



Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation de turbines à flux transverse

Nicolas Dellinger

► To cite this version:

Nicolas Dellinger. Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation de turbines à flux transverse. Matériaux. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENI047 . tel-00639647

HAL Id: tel-00639647

<https://theses.hal.science/tel-00639647>

Submitted on 9 Nov 2011

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.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Matériaux, Mécanique, Génie civil, Electrochimie**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

« Nicolas DELLINGER »

Thèse dirigée par « **Pierre FORAY** » et
codirigée par « **Jean-Luc ACHARD** »

préparée au sein du **Laboratoire 3SR**
dans **l'École Doctorale I-MEP2**

Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation de turbines à flux transverse

Thèse soutenue publiquement le « **22 juillet 2011** », devant le jury
composé de :

M., Jean-Luc, ACHARD
D.R. à Grenoble, Membre du jury
M., Zitouni, AZARI
P.U. à Metz, Rapporteur
M., Pierre, FORAY
P.U. à Grenoble, Membre du jury
M., François, LUSSEYRAN
C.R. à Orsay, Membre du jury
M., Abdellatif, MIRAoui
P.U. à Belfort, Rapporteur
M., Daniel, ROYE
P.U. à Grenoble, Président du jury



Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au sein des laboratoires L.E.G.I. (Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels) et 3SR (Laboratoire Sols Solides Structures et Risques) de Grenoble, sous la direction de Pierre Foray et Jean-Luc Achard. Je tiens à leur exprimer toute ma reconnaissance pour m'avoir accueilli dans leur équipe.

Mes plus vifs remerciements s'adressent au Directeur de Recherche Jean-Luc Achard, qui m'a encadré durant toutes ces années. Je le remercie particulièrement pour l'intérêt qu'il a porté à ce sujet, pour la confiance qu'il m'a accordé et surtout pour sa patience, particulièrement pendant la phase de rédaction... Grace à ses nombreux conseils et à son ouverture d'esprit, il a contribué de façon décisive à ma formation scientifique.

Je tiens également à remercier le Professeur Pierre Foray, qui a accepté de reprendre la direction de cette thèse.

Zitouni Azari professeur à Metz, François Lusseyran chargé de recherche à Orsay, Abdellatif Miraoui professeur à Belfort, Daniel Roye professeur à Grenoble ont bien voulu me faire l'honneur d'être membres du Jury, qu'ils trouvent ici l'expression de ma reconnaissance.

Si un laboratoire est un lieu de travail, il est aussi et avant tout un endroit où les contacts humains et les échanges sont nombreux. Dans ce contexte, j'aimerais remercier toutes les personnes que j'ai côtoyées durant ces trois années de thèse.

Je remercie ainsi Jeronimo, Thomas et Sylvain pour leur aide ainsi que leur soutien. Je les remercie également pour avoir bien voulu apporter des observations utiles et constructives lors de la rédaction de ce manuscrit.

Je remercie également Guilherme, Anna, Anne-Laure, Ruben, Heidi, Benoit, Manu, Mélanie, Barth pour leur soutien, ainsi que toute les personnes que j'ai rencontré pendant ces années passées à Grenoble.

Je voudrais aussi exprimer ma gratitude à toutes les personnes dont l'aide et l'enthousiasme ont permis l'avancement de ce travail, et en particulier Michel Riondet qui m'a assisté pendant de nombreux essais, Thierry Maitre pour son éclairage en mécanique des fluides, Alain Di-Donato pour ses conseils et son expérience en conception mécanique, Joel Guiraud pour ses conseils et son expérience en génie électrique, ainsi que les techniciens de l'atelier de mécanique pour leur collaboration technique et leur bonne humeur.

Enfin je voudrais remercier tous les habitants du village de Schmittviller et certaines autres personnes des alentours, pour leur aide technique et leur soutien moral.

Je citerais en particulier, et par ordre alphabétique : Cécile, Flo, François, Guilhem, Jérémy, Josy, Luc, Manu, Mathieu, Muriel, mes parents ainsi que la famille Koch.

Je voudrais également remercier certaines personnes des alentours : Alain, Gaston, John et Mathieu. Ils ont eux aussi grandement participé à ma réussite

Avant-propos

La majorité des climatologues ont aujourd'hui souscrit à l'hypothèse d'un impact majeur de l'activité humaine sur le climat. A côté de la modification de la réflectivité de la surface terrestre par la déforestation, l'avancée des déserts, l'agriculture, le recul des glaces, neiges et glaciers, l'émission de gaz dits « à effet de serre », comme le dioxyde de carbone dégagé lors de la combustion des énergies fossiles (pétrole, charbon, gaz naturel...) ou encore le méthane issu de la décomposition des matières organiques semble être la cause principale des montées fulgurantes des températures depuis une trentaine d'année. D'après le [G.E.I.E.C., 2007]¹: « La concentration atmosphérique mondiale de dioxyde de carbone a augmenté d'une valeur préindustrielle d'environ 280 ppm à 379 ppm en 2005. D'après les analyses des carottes de glace, la concentration atmosphérique de dioxyde de carbone en 2005 dépasse largement les variations naturelles durant les 650 000 dernières années (180–300 ppm) ». Si la prise de conscience semble effective, l'ensemble des décideurs tardent à mettre en place des mesures pour contrecarrer cette menace globale sur l'humanité et sur l'environnement. En effet, les changements à mettre en place sont considérables et nécessitent des modifications profondes de notre économie ainsi que de notre comportement.

Parmi les activités humaines responsables de l'émission de gaz à effet de serre, une part importante incombe au transport routier et aux centrales thermiques, au gaz, au pétrole et surtout au charbon. La France est plutôt bien placée au niveau de sa production électrique puisque, grâce à l'énergie nucléaire notamment, la part de l'énergie fossile est inférieure à 10%. En revanche, elle atteint presque 70 % à l'échelle du globe [Liébard, 2008]. Il convient de rechercher des solutions alternatives de production d'électricité, se fondant sur des sources d'énergies renouvelables, qui seront à la fois pérennes, économiquement viables et faiblement émettrices de CO₂.

Les énergies non fossiles, dites encore renouvelables, que constituent les énergies solaire, hydraulique, éolienne et géothermique doivent ainsi participer de façon croissante au bouquet énergétique de demain. Les Energies Marines Renouvelables (EMR) entrent aujourd'hui dans la danse mais seule la filière de l'éolien marin fournit une quantité d'énergie significative. Ingénieurs et chercheurs développent de multiples dispositifs pour exploiter les autres formes d'EMR. Parmi ces dernières l'énergie des courants marins se prête à des systèmes de conversion électrique prometteurs. C'est dans ce contexte que le L.E.G.I. (Laboratoire d'Ecoulements Géophysiques et Industriels), a lancé en 2001 le projet HARVEST (Hydroliennes à Axe de Rotation VERTICAL Stabilisé), visant à développer un concept original d'hydrolienne. L'objectif de ce programme est le déploiement de parcs marins ou fluviaux utilisant des turbines à flux transverse et à axe vertical dont la géométrie résulte d'une évolution des machines brevetées par Darrieus et Gorlov.

¹ G.E.I.C : Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat. Rapport disponible sur <http://www.ecologie.gouv.fr>

Ce projet est par nature multidisciplinaire. Il comporte trois composantes principales : la mécanique des fluides, la mécanique des solides et l'électrotechnique. Par la suite, trois laboratoires ont apporté leurs contributions au LEGI : le laboratoire 3SR (partie mécanique des solides, et dimensionnement des ancrages au sol), le laboratoire G2ELab (partie électrotechnique) auxquels s'est joint le LaMCoS (mécanique vibratoire). Dans le projet HARVEST, la présente thèse a la particularité d'être en quelque sorte au carrefour des trois axes de recherche principaux cités plus haut. Son objectif majeur consiste en l'instrumentation du tunnel hydrodynamique du LEGI en vue de tester les performances de maquettes de turbines d'hydroliennes.

