considéré. Enfin, l'incertitude étendue est un intervalle de confiance autour de la valeur donnée dans lequel se trouve la valeur réelle de la grandeur considérée. Un niveau de confiance de 95% ou 99% est en général utilisé pour définir l'intervalle de confiance. Un niveau de 95% est utilisé ici.

Chapitre 8 : Annexes

8.2.4.1. Les incertitudes sur le calcul du débit

Pour chaque essai, l'erreur sur la mesure du débit est estimée à partir des erreurs sur la mesure du volume d'eau et des erreurs sur la mesure du temps. En ce qui concerne la mesure du volume, ces incertitudes U_{volume} de type B sont :

- L'incertitude due à la résolution du débitmètre (résolution de 0.1l/s)
- L'incertitude due à la lecture sur le débitmètre (incertitude estimée à 0.5l/s)

En ce qui concerne la mesure du temps, ces incertitudes U_{temps} sont aussi de type B et sont :

- L'incertitude due à la résolution du chronomètre (résolution de 0.01s)
- L'incertitude due au temps de réaction de l'expérimentateur (incertitude estimée à 0.5 s)

L'incertitude sur le débit $U_{\text{débit}}$ due à ces quatre incertitudes est estimée avec [ITTC, 2008] :

$$U_{\text{débit}} = \bar{Q} \sqrt{\left(\frac{U_{\text{volume}}}{\bar{V}}\right)^2 + \left(\frac{U_{\text{temps}}}{\bar{t}}\right)^2} \quad (8.2)$$

Où :

- \bar{Q} est la moyenne du débit calculé
- \bar{V} est la moyenne des volumes mesurés
- \bar{t} est la moyenne des temps mesurés
- $U_{\text{temps}} = \sqrt{\left(\frac{U_{t\text{résolution}}}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{U_{t\text{réaction}}}{\sqrt{3}}\right)^2}$ est l'incertitude sur la mesure du temps, $U_{t\text{résolution}}$ et $U_{t\text{réaction}}$ sont les incertitudes de type B citées ci-dessus.
- $U_{\text{volume}} = \sqrt{\left(\frac{U_{V\text{résolution}}}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{U_{V\text{lecture}}}{\sqrt{3}}\right)^2}$ est l'incertitude sur la mesure du volume, $U_{V\text{résolution}}$ et $U_{V\text{lecture}}$ sont les incertitudes de type B citées ci-dessus.

L'incertitude étendue à 95% de l'essai est alors obtenue en combinant l'incertitude de type A correspondant aux six mesures pour un essai avec l'incertitude de type B $U_{\text{débit}}$ obtenue ci-dessus :

$$U_{\text{débit essai}} = 2 \sqrt{U_{\text{débit}}^2 + \left(\frac{\sigma_{\text{débit}}}{\sqrt{n_{\text{débit}}}}\right)^2} \quad (8.3)$$

Où :

- $\sigma_{\text{débit}}$ est la déviation standard des six mesures de débits de l'essai
- $n_{\text{débit}}$ est le nombre de mesures pour un essai (6 mesures)

8.2.4.2. Les incertitudes sur les mesures de hauteurs

Incertitudes lors de l'étalonnage

Lors de l'étalonnage des capteurs acoustiques, leur erreur de mesures est évaluée.

$$U_{\text{étalonnage}} = \sqrt{\left(\frac{U_{\text{lecture}}}{\sqrt{3}}\right)^2 + \sigma_{\text{linéaire}}^2} \quad (8.4)$$

Où :

Chapitre 8 : Annexes

- $U_{\text{étalonnage}}$ est l'incertitude à 95% évaluée lors de l'étalonnage des capteurs
- U_{lecture} est l'incertitude (de type B) de lecture sur le réglet et a été estimée à 1.5mm
- $\sigma_{\text{linéaire}}$ est la moyenne du carré des écarts entre les hauteurs mesurées sur le réglet et les valeurs correspondantes associées à la régression linéaire qui est faite pour chaque capteur.

Le tableau ci-dessous résume les erreurs estimées lors de l'étalonnage.

Tableau 8.4 : Incertitudes à 95% évaluées lors de l'étalonnage in-situ

Nom capteur	C169	C178	C179	C157	C153	C152	C155
$U_{\text{étalonnage}}$ (mm)	4.8	2.1	2.1	5.7	2.7	3.3	10.8

Estimation des erreurs sur la moyenne d'un essai

L'incertitude sur la valeur moyenne de chaque essai est estimée à partir de l'incertitude de type A due à l'ensemble des mesures faites tout au long de l'essai et son incertitude est évaluée avec :

$$U_{\text{filtré}} = \frac{\sigma_{\text{filtré}}}{\sqrt{n_{\text{filtré}}}} \quad (8.5)$$

Où :

- $\sigma_{\text{filtré}}$ est la déviation standard de toutes les valeurs restant du filtrage
- $n_{\text{filtré}}$ leur nombre

L'incertitude sur la mesure de hauteur d'eau de l'essai est l'incertitude combinée de l'incertitude de l'étalonnage et l'incertitude $U_{\text{filtré}}$ ci-dessus. L'incertitude pour chaque configuration est obtenue avec [ITTC, 2008] :

$$U_{\text{essai}} = 2 \sqrt{U_{\text{étalonnage}}^2 + U_{\text{filtré}}^2} \quad (8.6)$$

Où :

- U_{essai} est l'incertitude étendue à 95% de l'essai étudié.
- $U_{\text{étalonnage}}$ est l'incertitude obtenue lors de l'étalonnage avec la formule (8.4).
- $U_{\text{filtré}}$ est l'incertitude obtenue avec la formule (8.5)

Selon le même principe, on peut calculer l'incertitude sur la moyenne des essais correspondant à une configuration.

8.2.5. Caractéristiques de l'Hexapode

L'Hexapode de l'IFREMER Brest est une machine, conçue, construite et distribuée par SYMETRIE, qui permet d'imposer n'importe quel mouvement, dans certaines limites, à un objet posé sur son plateau. Le tableau 8.5 résume ses principales caractéristiques.

Tableau 8.5 : Tableau présentant les principales caractéristiques de l'Hexapode [IFREMER Brest, 2011]

Capacité de charge maximum	1000 kg
Dimensions de la nacelle	Ø1382 mm
Hauteur en position centrée	≈1880mm
Course maximale en translation pour chacun des axes	± 460 mm
Course maximale en rotation pour les axes x et y	± 30°
Course maximale en rotation pour l'axe z	± 40°
Accélération maximale en translation pour les axes x et y	10 m/s ²
Accélération maximale en translation pour l'axe z	8 m/s ²
Accélération maximale en rotation pour les axes x et y	500 °/s ²
Accélération maximale en rotation pour l'axe z	700 °/s ²

8.2.6. Caractéristiques des balances de mesure d'effort

Des balances six composantes sont utilisées pour mesurer les efforts lors de la seconde campagne expérimentale. Leurs caractéristiques principales sont présentées dans les tableaux 8.6 et 8.7. Dans cette thèse, les balances UDW3-250 et MC12-4K sont appelées respectivement « petite balance » et « grande balance ».

Tableau 8.6 : Tableau récapitulatif des principales caractéristiques de la balance UDW3-250 (« petite balance »)

Diamètre extérieur	7.54 cm
Hauteur (sans le connecteur)	8.89 cm
Poids	2 kg
Effort admissible maximum sur les axes x et y	556 N
Effort admissible maximum sur l'axe z	1112.1 N
Couple admissible maximum sur les axes x et y	28.2 Nm
Couple admissible maximum sur l'axe z	14.1 Nm

Chapitre 8 : Annexes

Tableau 8.7 : Principales caractéristiques de la balance MC12-4K (« grande balance »)

Dimensions	40.64 x 30.48 x 7.62 cm
Effort admissible maximum sur les axes x et y	8 924 N
Effort admissible maximum sur l'axe z	17 848 N
Couple admissible maximum sur les axes x et y	2 710 Nm
Couple admissible maximum sur l'axe z	1 355 Nm

Les efforts mesurés sont donnés dans un repère lié à la balance considéré en un point dont la position est donnée par le constructeur. La position de ces points dans un repère parallèle au repère R' (décrit au paragraphe 4.1.2.2) mais dont l'origine se situe sur le plateau supérieur de chacune des balances (celui auquel est fixé la maquette pour la grande balance et la génératrice pour la petite balance), sont donnés dans le tableau 8.8.

Tableau 8.8 : Position du point de mesures des efforts évalués par le constructeur des balances dans un repère parallèle au repère R_H mais dont l'origine est située au centre du plateau supérieur des balances (celui auquel est fixé la maquette pour la grande balance et la génératrice pour la petite balance).