Actuellement, le nombre de publications concernant des tests de maquettes de turbines à flux transverse est assez réduit et les résultats sont parfois sujets à controverses. De plus, et compte tenu de la géométrie particulière de nos turbines, de nouvelles campagnes expérimentales se sont révélées indispensables pour la poursuite du projet. Outre leur originalité en termes scientifiques, les données issues de ces campagnes doivent à terme constituer une banque de résultats expérimentaux fiables et disponibles pour les quatre laboratoires partenaires et plus largement pour la communauté scientifique et l'industrie.

C'est à partir d'une mesure globale des efforts développés par une turbine en fonctionnement, que seront caractérisées de manière précise ses performances hydrodynamiques, et cela pour des conditions d'écoulement bien définies. A partir de l'extraction de ces données expérimentales, une banque de résultats sera constituée ; elle servira par la suite : (1) à des études comparatives entre différentes géométries de turbines, (2) au calage de modèles numériques développés au LEGI, (3) à l'obtention des données sur le chargement global des turbines en vue du dimensionnement des structures de maintien et des ancrages, (4) à appréhender la qualité de l'énergie fournie par une turbine en vue de l'intégration au réseau électrique. En parallèle, des campagnes de visualisation de l'écoulement sont envisagées et pourront à terme compléter les données de mesure d'effort. Cela permettra d'identifier les structures tourbillonnaires se développant dans l'écoulement et de mettre en évidence les zones dépressionnaires autour des pales dans lesquelles peut se développer prioritairement la cavitation. Dans le premier chapitre de cette thèse est introduit le concept d'énergie marine renouvelable. Devant la multiplicité des concepts permettant de récupérer cette énergie, seuls seront évoqués les systèmes de récupération de l'énergie cinétique des courants de marée et en particulier les turbines à flux transverses développés dans le cadre du programme HARVEST.

Le deuxième chapitre retrace tout d'abord les évolutions successives du concept de turbines à flux transverse. Les turbines développées dans le cadre du projet seront ensuite présentées. Le principe de fonctionnement ainsi que les paramètres de similitudes permettant d'extrapoler les résultats des petites échelles vers les grandes échelles sont enfin abordés.

Pour cerner de façon précise les besoins et les objectifs de la partie expérimentale dans le projet HARVEST, une analyse détaillée du cahier des charges de l'instrumentation est présentée au chapitre 3, et cela à partir de l'état des lieux des matériels et installations déjà disponibles au laboratoire.

Les chapitres 4 et 5 présentent les actions menées au cours de cette thèse concernant l'instrumentation du tunnel hydrodynamique. Dans le chapitre 4, à partir

d'un inventaire des systèmes de mesures conçus pour des applications se rapprochant de nos besoins, sont détaillés les éléments constitutifs de la balance de mesure des efforts qui a été conçue. Ensuite, et suivant le même schéma, le chapitre 5 aborde la partie commande et régulation de la turbine, avec les systèmes de transformation et de dissipation d'énergie.

Le chapitre 6 présente le développement de l'interface utilisateur, ainsi que les démarches adoptées lors de la mise en œuvre et de la validation de l'instrumentation. Enfin, ce mémoire se clôt par les résultats d'une campagne expérimentale menée sur une turbine, placée dans la veine d'essai.

Sommaire

1	INTRODUCTION	13
1.1	LES ENERGIES DES MAREES	13
1.1.1	<i>Les deux types d'énergie des marées</i>	<i>13</i>
1.1.1.1	L'énergie potentielle des marées : le marnage	13
1.1.1.2	L'énergie cinétique des marées : les courants de marée	14
1.1.2	<i>Les ressources en chiffres</i>	<i>15</i>
1.2	PRINCIPAUX DISPOSITIFS DE RECUPERATION DE L'ENERGIE CINETIQUE DES COURANTS.	15
1.2.1	<i>Turbines mues par les forces de portance</i>	<i>16</i>
1.2.1.1	Turbines à flux axial	16
1.2.1.2	Turbines à flux transverse	19
1.2.2	<i>Autres dispositifs</i>	<i>25</i>
1.2.2.1	Dispositifs à turbines mues par les forces de traînée	25
1.2.2.2	Ailes oscillantes	26
1.2.2.3	Résonnance induite par lâchers tourbillonnaires	26
1.3	LES HYDROLIENNES A FLUX TRANSVERSE & LE PROJET HARVEST	27
1.4	POSITIONNEMENT DE LA THESE DANS LE DEVELOPPEMENT DU CONCEPT HARVEST	30
2	FONCTIONNEMENT DES TURBINES A FLUX TRANSVERSE	33
2.1	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	33
2.1.1	<i>Les efforts de traînée et de portance sur un profil</i>	<i>33</i>
2.1.1.1	Définition normalisée d'un profil	33
2.1.1.2	Définition des efforts de portance et de traînée sur un profil	34
2.1.1.3	Des efforts de portance au couple moteur fourni par l'hydrolienne	36
2.1.1.4	L'écoulement réel au sein de la turbine	39
2.2	PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBINE	40
2.2.1	<i>Paramètres géométriques d'une turbine</i>	<i>41</i>
2.2.2	<i>Paramètres hydrauliques</i>	<i>44</i>
2.2.3	<i>Paramètres de similitude inconnus</i>	<i>46</i>
2.3	EVOLUTIONS TECHNOLOGIQUES DES TURBINES A FLUX TRANSVERSE ET LE PROJET HARVEST	48
2.3.1	<i>Analyse des phénomènes physiques limitant</i>	<i>48</i>
2.3.1.1	La question du rendement	49
2.3.1.2	La question de l'auto-démarrage	50
2.3.1.3	La question de l'uniformisation du couple moteur	50
2.3.2	<i>Optimisation des performances : utilisation de carénages</i>	<i>51</i>
3	INSTRUMENTATION DU TUNNEL HYDRODYNAMIQUE : DEFINITION DU BESOIN	55
3.1	LE TUNNEL HYDRODYNAMIQUE	55
3.1.1	<i>Le tunnel hydrodynamique</i>	<i>55</i>
3.1.2	<i>La veine d'essai</i>	<i>56</i>
3.2	CONFIGURATIONS D'IMPLANTATION DES TURBINES DANS LA SECTION D'ESSAI	58
3.2.1	<i>Objectifs généraux</i>	<i>58</i>
3.2.2	<i>Turbines en configuration mono colonne et écoulement semi infini</i>	<i>59</i>
3.2.2.1	Caractérisation de l'écoulement incident	59
3.2.2.2	Développement de la couche limite en parois	60
3.2.2.3	Confinement induit par la section d'essai	61
3.2.3	<i>Turbines carénées en configuration bi-colonnes</i>	<i>63</i>

3.3	CARACTERISATION DES PERFORMANCES HYDRODYNAMIQUES D'UNE TURBINE PAR MESURE GLOBALE D'EFFORTS.....	66
3.3.1	<i>Des composantes hydrodynamiques élémentaires aux efforts globaux</i>	67
3.3.2	<i>Définition du torseur des efforts hydrodynamiques appliqués sur une turbine</i>	69
3.3.2.1	Repérage	69
3.3.2.2	Les 3 composantes de forces	69
3.3.2.3	Les 3 moments.....	69
3.3.2.4	Torseur des actions hydrodynamiques.....	70
3.3.3	<i>Intérêt de la mesure globale des efforts pour la caractérisation des performances des turbines 70</i>	
3.4	ELABORATION DU CAHIER DES CHARGES DE L'INSTRUMENTATION DU TUNNEL HYDRODYNAMIQUE	71
3.4.1	<i>Définition du besoin et élaboration du cahier des charges.....</i>	73
3.4.1.1	Analyse du besoin	73
3.4.1.2	Analyse fonctionnelle du besoin.....	74
3.4.2	<i>Données physiques à caractère dimensionnant.....</i>	78
3.4.2.1	Estimation de la vitesse de rotation limite d'une turbine en fonctionnement	78
3.4.2.2	Estimation du niveau maximum des efforts hydrodynamiques s'appliquant sur une turbine .	79
3.4.3	<i>Précision des mesures.....</i>	86
4	DEVELOPPEMENT DE LA BALANCE DE MESURE D'EFFORT A SIX COMPOSANTES	89
4.1	RECHERCHE ET ANALYSE DES SYSTEMES EXISTANTS.....	89
4.1.1	<i>Equipement de mesure de couple pour le test de turbine Darrieus</i>	89
4.1.2	<i>Balance de mesure d'effort.....</i>	90
4.1.3	<i>Système pour l'Usinage à Grande Vitesse</i>	92
4.1.4	<i>Système de mesure à platine dynamométrique</i>	94
4.1.5	<i>Système mécanique à jauges de contrainte</i>	94
4.1.6	<i>Synthèse</i>	96
4.2	ARCHITECTURE DE L'INSTRUMENTATION DU TUNNEL HYDRODYNAMIQUE	97
4.2.1	<i>Platines dynamométriques à capteurs piézoélectriques.....</i>	98
4.2.2	<i>Principe de mesure des efforts hydrodynamiques.....</i>	99
4.2.2.1	Graphe des interactions	100
4.2.2.2	Hypothèses associées au calcul du torseur des actions hydrodynamiques	101
4.2.2.3	Expression du torseur des actions hydrodynamiques à partir des signaux des capteurs.....	102
4.3	CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS MECANIQUES DE LA BALANCE DE MESURE	103
4.3.1	<i>Chargement de la structure</i>	106
4.3.2	<i>Liaison arbre-turbine</i>	107
4.3.2.1	Deux types de turbines à considérer	107
4.3.2.2	Solution retenue et caractéristiques techniques	107
4.3.2.3	Vérification expérimentale du couple transmissible	108
4.3.3	<i>Guidage en rotation de l'arbre de la turbine.....</i>	108
4.3.4	<i>Liaisons complètes et transmission des efforts.....</i>	113
4.3.5	<i>Système d'étanchéité</i>	114
4.3.6	<i>Analyse modale de la structure</i>	115
4.3.7	<i>Cotation géométrique et spécifications des surfaces fonctionnelles</i>	118
5	SYSTEME DE DISSIPATION D'ENERGIE ET DE COMMANDE DE LA TURBINE.....	119
5.1	CHOIX D'UN SYSTEME D'ASSERVISSEMENT DE LA TURBINE ET DE CONVERSION D'ENERGIE	120
5.1.1	<i>Recherche d'un système d'asservissement et de conversion d'énergie</i>	120
5.1.1.1	Systèmes non réversibles (au sens mécanique)	120
5.1.1.2	Systèmes réversibles (au sens mécanique).....	124
5.1.1.3	Synthèse.....	124
5.1.2	<i>Choix d'un générateur électrique : technologique et dimensionnement</i>	125
5.1.2.1	Générateurs à courant continu	125

5.1.2.2	Générateurs asynchrones	128
5.1.2.3	Générateurs synchrones	134
5.1.2.4	Les variateurs électroniques	136
5.1.2.5	Synthèse.....	136
5.2	IMPLANTATION DE LA GENERATRICE SUR LA BALANCE DE MESURE D'EFFORT	137
5.2.1	<i>Les différentes architectures envisagées.....</i>	138
5.2.1.1	Montage parallèle à deux lignes d'arbre	138
5.2.1.2	Montage série à une ligne d'arbre.....	139
5.2.2	<i>Architecture retenue pour l'implantation du générateur électrique</i>	141
5.3	CARACTERISTIQUES DU MOTO-VARIATEUR DE COMMANDE DE L'HYDROLIENNE	142
5.3.1	<i>Caractéristiques de la génératrice</i>	142
5.3.2	<i>Variateur de commande de la génératrice</i>	143
5.3.3	<i>Interface « utilisateur/génératrice » & acquisition des grandeurs physiques caractéristiques liées à la génératrice</i>	144
5.3.3.1	Paramètres de réglage de l'asservissement	144
5.3.3.2	Valeurs consignes de vitesse ou de courant	145
5.3.3.3	Visualisation et acquisition des grandeurs physiques liées à la génératrice	146
5.4	MESURE DU COUPLE DE L'HYDROLIENNE AU MOYEN DE LA GENERATRICE ELECTRIQUE.....	146
5.4.1	<i>Relation entre les grandeurs électriques et le couple mécanique</i>	146
5.4.2	<i>Caractérisation de la chaine de mesure de couple</i>	146
5.4.3	<i>Paramètres à identifier pour permettre la mesure du couple</i>	147
5.4.3.1	Coefficient de couple	147
5.4.3.2	Couples résistants	148
5.4.3.3	Accélération angulaire de l'arbre	148
5.4.3.4	Synchronisme des signaux	148
6	MESURE SUR MAQUETTE EN TUNNEL HYDRODYNAMIQUE	149
6.1	DEVELOPPEMENT ET CARACTERISATION DE L'INTERFACE UTILISATEUR PERMETTANT L'ACQUISITION DES DONNEES ET LA COMMANDE DE LA TURBINE.....	149
6.1.1	<i>Architecture, matériels et composants utilisés.....</i>	149
6.1.2	<i>Développement de l'interface : programmation en G sur LabVIEW</i>	151
6.1.2.1	Face avant : interface utilisateur.....	151
6.1.2.2	Face arrière : stratégie de programmation.....	152
6.1.3	<i>Validation du système d'acquisition et de commande</i>	154
6.1.3.1	Etude des entrées de la carte.....	154
6.1.3.2	Etude des signaux de sortie de la carte.....	156
6.1.4	<i>Limitations.....</i>	157
6.1.4.1	Nombre de voies	157
6.1.4.2	Fréquence d'échantillonnage	157
6.1.4.3	Nombre de points	158
6.2	MESURE DE COUPLE A PARTIR DE LA GENERATRICE	158
6.2.1	<i>Détermination de la constante de couple associée à la génératrice</i>	158
6.2.1.1	Hypothèses.....	158
6.2.1.2	Montage expérimental	158
6.2.1.3	Synthèse.....	159
6.2.2	<i>Détermination des couples résistants.....</i>	160
6.2.2.1	Couple de frottement exercé par le palier sur l'arbre	160
6.2.2.2	Couple de frottement exercé par le joint d'étanchéité sur l'arbre	164
6.2.2.3	Couple de frottement exercé par le résolveur sur l'arbre	165
6.2.2.4	Synthèse.....	165
6.2.3	<i>Réglage et optimisation de l'asservissement de l'arbre de rotation</i>	166
6.2.4	<i>Correction dynamique des valeurs de couple</i>	169
6.3	MESURE DES EFFORTS DE TRAINEE SUR UNE TURBINE AVEC UNE PLATINE PIEZOELECTRIQUE	173
6.3.1	<i>Etape préliminaire : mesure des efforts sans hydrolienne.....</i>	173

6.3.1.1	Mesure des efforts statiques	173
6.3.1.2	Mesure des efforts dynamiques	177
6.3.2	<i>Mise en évidence de l'influence du support de la platine piézoélectrique sur la mesure des efforts</i>	180
6.3.2.1	Mouvements du support de la balance	180
6.3.2.2	Déformation du support après mise en eau de la veine	181
6.3.2.3	Déformation du support sous contraintes thermomécaniques	182
6.3.3	<i>Autres facteurs pouvant influencer la mesure d'effort</i>	183
6.3.3.1	Quantification de l'influence du joint d'étanchéité sur la mesure des efforts	183
6.3.3.2	Quantification du niveau de bruits de mesures	183
6.3.4	<i>Bilan : analyse des incertitudes de mesure</i>	184
6.3.4.1	Mesure de couple	184
6.3.4.2	Mesure des efforts de traînée	184
6.4	MESURES SUR MAQUETTES EN TUNNEL HYDRODYNAMIQUE : RESULTATS EXPERIMENTAUX	186
6.4.1	<i>Présentation de la turbine testée</i>	186
6.4.2	<i>Conditions et protocole expérimentaux</i>	187
6.4.2.1	Conditions expérimentales	187
6.4.2.2	Protocole expérimental	187
6.4.3	<i>Présentation et analyse des résultats expérimentaux</i>	187
6.4.3.1	Evolution du couple moyen	188
6.4.3.2	Evolutions du coefficient de puissance	189
6.4.3.3	Evolution angulaire du coefficient de couple	190
6.4.3.4	Variation angulaire des efforts de traînée	191
6.4.4	<i>Bilan</i>	191
	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	193
	ANNEXES	197
	BIBLIOGRAPHIE	225

1 Introduction

1.1 Les énergies des marées

1.1.1 Les deux types d'énergie des marées

La marée est la variation périodique du niveau de la mer ou des océans due à l'action gravitationnelle de la Lune et du Soleil, modulée par la force centrifuge produite par la rotation de la terre et de la lune l'une par rapport à l'autre (Figure 1-1). La lune a un effet 2.2 fois plus important que le soleil. Le « va-et-vient » des marées est exploitable pour la production d'énergie sous deux formes distinctes : (1) la différence de hauteur d'eau entre une pleine mer et une basse mer successive, appelée marnage, et (2), le déplacement horizontal des masses d'eau à proximité des côtes, appelé courant marin.