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
« grande balance » (MC12-4K)	0.4255	0.465	-34.1199
« petite balance » (UDW3-250)	-0.301	-0.193	48.708

Un étalonnage a été mené par le constructeur sur chacune des deux maquettes. Les erreurs évaluées lors de cet étalonnage sont reportées dans le tableau 8.9. Ces étalonnages ont été conduits en 2012, il est donc possible que les comportements des deux balances aient évolué depuis. Toutefois, le constructeur garanti une erreur de non-linéarité inférieure à +/- 0.2 % de la pleine échelle, et des erreurs de sensibilité transverse inférieures à 2 % de la pleine échelle au point d'application des forces.

Tableau 8.9 : Erreur maximale mesurée lors de l'étalonnage de la balance réalisé par le fournisseur pour les deux balances (erreur donnée en % de la pleine échelle pour chaque direction) ainsi que la date de cet étalonnage.

Erreur relative maximale en % de la pleine échelle	Date	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z
« grande balance » (MC12-4K)	10/02/2012	0.55	0.46	0.76	0.36	0.26	0.36
« petite balance » (UDW3-250)	16/02/2012	0.67	0.59	0.34	2.0	1.80	0.83

Les erreurs de sensibilités transverses sont liées aux incertitudes sur la décomposition des forces selon les axes de la balance. En effet, un effort parfaitement aligné avec l'axe X générera tout de

Chapitre 8 : Annexes

même un faible signal sur les autres axes. Ces erreurs sont minimisées grâce à la matrice de conversion évaluée lors de l'étalonnage mais ne disparaissent pas.

Avant chaque campagne expérimentale utilisant ces balances, l'Ifremer procède à une vérification des mesures d'efforts par ces balances [Ivanoff and Ohana, 2015].

8.2.7. Étalonnage des sondes capacitives

L'étalonnage des sondes capacitives est réalisé une fois qu'elles sont installées sur la maquette. Cette dernière est placée horizontalement et est remplie puis vidée par paliers. Pour chaque palier, la hauteur d'eau est mesurée dans deux bassins avec un régleur possédant des graduations au demi-millimètre près. Une régression linéaire entre ces mesures et les tensions fournies par l'électronique des sondes capacitives permet de calculer les coefficients de proportionnalité à appliquer au signal brut mesuré pour en déduire la hauteur d'eau.

Le tableau 8.10 présente ces coefficients ainsi que l'incertitude à 95% estimée lors de cet étalonnage.

Tableau 8.10 : Coefficient de proportionnalité et incertitude à 95% établis lors de l'étalonnage des seize sondes capacitives sur la maquette MT03.

Nom de la sonde	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Coefficient de proportionnalité (mm/V)	26.56	26.33	26.24	26.11	26.52	26.34	39.77	26.72
Incrtitude étendue à 95% (mm)	2.5	1.1	1.0	1.2	1.2	1.3	5.5	1.3
Nom de la sonde	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8
Coefficient de proportionnalité (mm/V)	26.69	26.75	26.77	25.99	26.58	26.19	26.15	26.29
Incrtitude étendue à 95% (mm)	1.2	2.4	2.0	5.7	1.2	1.1	0.8	0.9

8.2.8. Caractérisation des génératrices électriques

Un multiplicateur de rapport 6.25 est associé à chaque génératrice électrique. L'axe de rotation qui est relié à la turbine dans la seconde campagne expérimentale est appelé ici axe de rotation du multiplicateur. La caractérisation des deux génératrices utilisées est effectuée en mesurant la tension à leurs bornes lorsqu'un moment connu est appliqué sur l'axe de rotation du multiplicateur et que l'électricité produite est dissipée dans une résistance de décharge. Le moment est appliqué grâce à une masse reliée à un fil enroulé autour de l'axe de rotation du multiplicateur de telle façon que le diamètre d'enroulement demeure sensiblement constant (le diamètre du fil enroulé sur l'axe est évalué à 1cm).

La vitesse de rotation de la génératrice est obtenue à partir de la mesure de la position de la masse par trajectométrie. Par ailleurs, la tension aux bornes de la résistance de décharge est mesurée. Des mesures sont réalisées pour huit masses différentes (de 0.3 à 1kg) et quatre valeurs de résistance (10, 120, 240 et 560 Ohms) ainsi qu'en circuit ouvert (résistance infinie).

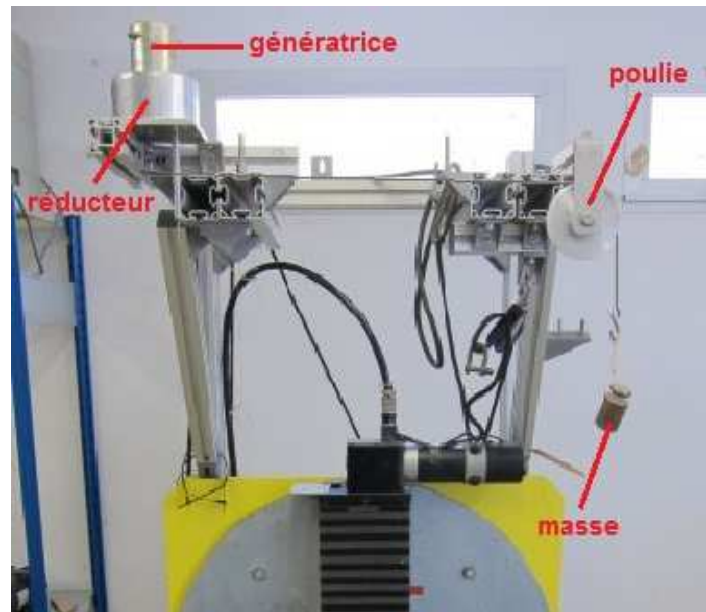


Figure 8.4 : Dispositif permettant la caractérisation des génératrices

À partir de la mesure de la tension, la puissance électrique peut être évaluée avec la formule (4.3) présentée au paragraphe 4.1.2.4. À partir de la masse m et du rayon de l'enroulement r_f du fil sur l'axe de rotation, il est possible de déterminer le couple imposé sur l'axe de rotation du multiplicateur :

$$C_{red} = mgr_f \quad (8.7)$$

Le couple sur l'axe de la génératrice vaut alors :

$$C_{gene} = \frac{1}{K_{red}} C_{red} \quad (8.8)$$

Où K_{red} est le rapport du multiplicateur considéré comme idéal. Par ailleurs, la vitesse de rotation sur l'axe de la génératrice est :

$$\Omega_{gene} = K_{red} \Omega_{red} \quad (8.9)$$

On peut déterminer la puissance mécanique apportée à la génératrice :

$$P_{meca} = C_{red} \Omega_{red} \quad (8.10)$$

Le rendement de l'ensemble génératrice plus multiplicateur peut alors être défini par :

$$\eta_{gén} = \frac{P_{elec}}{P_{meca}} \quad (8.11)$$

Les courbes caractéristiques des génératrices peuvent alors être tracées (figures 8.5 et 8.6). Des courbes similaires sont aussi obtenues pour la génératrice G01.

Par ailleurs, une régression linéaire permet de déterminer le coefficient de proportionnalité entre la vitesse de rotation de la génératrice et la force électromotrice de la génératrice. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 4.1 du paragraphe 4.1.2.4. Ce résultat doit être multiplié par

Chapitre 8 : Annexes

le rapport du réducteur (6.25) pour obtenir une relation entre la force électromotrice et la vitesse de rotation du multiplicateur (donc de la turbine pendant les campagnes expérimentales)

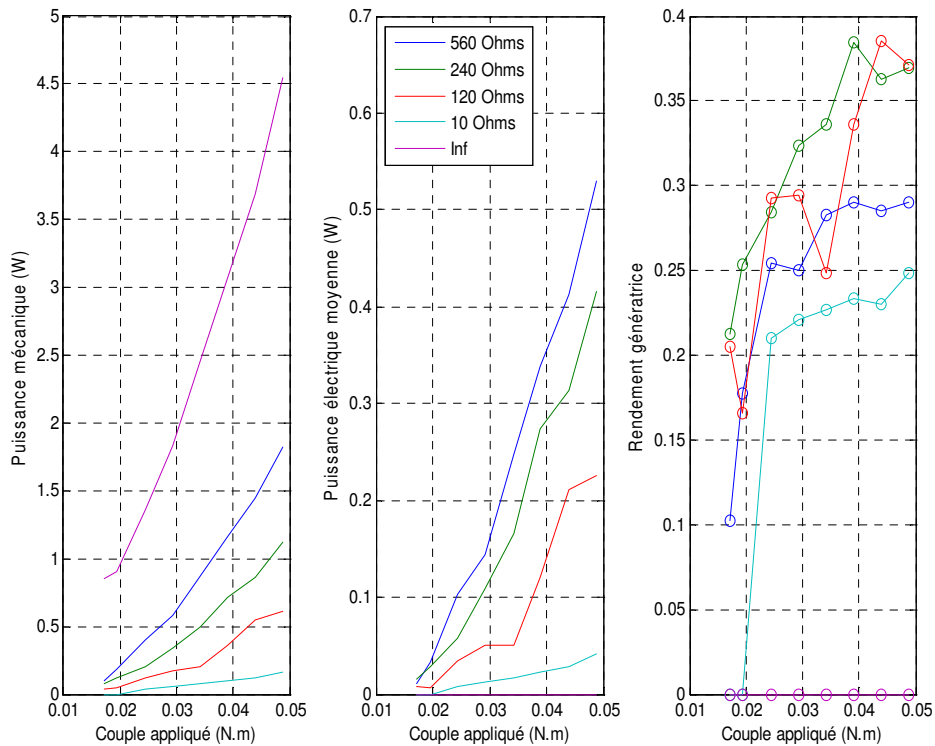


Figure 8.5 : Puissances et rendement de la génératrice G02 en fonction du couple appliqué et de la résistance de décharge