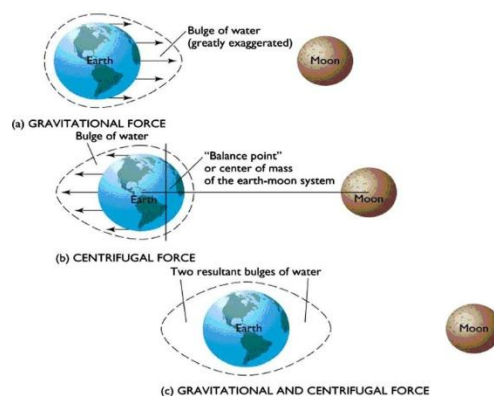


Figure 1-1 : Effet de la lune sur les marées
[Fergal O Rourke, 2009]

1.1.1.1 L'énergie potentielle des marées : le marnage

Le principe de l'exploitation de l'énergie potentielle marémotrice repose sur le remplissage de deux bassins de hauteurs différentes, conséquence directe du marnage (figure 1-2). Le bassin supérieur est rempli à marée haute ; le bassin inférieur est vidé à marée basse. Des cycles améliorés, incluant une phase de pompage, ont été mis au point pour améliorer le rendement global, ainsi que des ensembles à trois bassins. En ajoutant une phase de pompage en fin de remplissage du bassin, on consomme de l'énergie que l'on récupère quelques heures plus tard lorsque lors d'une demande accrue sur le réseau.

Les centrales marémotrices, ont d'abord été logées dans des barrages d'estuaires. On ne compte actuellement que trois centrales marémotrices en fonctionnement dans le monde, pour une capacité installée de 265 MW. L'usine de la Rance est de loin la plus importante, avec une puissance de 240 MW et une production annuelle de 550 GWh.

Les autres usines se trouvent au Canada (20 MW) et en Chine (5 MW).

Les hésitations relatives à l'utilisation d'une centrale marémotrice barrant un estuaire, qui ne présente pas de problèmes techniques majeurs, est de souffrir d'un coût d'investissement important tout en affectant les écosystèmes humides. Pour pallier ce dernier inconvénient, une solution séduisante est de loger la centrale au sein d'un lagon artificiel en mer. Mais comme pour le barrage, il s'agit d'infrastructures lourdes, qui ont également des impacts sur l'environnement et sur les activités en place et dont les investissements se justifient à partir d'une puissance minimum d'installation de l'ordre de quelques centaines de MW. Des projets de lagon artificiel sont en cours d'étude sur plusieurs sites au Pays de Galles ainsi qu'en Chine.

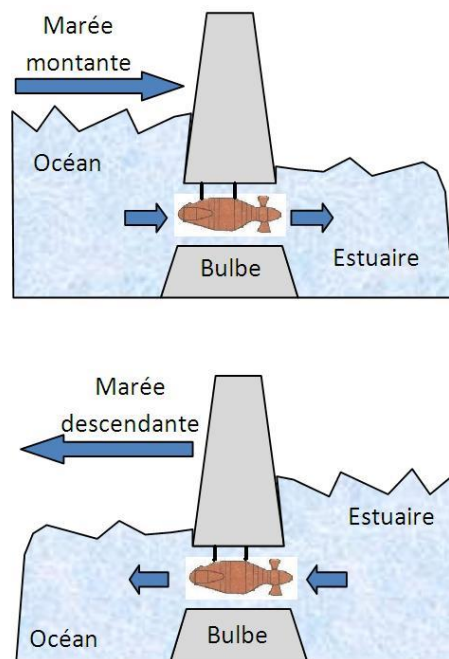


Figure 1-2 : Centrale marée-motrice de production électrique dans un barrage

1.1.1.2 L'énergie cinétique des marées : les courants de marée

Il convient tout d'abord de distinguer les courants de marée des grands courants marins (Gulf Stream, Kuroshio), qui sont également une source potentielle d'énergie marine importante. Ces grands courants marins, que l'on peut qualifier de « radiationnels », car ils trouvent leur origine plus ou moins directe dans le rayonnement solaire, se divisent en courants dus au vent et en courants dus à une variation spatiale de la pression hydrostatique (découlant des variations de salinité et de température). Ainsi dans le premier cas, quand le vent souffle, une partie de son énergie est transférée aux couches de surface, jusqu'à plusieurs centaines de mètres. Une fraction de cette énergie est ensuite utilisée à la génération des vagues et une autre à la création des courants.

Les courants de marée véhiculent quant à eux beaucoup moins d'énergie que les courants radiationnels ; cependant ils constituent des ressources beaucoup plus adaptés à la production d'énergie. Ils sont d'abord plus prédictibles, plus rapides, plus proches des côtes (rapatriement du courant moins coûteux) et se développent sur les eaux peu profondes (dispositifs de conversion plus facile à installer et à maintenir); leur exploitation est à plus long terme.

La puissance électrique que l'on peut extraire des déplacements des masses est proportionnelle au cube de la vitesse du courant, à la surface balayée par le système et à la densité de l'eau. Il existe actuellement une grande variété de systèmes permettant la conversion de l'énergie cinétique des courants en énergie électrique présentent une grande. Parmi ces systèmes, les hydroliennes sous-marines peuvent être assimilées à des éoliennes immergées. Ainsi, et bien que les courants marins soient 4 à 5 fois moins rapides que le vent, la puissance d'une hydrolienne est beaucoup plus importante que celle des éoliennes de même di-

mension, le milieu fluide étant beaucoup plus dense (la densité de l'eau de mer est 800 fois plus élevée que celle de l'air). Les hydroliennes, nettement moins imposantes que les éoliennes terrestres, peuvent ainsi s'adapter aux mers en faible profondeur.

1.1.2 Les ressources en chiffres

Les ressources exploitables par les dispositifs hydroliens sont très localisées. Les sites potentiels ont une géomorphologie qui entraîne une augmentation des vitesses des courants, et doivent ainsi présenter un fort potentiel énergétique pour être économiquement viables.

D'après [Jourden, et al., 2009], la ressource mondiale est estimée à 450 TWh/an (soit plus de 3/4 de la production annuelle française en 2007).

Au niveau européen, les marées sont amplifiées dans la Manche, ce qui en fait l'une des régions les plus favorisées dans le monde pour l'implantation d'hydrolienne (Figure 1-3). Ainsi, le Royaume-Uni et le nord de la France représentent plus de 80% de la ressource potentielle européenne. Le potentiel hydrolien est estimé à 5 à 6 GW au Royaume-Uni (pour une production de 13 à 23 TWh) et 2,5 à 3,5 GW en France (pour une production de 5 à 14 TWh). Le potentiel du reste de l'Europe est estimé à 0,7 GW pour une production de 3 TWh.