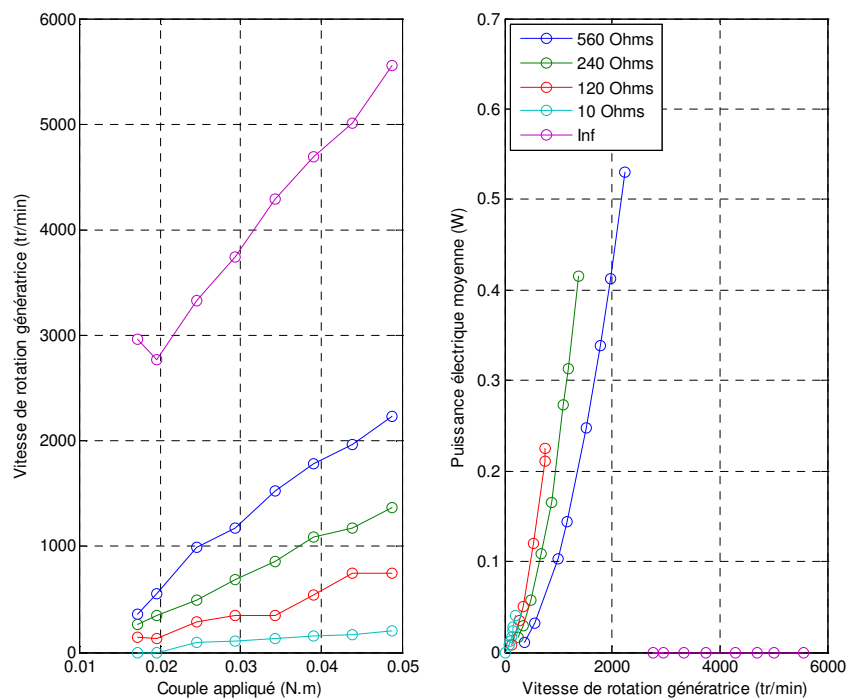


Figure 8.6 : Vitesse de rotation de la génératrice G02 en fonction du couple appliqué sur l'axe du multiplicateur et puissance électrique moyenne en fonction de la vitesse de rotation de la génératrice pour différentes valeurs de la résistance de décharge

8.3. Traitement du signal

8.3.1. Analyse harmonique

L'analyse harmonique par décomposition en série de Fourier d'un signal périodique permet d'évaluer les composantes de celui-ci multiple d'un fondamental. Un signal x décomposé en une série de Fourier tronquée à l'ordre N s'exprime ainsi :

$$x = x_0 + \sum_{n=1}^N (x_{cn} \cos n\omega t + x_{sn} \sin n\omega t) = x_0 + \sum_{n=1}^N (x_{mn} \sin n\omega t + \phi_{xn}) \quad (8.12)$$

où x_0 est la moyenne du signal, x_{mn} et ϕ_{xn} sont le module et la phase de l'harmonique n .

Les coefficients x_0 , x_{cn} et x_{sn} peuvent être évalués par quadrature ou en utilisant une méthode de moindres carrées. Les modules et phases en sont déduits avec :

$$x_{mn} = \sqrt{x_{cn}^2 + x_{sn}^2} \quad (8.13)$$

et

$$\phi_{xn} = \arctan \frac{x_{cn}}{x_{sn}} \quad (8.14)$$

8.3.2. Transformée de Fourier Direct

La transformée de Fourier direct du signal x s'exprime par :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (8.15)$$

La transformée de Fourier discrète permettant d'évaluer la transformée de Fourier en pratique est :

$$X_d(f_k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(t_n) e^{-j2\pi f_k t_n} \quad (8.16)$$

Pour $0 \leq k < N$, où N est le nombre d'échantillons du signal.

8.3.3. Spectre de Puissance

La densité spectrale de puissance S_x du signal x s'exprime par :

$$S_x(f) = \frac{|X|^2}{2\delta f} \quad (8.17)$$

où δf est la fréquence d'échantillonnage du spectre du signal x et $|X|$ est le module de la transformée de Fourier du signal.

8.3.4. Filtrage

8.3.4.1. Filtre de Butterworth

Pour le filtrage des signaux, un filtre passe bas de Butterworth est régulièrement utilisé dans cette thèse. Le module de la fonction de transfert $|H_n|$ d'un filtre de Butterworth d'ordre n est le suivant [Butterworth, 1930] :

$$|H_n| = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{2n}}} \quad (8.18)$$

où ω_c est la fréquence de coupure du filtre.

Pour se rendre compte de l'influence de ce filtre sur un signal, un exemple est présenté sur la figure 8.7 montrant le signal original correspondant à la variation de hauteur d'eau pour la sonde A3 dans la maquette MT03. Sur cette figure, deux signaux filtrés avec deux fréquences de coupures différentes sont présentés (fréquences de coupure de 1 Hz et 3 Hz). Dans ce cas, le signal filtré à 3 Hz (en vert) supprime les pics très fins et réguliers mais conserve les autres oscillations. Le signal filtré à 1 Hz (en rouge) supprime les pics fins et réguliers ainsi que les oscillations les moins importantes pour ne conserver que les oscillations principales du signal original. Ces effets sont retrouvés sur la figure 8.8 qui présente les spectres des trois signaux considérés.

Les oscillations secondaires correspondent peut-être à un phénomène physique qui ne sera pas analysé par la suite si la fréquence de coupure de 1 Hz est utilisée. Une vigilance particulière est donc à observer sur les fréquences de coupure en fonction des grandeurs qu'on cherche à enlever ou conserver.

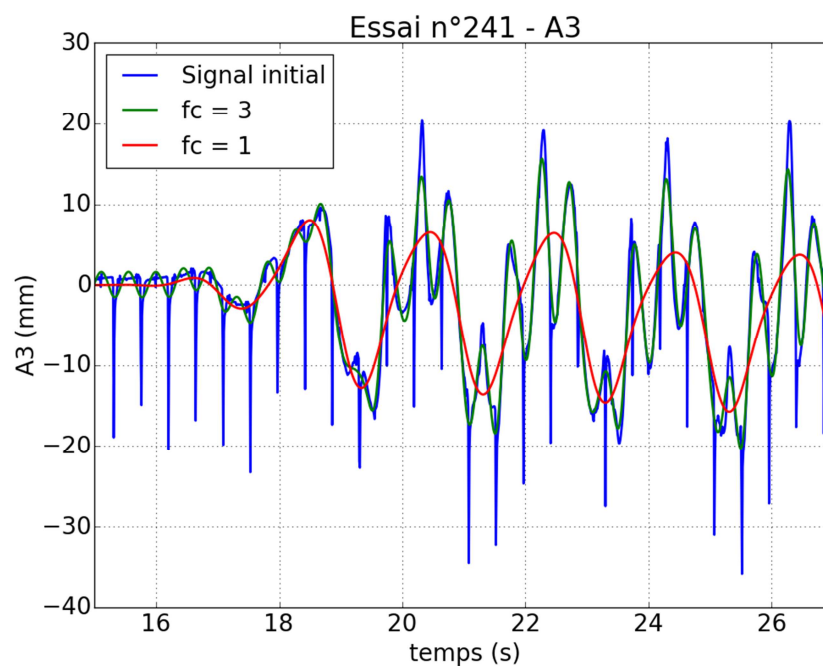


Figure 8.7 : Variation de hauteur d'eau, signal initial et filtrés avec un filtre Butterworth d'ordre 4 et plusieurs valeurs de la fréquence de coupure. Essai 241, sonde A3.