On notera que les sites attractifs sont ceux dont la vitesse des courants de marée dépasse 2 m/s. En France, le littoral de la Bretagne et de la Normandie possède plusieurs sites où les courants atteignent des valeurs importantes : La Chaussée de Sein (3 m/s), le Fromveur à Ouessant (4 m/s), les Héaux de Bréhat, le Cap Fréhel (2 m/s), le Raz Blanchard (5 m/s). Le décalage de l'onde de marée durant sa propagation dans la Manche permet théoriquement d'obtenir une puissance garantie quasiment continue en équipant au moins partiellement les sites mentionnés.

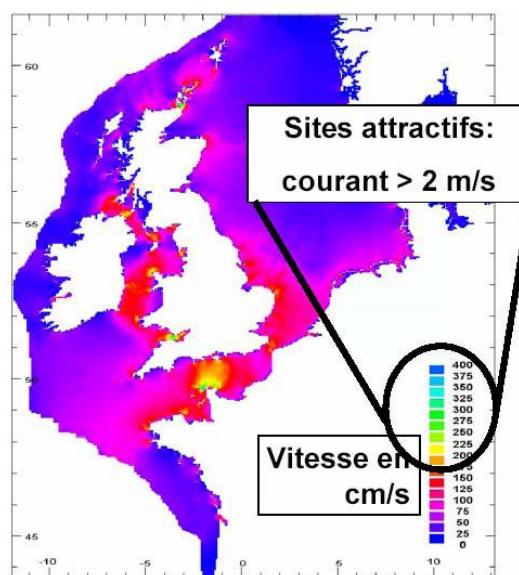


Figure 1-3 : Ressource hydrolienne en Europe.

1.2 Principaux dispositifs de récupération de l'énergie cinétique des courants.

En 2003, l'IEA-OES (groupe EMR de l'Agence internationale de l'Energie) ne recensait que 5 concepts de système de conversion d'énergie (SCE). En 2008 le

Centre Européen des Energies Marines EMEC, en recensait plus de 50 ! Ces SCE peuvent néanmoins être regroupés en quatre classes énumérées par ordre d'importance numérique : (1) les turbines à flux axial (courant et axe de rotation parallèles) d'axe horizontal, (2) les turbines à flux transverse (courant et axe de rotation perpendiculaires) d'axe vertical et quelquefois horizontal, (3) des turbines mues par des forces de traînée : roue à aubes partiellement immergées et (4) les convertisseurs « singuliers », non fondés sur des turbines.

De plus, chaque classe de convertisseur peut elle-même être divisée en sous-classes suivant, dont J.A.C. Orme [2005] propose une étude comparative :

- qu'elles sont ou non équipées de carénages (venturis symétriques, ou de diffuseurs asymétriques nécessitant un support tournant),
- la nature de la structure de maintien. Cette dernière se caractérise par le fait d'être porteuse d'une ou de plusieurs turbines et par le type de support de la turbine impliqué.

Un panorama non exhaustif de SCE appartenant aux quatre classes évoquées plus haut est présenté dans les paragraphes suivants.

1.2.1 ***Turbines mues par les forces de portance***

1.2.1.1 *Turbines à flux axial*

➤ ***Projets SEAFLOW et SEAGEN de Marine Current Turbines Ltd*** (www.marineturbines.com)

En juin 2003, la société britannique Marine Current Turbine Ltd (MCT) a mis en service le premier prototype d'hydrolienne, baptisé SEAFLOW. Cette machine a été installée à 1,5 km de la côte, dans le canal de Bristol, au sud de l'Angleterre. Il s'agit d'une turbine à axe horizontal constituée de deux pales en composites de 11 m de diamètre. L'angle d'incidence des pales et leur vitesse de rotation sont réglés afin d'optimiser l'énergie produite en fonction des variations de la vitesse du courant. Cependant, le rotor ne tourne que dans un sens et n'utilise qu'un sens de la marée. La turbine est placée sur un pieu de 80 tonnes en acier, faisant 42,5 m de long et 2,1 m de diamètre. La nacelle peut se déplacer le long du pieu pour faciliter la maintenance. La puissance maximale de 300 kW est atteinte aux marées d'équinoxe. La turbine entraîne à travers un multiplicateur une génératrice, qui n'est pas connectée au réseau électrique. Le prototype a coûté 3,5 millions de livres (soit 4,4 millions d'euros). Les figure 1-4 et figure 1-5 montrent, respectivement, le prototype SEAFLOW en maintenance, avec la nacelle émergée, et en fonctionnement, avec la nacelle immergée.

En mai 2008, un prototype à l'échelle 1, nommé SEAGEN, a été installé à Stanford Lough, en Irlande du Nord. Il possède deux rotors de 16 m de diamètre, développant chacun 600 kW (Figure 1-6). La force de traînée sur cette machine atteint l'équivalent de 100 tonnes. Contrairement au premier prototype, l'utilisation pour le flux et le reflux de la marée est possible.

Actuellement, le concept SEAGEN est reconnu comme le projet d'hydroliennes le plus avancé. Les rendements hydrodynamiques et le système de glissière permet-

tant la maintenance à l'air sont les points forts de ce concept. Cependant, les opérations de forage nécessaires à l'installation du pieu sont coûteuses et limitent les profondeurs exploitables à 40 m, alors que l'essentiel de la ressource est situé par des fonds plus importants.



Figure 1-4 : SEAFLow émergé.

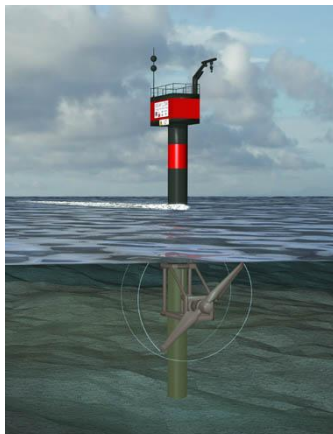


Figure 1-5 : SEAFLow immergé

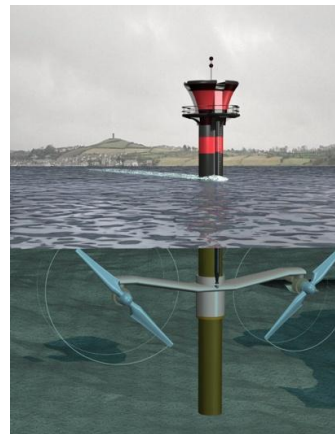


Figure 1-6 : SEAGEN immergé

Les hydroliennes MCT de deuxième génération seront plus grandes (20 m de diamètre) et disposées en écran sur une structure fixée au fond de la mer totalement immergée. Elles balaieront une surface de 1500 m² et délivreront une puissance de 5 MW. Le principal avantage de ce concept est que les hydroliennes sont invisibles depuis la surface et autorisent la navigation. En revanche, la vitesse des courants est moindre lorsque l'on se rapproche du fond.

➤ **Open Center Turbine d'OpenHydro Group Ltd** (www.openhydro.com)

La société irlandaise OpenHydro a été fondée en 2005 sur la base d'une technologie de turbine-rotor à centre ouvert (Open Center Turbine), assez différente des hydroliennes traditionnelles (Figure 1-7). La turbine a commencé à être testée aux USA en 1995. Après une dizaine d'années d'expérimentation, des prototypes ont été améliorés sur le site d'essai de l'European Marine Energy Centre (EMEC) en Ecosse pendant deux ans. Ils ont été validés en mer et connectés au réseau en 2008.

Un point fort de cette technologie concerne l'installation et la maintenance des turbines : l'implantation de ces hydroliennes ne nécessite pas de travaux sous-marins de type forage ou ancrage. Reposant au fond de la mer sur une structure métallique triangulaire (Figure 1-8), chaque hydrolienne est totalement immergée et facile à déplacer par l'intermédiaire d'une embarcation, conçue pour leur manipulation. Au delà de l'installation et de la maintenance, un autre atout de cette turbine réside dans l'utilisation de génératrices périphériques à aimants permanents, non perturbantes pour l'écoulement du fluide et plus robustes, du moins pour des tailles modestes.

D'après le constructeur, la conception de la turbine respecte la faune marine et l'environnement en général. Même si ce comportement n'a pas encore été prouvé, le principal argument écologique réside sur le fait que le centre ouvert est suffi-

samment grand pour permettre à un animal marin de passer au travers sans se blesser.