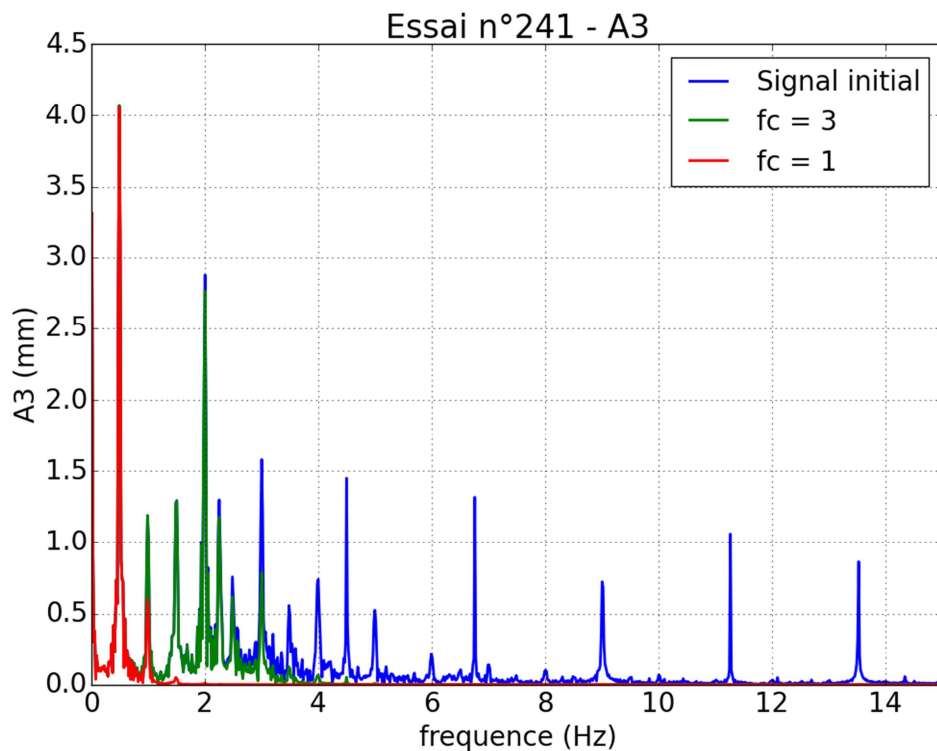


Figure 8.8 : Spectre de la hauteur d'eau du signal initial et du signal filtré avec un filtre Butterworth d'ordre 4 et différentes valeurs de la fréquence de coupure. Essai 241, sonde A3.

8.3.4.2. Filtre seuil

Pour le filtrage des sondes capacitives lors de la seconde campagne expérimentale, un filtre appelé ici filtre seuil a été réalisé.

Cet algorithme se fonde sur la détection des points du signal d'entrée correspondant à des dérivées supérieures à un seuil défini par l'utilisateur et sur un traitement approprié réalisé sur ces points. Les points concernés sont remplacés par une valeur correspondant à la moyenne des points précédents et suivants. La répétition de ce test un nombre suffisant de fois permet de lisser le signal et d'éliminer les pics associés à des dérivées nettement plus importantes que celle du reste du signal.

La figure 8.9 montre l'algorithme utilisé pour réaliser ce filtrage.

Les deux paramètres de cet algorithme sont le seuil se et le nombre d'itérations du processus ni . Les figures 8.1 à 8.13 montrent l'influence de ces deux paramètres sur le signal temporel et sur son spectre. On observe effectivement sur ces figures que plus le nombre d'itérations est grand et plus les pics, suffisamment abrupts, du signal sont éliminés. Cependant, ce paramètre a de moins en moins d'importance au fur et à mesure qu'il augmente. En ce qui concerne le seuil, plus ce dernier est faible et plus les pics, suffisamment abrupts, du signal sont éliminés. Comme le montre les figures 8.11 et 8.13, les portions du signal filtrées ne correspondent pas à une zone supérieure à une fonction de coupure mais plutôt à une caractéristique du pic considéré. Ceci permet d'éliminer les pics dus à l'électronique (voir paragraphe 4.1.2.1) sans trop modifier la composante intéressante du signal malgré des fréquences relativement proches.

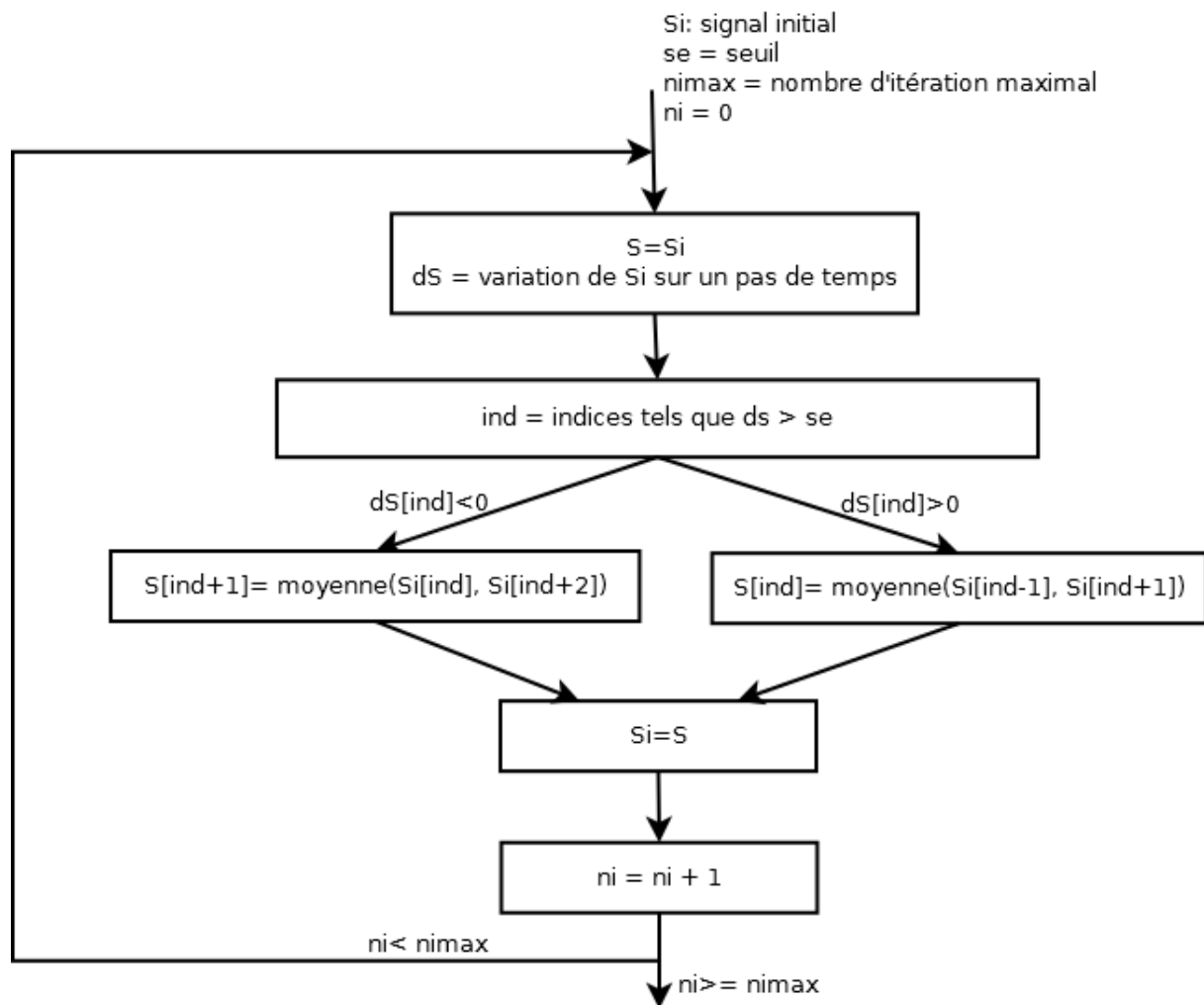


Figure 8.9 : Diagramme de l'algorithme utilisé pour le filtre seuil

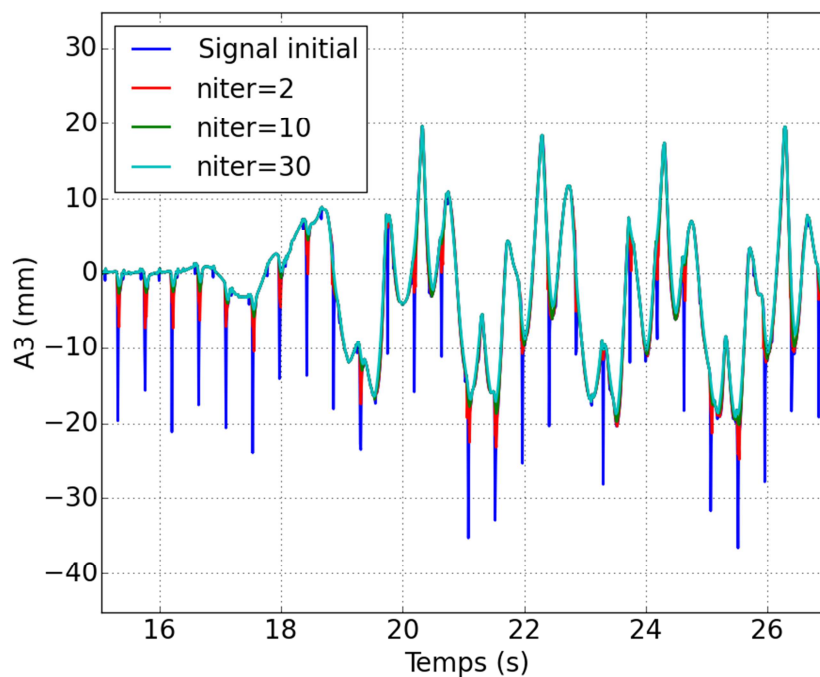


Figure 8.10 : Variation de hauteur d'eau, signal initial et filtrés avec un filtre seuil et plusieurs valeurs du nombre d'itérations. Essai 241, sonde A3.

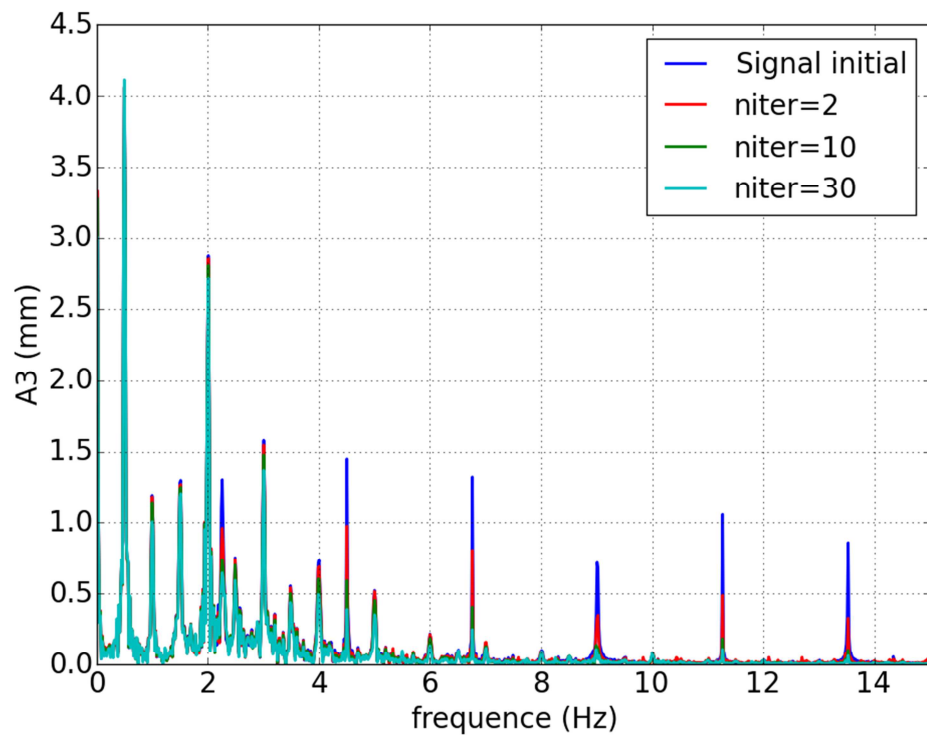


Figure 8.11 : Spectre de la hauteur d'eau du signal initial et du signal filtré pour un filtre seuil et plusieurs valeurs du nombre d'itérations. Essai 241, sonde A3.

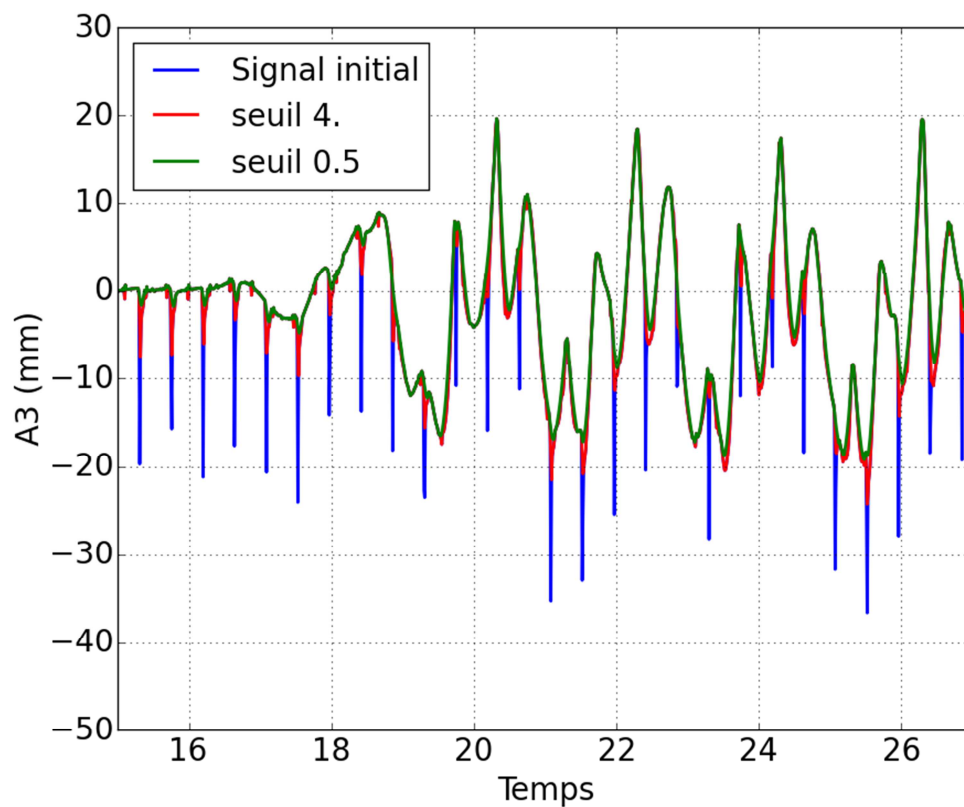


Figure 8.12 : Variation de hauteur d'eau, signal initial et filtrés avec un filtre seuil et plusieurs valeurs du seuil. Essai 241, sonde A3.

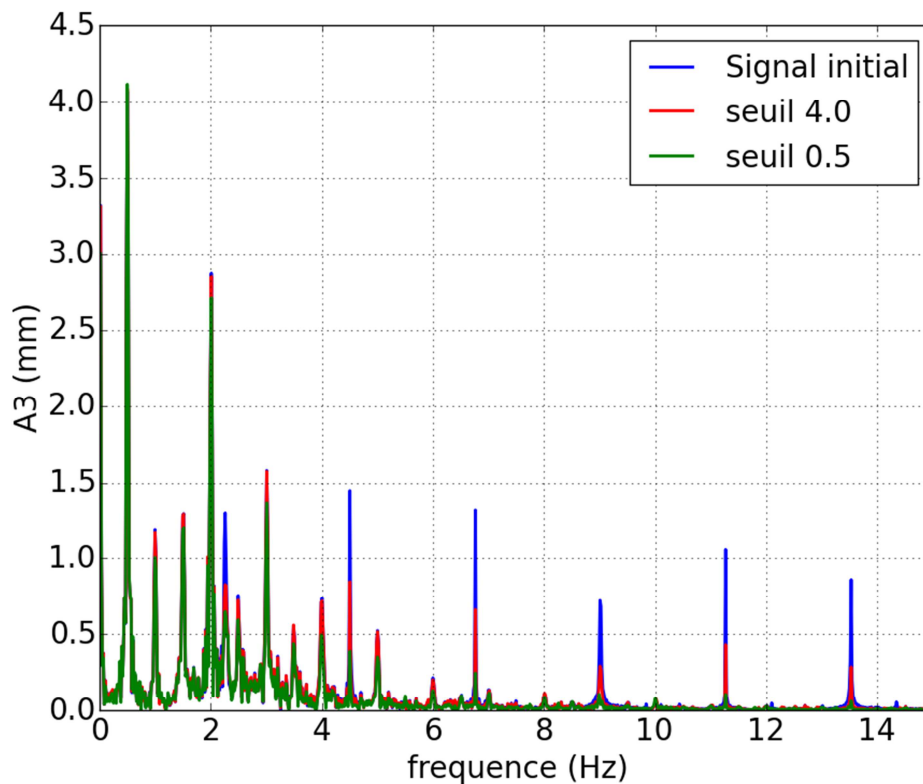


Figure 8.13 : Spectre de la hauteur d'eau du signal initial et du signal filtré pour un filtre seuil et plusieurs valeurs du seuil. Essai 241, sonde A3.