Figure 1-7 : Open Center Turbine d'OpenHydro Group Ltd.

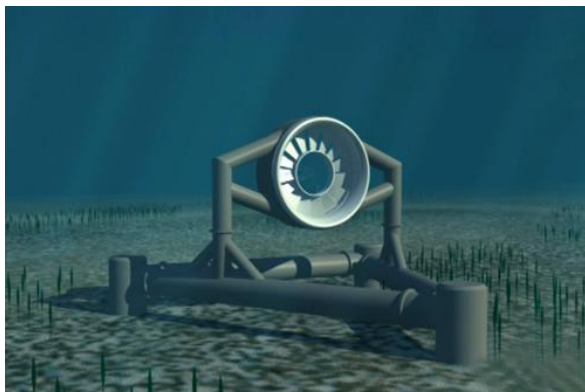


Figure 1-8 : Structure métallique triangulaire.

De tous les récupérateurs d'énergie des courants actuellement sur le marché, OpenHydro apparaît comme un des plus demandés et sans doute comme un des plus faciles à installer et à entretenir. Dans ce contexte, en octobre 2008, OpenHydro et EDF ont signé un contrat de coopération qui porte sur l'installation d'hydroliennes de 16 mètres de diamètre sur le site de Paimpol-Bréhat, à 15 km environ de la côte normande. Entre 4 et 10 hydroliennes devraient être progressivement raccordées au réseau électrique de distribution à partir de 2011. D'une puissance de 2 à 4 MW, l'installation pourrait ainsi couvrir les besoins électriques de 2500 à 5000 foyers locaux.

En dehors du site de Paimpol-Bréhat, cette turbine va être sous peu installée sur 3 autres sites : les Orkney Islands à l'extrême Nord-Est du Royaume-Uni, la province canadienne de Nova Scotia, et la Manche autour de l'île anglo-normande d'Alderney.

➤ **Projet Marénergie d'HydroHelix Energies** (www.hydrohelix.fr)

Le projet Marénergie a été développé par la société HydroHelix Energies. Il consiste à concevoir une hydrolienne simple et robuste, disposant de pales bidirectionnelles fixes, spécifiquement adaptée aux courants de marée. La turbine de 200 kW, entièrement immergée, fera 10 m de diamètre et pourra être installée à une profondeur de 25 à 30 m, préservant ainsi un tirant d'eau suffisant pour la navigation. L'architecture est modulaire et les machines, dotées d'un carter de type Venturi, peuvent être assemblées en écran pour optimiser le captage de l'énergie (Figure 1-9). La maintenance ne nécessite pas de gros moyens navals.

Ce projet n'a pour l'instant pas pu être concrétisé, faute de financements. C'est le prototype de démonstration Sabella D03 (Figure 1-10), de 3 m de diamètre et délivrant 10 kW, qui a vu le jour. La mise à l'eau a eu lieu le 28 mars 2008 dans l'estuaire de l'Odette au Finistère. L'hydrolienne de 7 tonnes, composée d'un rotor à six pales de 3,3 m de diamètre et d'une génératrice solidement arrimés à une structure métallique, a été posée sur les fonds marins à 19 m de profondeur. La période d'essai a duré 6 mois et, d'après le constructeur, a donné des résultats

encourageants, tant en termes de fonctionnement que d'impacts sur l'environnement.



Figure 1-9 : Projet Marénergie d'HydroHelix Energies



Figure 1-10 : Prototype de démonstration Sabella D03.

1.2.1.2 Turbines à flux transverse

➤ La turbine Darrieus

Les deux principales revendications du brevet de Georges Jean-Marie Darrieus [Darrieus, 1931] concernent deux types de turbines à flux transverse mues par les forces de portance (Figure 1-11). L'une a des pales semi-circulaires et l'autre des pales droites liées à l'arbre de rotation par des flasques.

Parmi les avantages les plus séduisants de ces turbines, dont les applications comportaient essentiellement un axe vertical, citons: (1) l'indépendance du fonctionnement à la direction du courant, (2) la relative simplicité de construction et (3) la possibilité de disposer le générateur au bas de la machine.

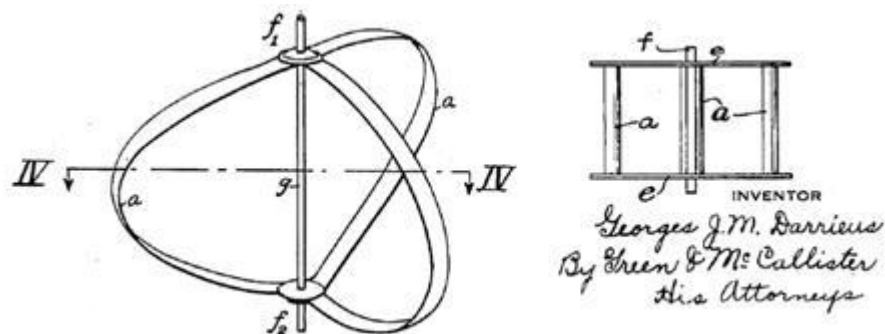


Figure 1-11 : Turbines brevetées par Darrieus, avec des pales semi-circulaires (à gauche) ou des pales droites soutenues par des flasques (à droite)

En revanche, sauf associations de turbines sur le même arbre, elles ne sont pas auto-démarrantes et le rendement est légèrement inférieur à celui des turbines à flux axial. De plus, en fonctionnement les pales sont soumises à des efforts périodiques (cf. section 2.1.1), qui provoquent des vibrations de la structure. Le couple fourni par la turbine présente alors une forte variabilité. Dans l'air, les efforts centrifuges, prépondérant sur les efforts aérodynamiques, soumettent les pales à d'importants efforts de flexion.

La forme troposkienne permet le transfert plus facile des forces centrifuges vers l'arbre de rotation en évitant les sollicitations en flexion des pales. Des études théoriques ont montré que pour une machine parabolique (proche de la forme théorique troposkienne), 60% de la partie équatoriale fournit 95% du couple [Blackwell, et al., 1974]. Les extrémités des pales pénalisent le rendement de la machine, la portance étant proportionnelle au carré de la vitesse périphérique des pales. En tenant compte de cet aspect et dans un but de réduction du coût de fabrication, une autre forme de pales a été proposée par le Laboratoire Sandia : une partie circulaire autour de la zone équatoriale de la machine et des segments de droite pour les extrémités [Reis, et al., 1974]. Par ailleurs, les segments de droite doivent avoir une section aérodynamique sans quoi le rendement chute très vite.

Une autre solution pour réduire la variation du couple à l'origine des défaillances des parties constitutives d'une éolienne à axe vertical constituée de pales droites est le contrôle de l'angle de calage des pales. Deux avantages résultent de ce contrôle : (1) une meilleure capacité d'auto-démarrage à l'aide d'un choix adéquat des incidences sur les pales, (2) un lissage du couple, car le système peut faire varier l'incidence des pales pour réduire le risque de décrochage dynamique (et, par conséquent, diminuer les variations des efforts s'appliquant sur elles). Par contre cela induit une complexification du mécanisme, qui peut poser des problèmes de fiabilité et augmente les coûts de fabrication et de maintenance.

Dans l'eau, où les forces hydrodynamiques sont prédominantes par rapport aux forces centrifuges, il devient alors possible de privilégier les performances hydrodynamiques en adoptant des pales droites pour lesquelles toute la hauteur contribue au couple moteur.

Le tableau 1-1 expose les coefficients de puissance maximaux des turbines Darrieus munies de pales droites avec ou sans contrôle de calage et fonctionnant dans l'eau. Ces rendements, disponibles dans les publications suivantes : [Shiono, et al., 2000], [Wessner, et al., 2009], [Coiro, 2005] et [Schönborn, et al., 2007] sont inférieurs aux rendements des machines à flux axial, qui, généralement, sont de l'ordre de 40%. Il faut mentionner que d'une façon générale les valeurs rapportées dans la littérature sont imprécises car entachées d'incertitudes concernant la géométrie exacte de la turbine et surtout les caractéristiques exactes du champ hydrodynamique incident (champ de vitesse, immersion, confinement de l'écoulement, etc.).