8.3.5. Fonction de transfert

Une fonction de transfert H représente une relation entre le signal d'entrée X et le signal de sortie Y d'un système linéaire. On a ainsi :

$$Y = HX \quad (8.19)$$

Pour des signaux réguliers, la fonction de transfert est réalisée en divisant l'amplitude de la première harmonique du signal Y par celle du signal X (par exemple l'amplitude du mouvement dans notre cas).

Pour des signaux irréguliers, la fonction de transfert, est obtenue en effectuant le rapport entre transformée de Fourier de la fonction de corrélation entre les deux signaux X et Y , et la densité spectrale de puissance du signal X (qui est aussi la transformée de Fourier de l'autocorrélation du signal). Ces dernières sont calculées avec la méthode de Welch [Welch, 1967].

8.4. Dynamique du solide

8.4.1. Inertie propre du solide

Les accélérations subies par un solide peuvent se mettre sous la forme d'un vecteur à six composantes. Les trois premières composantes de ce vecteur correspondent aux accélérations du centre de gravité du solide considéré. Les trois dernières composantes correspondent aux accélérations de rotations du solide. De même, les efforts généralisés sur le solide sont les trois composantes des forces et trois composantes des moments.

En utilisant ces notions, le principe fondamental de la dynamique peut se mettre sous la forme :

$$M\gamma = F \quad (8.20)$$

Où γ est l'accélération généralisée, F est l'effort généralisé et M est la matrice d'inertie. Cette dernière est une matrice (6x6) qui est exprimée de la manière suivante :

$$M = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mZ_G & -mY_G \\ 0 & m & 0 & -mZ_G & 0 & mX_G \\ 0 & 0 & m & mY_G & -mX_G & 0 \\ 0 & -mZ_G & mY_G & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ mZ_G & 0 & -mX_G & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -mY_G & mX_G & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{pmatrix} \quad (8.21)$$

Où m est la masse du solide considéré, (X_G, Y_G, Z_G) est la position du centre de gravité et $I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}, I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}$ sont les coefficients de la matrice d'inertie (3x3) du solide.

8.4.2. Angles d'Euler

Les rotations du plateau de l'Hexapode (c'est-à-dire les rotations du repère R' par rapport au repère R_M) sont décrites en utilisant les angles d'Euler [Symétrie, 2012]. La convention utilisée pour décrire ces angles est présentée ici.

Le repère $R_0 (O', X_0, Y_0, Z_0)$ est le repère dont les axes sont parallèles à ceux du repère R_M et dont l'origine coïncide avec l'origine du repère R' .

La rotation du repère R' par rapport au repère R_M est décomposée en trois rotations élémentaires représentées sur la figure 8.14:

- le lacet, qui est la rotation d'angle α_z autour de l'axe z_M et conduit au repère $(X_1, Y_1, Z_1 = Z_M)$;
- le tangage, qui est la rotation d'angle α_y autour de l'axe y_1 et conduit au repère $(X_2, Y_2 = Y_1, Z_2)$;
- et le roulis qui est la rotation d'angle α_x autour de l'axe x_2 et conduit au repère $(X' = X_1, Y', Z')$.

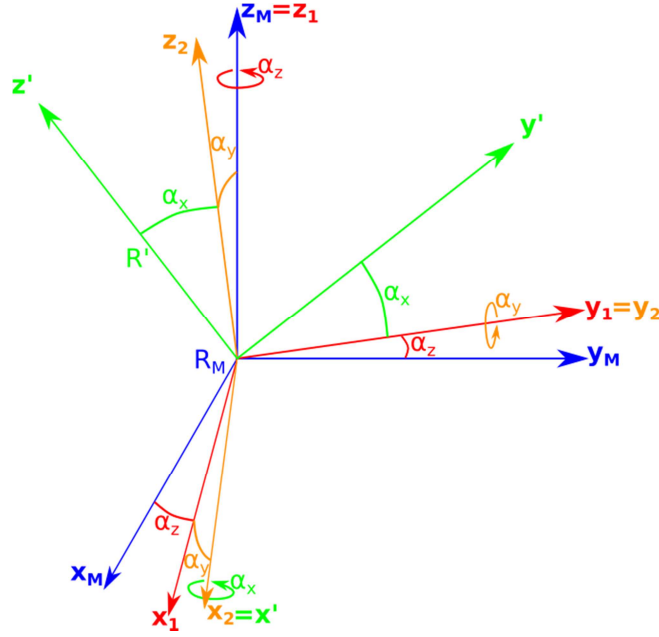


Figure 8.14 : Schéma des angles d'Euler utilisés

Les matrices de rotation de chacune de ces rotations élémentaires sont :

$$R_x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_x & -\sin \alpha_x \\ 0 & \sin \alpha_x & \cos \alpha_x \end{pmatrix} \quad (8.22)$$

$$R_y = \begin{pmatrix} \cos \alpha_x & 0 & \sin \alpha_x \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha_x & 0 & \cos \alpha_x \end{pmatrix} \quad (8.23)$$

$$R_z = \begin{pmatrix} \cos \alpha_z & -\sin \alpha_z & 0 \\ \sin \alpha_z & \cos \alpha_z & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (8.24)$$

Et la matrice de passage du repère R_0 au repère R' est :

$$R = R_z R_y R_x$$

$$R = \begin{pmatrix} \cos \alpha_z \cos \alpha_y & \cos \alpha_z \sin \alpha_y \sin \alpha_x - \sin \alpha_z \cos \alpha_x & \cos \alpha_z \sin \alpha_y \cos \alpha_x + \sin \alpha_z \sin \alpha_x \\ \sin \alpha_z \cos \alpha_y & \sin \alpha_z \sin \alpha_y \sin \alpha_x + \cos \alpha_x \cos \alpha_z & \sin \alpha_z \sin \alpha_y \cos \alpha_x - \cos \alpha_z \sin \alpha_x \\ -\sin \alpha_y & \sin \alpha_x \cos \alpha_y & \cos \alpha_x \cos \alpha_y \end{pmatrix} \quad (8.25)$$

Cette méthode de représentation des rotations peut conduire à une indétermination si un des angles d'Euler atteint 90° . Cependant, ce cas est impossible avec l'Hexapode (ses vérins sont trop courts).

Le vecteur instantané de rotation exprimé dans le repère fixe R_M peut être déterminé à partir des angles d'Euler de la manière suivante :

$$\Omega = R_z R_y \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + R_z \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\alpha}_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\alpha}_z \end{bmatrix} \quad (8.26)$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} \cos \alpha_y \cos \alpha_z & -\sin \alpha_z & 0 \\ \cos \alpha_y \sin \alpha_z & \cos \alpha_z & 0 \\ -\sin \alpha_y & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_x \\ \dot{\alpha}_y \\ \dot{\alpha}_z \end{bmatrix} \quad (8.27)$$

Il peut aussi être exprimé dans le repère mobile en multipliant l'expression (8.26) par la matrice de passage R de l'équation (8.25).

8.4.3. Calcul de l'effort de l'eau

On cherche à connaître les efforts de l'eau sur la maquette, à partir des efforts de liaison mesurés par la « grande balance » placée entre le plateau de l'Hexapode et le support de la maquette et des mouvements mesurés par l'Hexapode.

Pour déterminer les efforts de l'eau sur la maquette, on applique à cette dernière le principe fondamental de la dynamique. L'ensemble constitué de la maquette, son support et la partie supérieure de la grande balance est noté S_1 . Toutes les parties de S_1 sont fixes les unes par rapport aux autres. Lorsqu'elle est présente, la turbine est en rotation par rapport aux autres solides de S_1 mais ceci est négligé dans la suite car la masse de la turbine est relativement faible (environ 500 g pour la turbine et 71.6 kg pour le reste de la maquette) et elle tourne relativement lentement (de l'ordre de 100 tr/min au maximum).

Le bilan des forces sur S_1 est le suivant :

- poids ;
- efforts de l'eau sur la maquette (que l'on cherche à déterminer) ;
- efforts du plateau de l'Hexapode sur la maquette (mesurés par la grande balance).

Les efforts mesurés par la balance sont évalués dans un repère lié à la balance en un point noté B dont la position est connue. Le problème est donc résolu dans le repère mobile R'_B . Les axes de ce repère sont parallèles à ceux du repère R' et son origine est placée en B. Étant donné que la résolution se fait dans le repère mobile, les efforts d'inertie d'entraînement et de Coriolis sont ajoutés à la liste précédente.

Le principe fondamental de la dynamique dans le repère R' mobile s'écrit :

$$m (\dot{\mathbf{C}} + \dot{\boldsymbol{\Omega}} \wedge \mathbf{X}_G) = \mathbf{F}_{eau \rightarrow S_1} + \mathbf{F}_{H \rightarrow S_1} + m\mathbf{g} - m(\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{C} + \boldsymbol{\Omega} \wedge (\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{X}_G)) \quad (8.28)$$

$$m \mathbf{X}_G \wedge \dot{\mathbf{C}} + I_{R'} \dot{\boldsymbol{\Omega}} = \mathbf{M}_{eau \rightarrow S_1} + \mathbf{M}_{H \rightarrow S_1} + m \mathbf{X}_G \wedge \mathbf{g} - m \mathbf{X}_G \wedge (\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{C}) - (\boldsymbol{\Omega} \wedge I_{R'} \boldsymbol{\Omega}) \quad (8.29)$$

où :

- m est la masse de l'ensemble S_1 ;
- \mathbf{C} est la vitesse du point B et $\dot{\mathbf{C}}$ est sa dérivée par rapport au temps (l'accélération) ;
- $\boldsymbol{\Omega}$ est le vecteur vitesse de rotation exprimé dans le repère mobile (voir paragraphe 8.4.2) et $\dot{\boldsymbol{\Omega}}$ est sa dérivée par rapport au temps ;
- \mathbf{X}_G est la position du centre de gravité de S_1 dans le repère mobile R' ;

Chapitre 8 : Annexes

- $F_{eau \rightarrow S_1}$ et $M_{eau \rightarrow S_1}$ sont respectivement les forces et moments appliqués par l'eau sur la maquette ;
- $F_{H \rightarrow S_1}$ et $M_{H \rightarrow S_1}$ sont respectivement les forces et moments de l'Hexapode sur la maquette ;
- g est l'accélération de la pesanteur exprimée dans le repère mobile R' ;
- $I_{R'}$ est la matrice d'inertie de la maquette exprimée au point B dans le repère mobile R' .

On peut donc en déduire les efforts de l'eau sur la maquette en mettant les équations (8.28) et (8.29) sous la forme suivante :

$$F_{eau \rightarrow S_1} = -F_{H \rightarrow S_1} - mg + m(\dot{C} + \dot{\Omega} \wedge X_G) + m(\Omega \wedge C + \Omega \wedge (\Omega \wedge X_G)) \quad (8.30)$$

$$M_{eau \rightarrow S_1} = -M_{H \rightarrow S_1} - mX_G \wedge g + mX_G \wedge \dot{C} + I_{R'}\dot{\Omega} + mX_G \wedge (\Omega \wedge C) + (\Omega \wedge I_{R'}\Omega) \quad (8.31)$$

Les efforts mesurés par la balance sont des efforts dont la valeur initiale, c'est-à-dire la valeur au repos, a été supprimée. On décompose donc ces efforts de la manière suivante :

$$F_{H \rightarrow S_1} = F'_{H \rightarrow S_1} + F^0_{H \rightarrow S_1} \quad (8.32)$$

$$M_{H \rightarrow S_1} = M'_{H \rightarrow S_1} + M^0_{H \rightarrow S_1} \quad (8.33)$$

où :

- $F'_{H \rightarrow S_1}$ et $M'_{H \rightarrow S_1}$ sont respectivement les forces et moments effectivement mesurés par la balance ;
- $F^0_{H \rightarrow S_1}$ et $M^0_{H \rightarrow S_1}$ sont respectivement les forces et moments de l'Hexapode sur la maquette.

Une décomposition similaire est réalisée pour les efforts de l'eau sur la maquette :

$$F_{eau \rightarrow S_1} = F'_{eau \rightarrow S_1} + F^0_{eau \rightarrow S_1} \quad (8.34)$$

$$M_{eau \rightarrow S_1} = M'_{eau \rightarrow S_1} + M^0_{eau \rightarrow S_1} \quad (8.35)$$

D'après le principe fondamental de la statique, la composante de l'effort de l'Hexapode sur la maquette est opposée au poids de la maquette. On a donc les relations suivantes en notant g_0 l'accélération de la pesanteur au repos :

$$F^0_{H \rightarrow S_1} + mg_0 + F^0_{eau \rightarrow S_1} = 0 \quad (8.36)$$

$$M^0_{H \rightarrow S_1} + mX_G \wedge g_0 + M^0_{eau \rightarrow S_1} = 0 \quad (8.37)$$

Chapitre 8 : Annexes

Finalement, la composante variable des efforts de l'eau sur la maquette est évaluée en pratique avec :

$$\mathbf{F}'_{eau \rightarrow S_1} = -\mathbf{F}'_{H \rightarrow S_1} - m\mathbf{g}' + m(\dot{\mathbf{C}} + \dot{\boldsymbol{\Omega}} \wedge \mathbf{X}_G) + m(\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{C} + \boldsymbol{\Omega} \wedge (\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{X}_G)) \quad (8.38)$$

$$\mathbf{M}'_{eau \rightarrow S_1} = -\mathbf{M}'_{H \rightarrow S_1} - m\mathbf{X}_G \wedge \mathbf{g}' + m\mathbf{X}_G \wedge \dot{\mathbf{C}} + I_{R'}\dot{\boldsymbol{\Omega}} + m\mathbf{X}_G \wedge (\boldsymbol{\Omega} \wedge \mathbf{C}) + (\boldsymbol{\Omega} \wedge I_{R'}\boldsymbol{\Omega}) \quad (8.39)$$

Où :

- \mathbf{g}' est la partie variable de l'accélération de la pesanteur dans le repère mobile ($\mathbf{g} = \mathbf{g}_0 + \mathbf{g}'$).

Pour déterminer la masse et l'inertie de l'ensemble S_1 , des essais à vide (sans eau) sont réalisés. Les équations (8.38) et (8.39) restent valables en prenant $\mathbf{F}'_{eau \rightarrow S_1}$ et $\mathbf{M}'_{eau \rightarrow S_1}$ nulles. Il est alors possible de déterminer m et I_R avec une méthode de moindres carrés.

8.4.4. Masses ajoutées et amortissements

On montre ici comment sont évalués les masses ajoutées et amortissements des cuves. Dans le cas de mouvements réguliers, on peut considérer que les mouvements X de l'Hexapode peuvent être exprimés sous la forme :

$$X = |X|e^{i\omega t + \varphi} \quad (8.40)$$

En supposant que le système reste linéaire (petits mouvements), on peut considérer que l'effort de l'eau dans la cuve sur la maquette peut se mettre sous la forme suivante :

$$F_c = |F_c|e^{i\omega t + \varphi_f} \quad (8.41)$$

$$F_c = -M_{ac}(i\omega)^2 X - i\omega B_c X - K_c X \quad (8.42)$$

d'où :

$$\frac{F_c}{X} = M_{ac}\omega^2 - K_c - i\omega B_c \quad (8.43)$$

On en déduit donc que :

$$M_{ac} = \frac{1}{\omega^2} \left(K_c + \Re \left(\frac{F_c}{X} \right) \right) \quad (8.44)$$

et

$$B_c = -\frac{i}{\omega} \Im \left(\frac{F_c}{X} \right) \quad (8.45)$$

Où \Re et \Im sont les fonctions permettant d'évaluer respectivement les parties réelles et imaginaires d'un nombre complexe.

Afin de déterminer M_{ac} , il est donc nécessaire de calculer K_c qui correspond aux efforts hydrostatiques de la cuve. Au premier ordre et en se limitant à des mouvements de faible amplitude,

Chapitre 8 : Annexes

on peut considérer que la force hydrostatique est constante et se résume au poids de l'eau dans la cuve.

$$F_s = mg \quad (8.46)$$

Avec les mêmes hypothèses, le moment hydrostatique peut être exprimé de la manière suivante :

$$M_{sB} = M_{sC} + BC \times F_s \quad (8.47)$$

M_{sB} est le moment hydrostatique calculé au point de réduction des mouvements B. M_{sC} est le moment hydrostatique au centre de la cuve C.

On se limite à partir de maintenant à des mouvements de rotation de la cuve autour de l'axe x (roulis). Ce moment est estimé en considérant que l'eau se comporte comme un pendule dont le centre de rotation est appelé le métacentre. La hauteur du métacentre par rapport au centre de carène est, en supposant que les mouvements sont de petite amplitude :

$$CM = \frac{J_x}{V} \quad (8.48)$$

où J_x est le moment quadratique de la surface de flottaison en rotation par rapport à l'axe de rotation. V est le volume d'eau dans la cuve.