Les deux concepts fondés sur un contrôle de calage des pales ont donné lieu à turbines à faible solidité, de l'ordre de $0,40^2$. Cela est dû à des cordes réduites, nécessaires pour ne pas augmenter la taille du système de guidage des pales, et également pour résister aux efforts. Ces systèmes peuvent être un bon choix dans une configuration turbine isolée, mais pas dans une configuration colonne, à

² Se reporter à la définition de σ section 2.2.1

cause de leur complexité. Les turbines d'hydroliennes sans contrôle de calage ont une plus grande solidité, de l'ordre de 1. Cela les oblige à tourner à des vitesses de rotations moins élevées que celles des turbines à faible solidité, ce qui induit des rendements plus faibles.

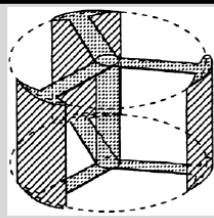
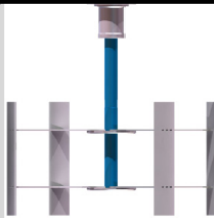
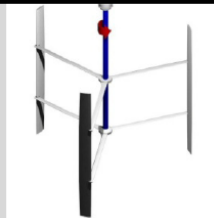
Paramètre	Shiono et al. 2000	Wessner et al. 2009	Coiro et al. 2005	Schönborn et al. 2007
Photo				
N de bras	6	8	6	8
Contrôle de calage	Non	Non	Oui	Oui
N de pales	3	4	3	4
Profil	NACA 63 ₃ -018 projeté sur le cercle	?	H-LIFT18	NACA 0018
Solidité	1,12	?	0,40	0,39
Rayon R	15 cm	76 cm	300 cm	50 cm
Hauteur H	20 cm	76 cm	500 cm	50 cm
Rendement	23 %	26 %	28 %	38 %

Tableau 1-1 : Performances de différentes turbines de type Darrieus testées en eau

En outre les études reportées dans le tableau, il est également très important de mentionner le nombre considérable d'études quelquefois raffinées concernant les performances de turbines à flux transverse et à pales droites installées intentionnellement dans des conduites confinant très fortement l'écoulement. Ces études, comme par exemple [Ponta, et al., 2000], [Kirke, et al., 2005] et [Ponta, et al., 2008], font état de rendements excédant souvent 50%.

En conclusion, le bilan sur le rendement des turbines Darrieus à pales droites en écoulement libre dans l'eau semble indiquer qu'il est difficile d'excéder 23,5% [Gorban, et al., 2001].

➤ **Turbine Gorlov de Lucid Energy Technologies** (www.lucidenergy.com)

Le concept proposé par Gorlov, consiste à installer en pleine mer de véritables « fermes d'hydroliennes ». La ferme imaginée, est une structure modulaire dont l'investissement en termes de génie civil est faible. Il y a trois niveaux d'intégration dans l'architecture de cette ferme :

- Le premier niveau (le plus élémentaire) est celui de la turbine (Figure 1-12). C'est l'élément de base, qui convertit l'énergie cinétique du courant en énergie mécanique. En s'appuyant sur le concept de la turbine à axe vertical de Darrieus, Gorlov a breveté en 1995 une nouvelle géométrie de turbine à pales hélicoïdales [Gorlov, 1995].
- Le deuxième niveau, appelé axe-turbines, est constitué d'un empilement de turbines élémentaires sur un seul axe de rotation vertical, destiné à ré-

cupérer l'énergie sur toute la hauteur du courant. La génératrice est placée au sommet de l'axe.

- Le troisième niveau est celui de la ferme, breveté en 1997 [Gorlov, 1997]. Il s'agit d'un ensemble d'axe-turbines rendus solidaires à l'aide d'une structure tubulaire (Figure 1-13). La structure joue deux rôles : d'une part, elle maintient la ferme sur place à l'aide d'ancres fixées au fond de la mer et, d'autre part, elle se comporte comme un ponton en assurant une certaine flottabilité.



Figure 1-12 : Turbine Gorlov.

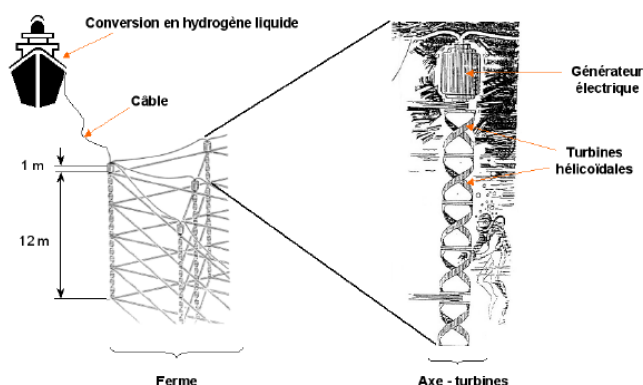


Figure 1-13 : Ferme d'hydroliennes de Gorlov.

Gorlov met en avant l'absence de variation de couple de sa machine et en conséquence la réduction des vibrations de l'axe-turbines au cours de la rotation. Cette caractéristique est due à la géométrie hélicoïdale des pales. De plus, les pales de turbine sont projetées, de sorte que la ligne moyenne du profil et la trajectoire circulaire (ou diamètre moyen de la turbine) soient confondues. Il en résulte moins de résistance à l'avancement, donc un meilleur rendement (évalué à 35%) par rapport à une machine Darrieus classique (estimé à 23,5%).

Pour répondre au problème du transport de l'électricité, Gorlov imagine une conversion de l'énergie électrique en hydrogène liquide, transporté ensuite jusqu'aux côtes sur un bateau.

D'après Gorlov, une ferme couvrant une surface de 400 m x 400 m, interceptant le courant de Golf Stream sur 12 m de profondeur produirait environ 136 MW (plus de la moitié de la production de l'usine marémotrice de la Rance) pour un coût d'investissement estimé à 300 millions de dollars [Gorlov, 1998].

La figure 1-14 montre la dernière version de la turbine Gorlov, développée en collaboration avec l'Université Northeastern de Boston et commercialisée par la société Lucid Energy Technologies. Apparemment, les développeurs sont revenus en arrière, en gardant une couverture circonférentielle de pale plus importante, de l'ordre de 120°. Les flasques ont été définitivement abandonnés. La modification géométrique la plus marquée et innovante jusqu'ici est l'utilisation de pales plus allongées, dont le rapport hauteur sur diamètre de la turbine peut arriver à 2,5. On note aussi la présence d'un troisième bras pour chaque pale au niveau du plan médian de la turbine. Sur le site web de la société [Lucid_Energy_Technologies, 2010], une courbe de puissance est disponible (Figure 1-15), à partir de laquelle il est possible d'estimer son rendement : 25%.