Le moment quadratique de la surface de flottaison du bassin central (un cylindre de diamètre D) par rapport à l'axe x est :

$$J_{xcyl} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (8.49)$$

Le moment quadratique d'un ballast (bassin rectangulaire) par rapport à l'axe x est :

$$J_{xbal} = \frac{LL^3}{12} \quad (8.50)$$

où L est la longueur du ballast est l sa largeur.

Le moment quadratique de l'ensemble de la maquette est obtenu en faisant la somme des moments quadratiques des trois bassins. Ceci suppose que les trois bassins ne communiquent pas.

Si on veut estimer l'inertie de bassins qui communiquent, le moment quadratique des ballasts doit être « déplacé » au centre de la surface de flottaison en utilisant le théorème de Huygens avant de faire la somme des moments quadratiques.

Dans le repère fixe, et en utilisant l'expression obtenue dans les équations (8.46) et (8.47) on obtient les expressions suivantes pour le moment hydrostatique :

$$M_{sB} = mg \sin \alpha_x \begin{pmatrix} CM + BC \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (8.51)$$

En linéarisant les termes en sinus et cosinus, et en considérant que la relation entre les efforts hydrostatiques et la raideur est la suivante :

Chapitre 8 : Annexes

$$\begin{pmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{M}_{sB} \end{pmatrix} = -K_c X \quad (8.52)$$

En réorganisant les différents termes, on peut construire la matrice de raideur pour un mouvement 2D :

$$K_c = -mg \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & CM + BC \end{pmatrix} \quad (8.53)$$

Les coefficients de proportionnalité (c'est-à-dire les masses ajoutées et amortissements) entre les mouvements (accélérations et vitesses), et les efforts peuvent aussi être estimés en utilisant la méthode des moindres carrés. La composante hydrostatique doit aussi être estimée dans ce cas.

8.5. Post Traitement : calcul des hauteurs d'eau

Dans le cas du modèle numérique de la maquette MT03, les hauteurs d'eau sont déterminées en utilisant la méthode par Recoquillon [Recoquillon, 2013]. La position dans le plan horizontal où la mesure est réalisée est choisie (par exemple la position des sondes capacitatives). Toutes les cellules sur la verticale correspondant à cette position sont sélectionnées. Le maillage étant structuré, ces cellules sont parfaitement superposées. Les cellules, du modèle numérique de la maquette MT03, sélectionnées pour calculer les hauteurs d'eau à la position des sondes capacitatives sont montrées sur la figure 8.15. Les faces verticales de ces cellules sont sélectionnées. Pour chaque pas de temps, la moyenne de la fraction volumique pondérée par la surface de chaque face est calculée. La valeur ainsi obtenue est la hauteur d'eau en pourcentage de la hauteur totale des faces considérées ($h_{\%}$) :

$$h_{\%} = \sum_i \frac{\alpha_i S_i}{S_{tot}} \quad (8.54)$$

où α_i est la fraction volumique de la face i , S_i est la surface de la face i et S_{tot} est la surface totale des faces considérées ($S_{tot} = \sum_i S_i$). La fraction volumique est calculée et donc disponible au centre des cellules et non sur les faces du maillage. Une interpolation de cette grandeur sur les faces des cellules doit être réalisée avant le calcul de la hauteur d'eau.

La hauteur d'eau est ensuite obtenue en multipliant cette valeur par la hauteur totale des faces. Cette dernière correspond à celle du domaine maillé et est donc connue, pour le modèle numérique de la maquette MT03, elle vaut 0.25 m.

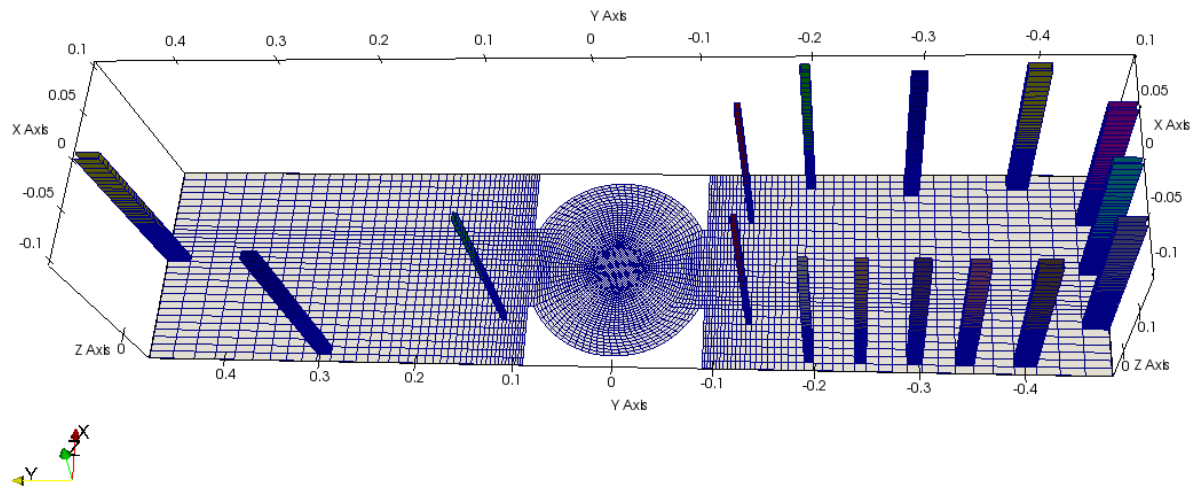


Figure 8.15 : Cellules sélectionnées pour déterminer la hauteur d'eau au niveau des sondes capacitatives dans la maquette MT03.

Modélisation expérimentale et numérique de l'écoulement au sein d'un système convertisseur de l'énergie de la houle

Résumé

Cette thèse se focalise sur un système récupérateur de l'énergie des vagues qui est constitué d'un flotteur contenant des cuves partiellement remplies d'eau. Lorsque les vagues mettent en mouvement le flotteur, un tourbillon de type vidange apparaît dans une des cuves. Pour extraire l'énergie, une turbine, reliée à une génératrice, est plongée dans ce tourbillon. Tout d'abord, le tourbillon de vidange est étudié expérimentalement dans un contenant fixe. Les hauteurs d'eau et les vitesses du liquide sont mesurées. Ces vitesses sont estimées par vélocimétrie laser (Laser Doppler Velocimetry, LDV). Cet écoulement est modélisé numériquement en résolvant les équations de Navier-Stokes dans les deux phases (eau et air) par la méthode des volumes finis (avec le logiciel OpenFOAM). L'interface entre les deux phases est déterminée par la méthode des *Volume of Fluid* (VoF). Des comparaisons entre les résultats de ces deux approches sont menées. Ensuite, l'écoulement à l'intérieur du système houlomoteur est étudié en plaçant une maquette du dispositif sur un Hexapode (machine capable d'imposer des mouvements à la maquette à la manière d'un flotteur en mer). Les hauteurs d'eau et les efforts hydrodynamiques sur la maquette et, le cas échéant, la puissance électrique produite sont mesurés. Ces données sont comparées aux résultats d'un modèle numérique similaire à celui utilisé pour la première campagne expérimentale mais appliqué à ce dispositif. Enfin, l'influence de la turbine sur le reste du système est étudiée et son comportement en puissance est évalué pour différents mouvements imposés. Un premier modèle numérique de cette turbine est comparé aux données expérimentales.

Mots clefs : Système houlomoteur, Tourbillon de vidange, Vélocimétrie laser, interFoam

Physical and numerical model of the flow inside a wave energy converter

Abstract

This thesis focuses on the physical and numerical model of a wave energy converter (WEC). This device is made up of a buoy with compartments aboard partially filled with water. When the waves move the buoy, a bathtub vortex appears in one of these compartments. The energy is harvested with a turbine placed at the vortex's center. First, the bathtub vortex is studied numerically and experimentally in a fixed compartment. Water levels are measured using acoustics sensors and water velocities are measured by Laser Doppler Velocimetry (LDV). This flow is modeled solving the Navier-Stokes equations in the two phases (air and water) with a finite volume method (with the software OpenFOAM). The interface is determined using the volume of fluid (VoF) method. Comparisons between experimental data and numerical data are presented. Afterwards, a second experimental campaign is conducted to study the complete flow inside the WEC. Therefore a model of the inside part of the WEC is fixed at the top of a Hexapod. This device can translate and rotate the model in the same way the waves would move a buoy. Water levels and hydrodynamic forces on the model are measured. When the turbine is there, the tension delivered by its generator is measured. This experimental device is modeled numerically. This model is closed to the first one. The results are compared with experimental data. Finally, a preliminary study of the turbine shows its influence on the general flow in the WEC and the evolution of the turbine power with the imposed motion. A first model of the turbine in a fixed compartment is presented and compared with experimental data.

Keywords: Wave energy converter, bathtub vortex, Laser Doppler velocimetry, interFoam