Figure 1-14 : Turbine développée par Lucid Energy

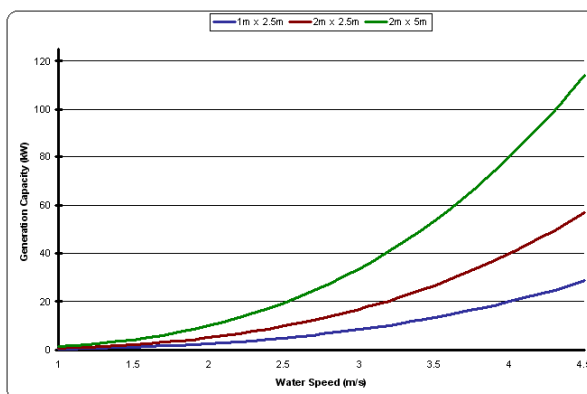


Figure 1-15 : Courbe de puissance du prototype

On ne trouve pas d'explications sur la baisse des rendements annoncés. Le débat reporté dans un rapport [Bedard, 2005] diffusé par l'Electrical Power Research Institute (EPRI) concernant l'Amesbury Tidal Energy Project (ATEP), pendant lequel la plus récente turbine développée par Gorlov a été testée, est au minimum troublant. La performance mesurée d'une turbine de corde égale à 0,14 m arrive à peine à plus de 50% de la valeur annoncée par les développeurs. Suivant Gorlov, un tel écart serait dû à l'installation de la turbine à une proximité trop grande de la surface d'eau. La rotation de la turbine entraîne alors la formation d'un tourbillon dans la partie supérieure de la machine : c'est le phénomène de ventilation. Des bulles d'air sont aspirées au sein de la turbine, conduisant à la dégradation des performances. D'après Gorlov, le problème doit être éliminé si la turbine est installée à des profondeurs plus importantes. Cette explication paraît juste, si on prend en compte les travaux de Kirke ; Brian; Lazauskas, [2008]. Ils font référence à un test réalisé par la société Coastal Hydropower Corporation, affirmant que les performances des turbines Darrieus et Gorlov (Figures 1-16 et 1-17) sont similaires. On peut voir sur la courbe de puissance fournie que le rendement maximal de la turbine Darrieus, de corde égale à 0,14 m, avoisine les 25%, ce qui confirme les prévisions annoncées par Gorlov.



Figure 1-16 : Prototype de turbines Darrieus et Gorlov développées par Coastal Hydropower

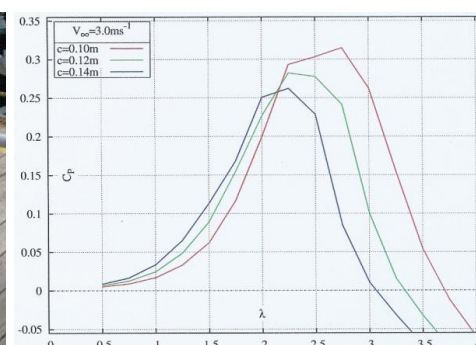


Figure 1-17 : Courbes de rendement de la turbine Darrieus

Si l'on s'en tient aux inconvénients du faible rendement et des vibrations induites, il semble que Gorlov ait atteint ses objectifs. Outre ses propres

affirmations, il est démontré, par des expériences bien documentées, comme les travaux de Shiono [Shiono, et al., 2002], que les problèmes d'auto-démarrage ont été résolus.

➤ ***Turbine Kobold de Ponte di Archimede International***
(www.pontediarchimede.com)

La machine Kobold mise au point par la société italienne Ponte Di Archimede est une turbine à pales droites de type Darrieus dont la particularité essentielle est d'avoir des pales libres en rotation autour de leur axe (de 0 à 90 degrés par rapport à la direction radiale) et contrebalancées par une masselotte. Cela permet une adaptation mécanique simple de l'incidence des pales au cours de la rotation et autorise l'auto-démarrage. Chaque pale est portée par deux bras radiaux (Figure 1-18).

Travaillant sur la même technologie à axe vertical, Ponte Di Archimede a lancé le Projet Enermar afin d'évaluer la possibilité de récupérer l'énergie des courants du détroit de Messine, où les courants ont une vitesse moyenne de 2 m/s. Le système est constitué d'une structure porteuse et d'une turbine Kobold, faisant 6 m de diamètre pour une puissance d'environ 20 KW. L'ensemble est supporté par une structure flottante, elle-même tenue par 3 ancres (Figure 1-19).

En revanche, les turbines avec un contrôle de calage des pales donnent des résultats assurément supérieurs mais au prix d'une complexité technique qui a été jugée pour le Programme HARVEST préjudiciable à la fiabilité des machines.

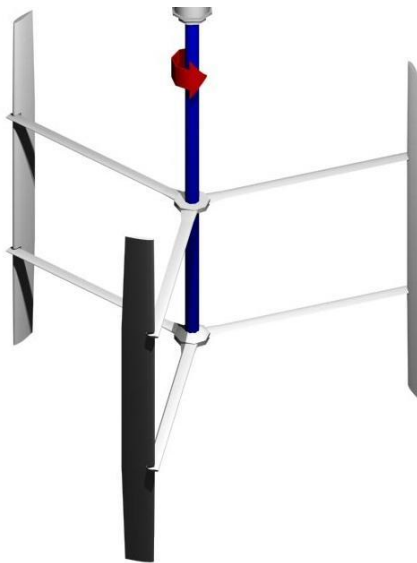


Figure 1-18 : Turbine Kobold.

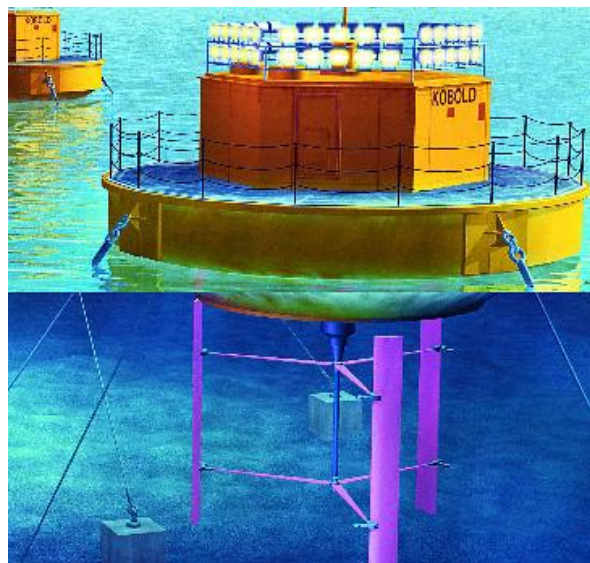


Figure 1-19 : Structure flottante du Projet Enermar.

➤ **Turbine Davis de Blue Energy Inc.** (www.bluenergy.com)

Ce concept d'origine canadienne est fondé sur l'utilisation d'unités élémentaires comprenant une turbine de type Darrieus placée dans un carénage assurant la rotation et la transmission du couple vers un générateur via un multiplicateur de vitesse (Figures 1-20 et 1-21). Ces unités, nommées turbines Davis, peuvent être utilisées soit seules au fond d'un fleuve ou d'une rivière, soit au sein d'une structure « tidal-bridge » pouvant servir de pont au dessus d'un estuaire ou d'un détroit (Figure 1-22).

La turbine Davis développée par Blue Energy est le résultat de deux décennies de R&D au Canada sur les turbines à axe vertical. La compagnie a testé plusieurs prototypes dont le plus grand atteint une puissance de 100 kW, connecté au réseau à Nova Scotia en 1984. Ce concept est intéressant par sa modularité. L'assemblage des unités élémentaires en autorise de fortes puissances tout en minimisant l'impact sur l'écosystème. Cependant, la voie maritime semble devoir être condamnée ou pour le moins rendue plus difficile avec ce type d'ouvrage. Par ailleurs, le coût de génie civil, même s'il n'est pas aussi considérable que celui d'une usine marémotrice, reste sans doute très élevé.



Figure 1-20 : Turbine Davis.

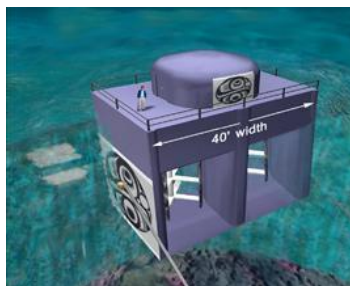


Figure 1-21 : Unité élémentaire Davis.



Figure 1-22 : Structure «tidal-bridge».

1.2.2 Autres dispositifs

1.2.2.1 Dispositifs à turbines mues par les forces de traînée

Il s'agit de turbines mues par la force de traînée, qui s'exerce de façon inégale sur les pales selon quelles remontent ou descendent l'écoulement. Les pales de ce type de turbine sont généralement de forme concave. Il en résulte que la traînée affectant la pale qui descend l'écoulement est plus grande que celle affectant la pale qui remonte, le différentiel faisant tourner la turbine. Il existe aussi des turbines flottantes, qui peuvent être composées de pales planes (Figure 1-23). Dans ce cas, le couple résultant provient de la partie immergée, la traînée sur les pales au-dessus de la surface étant négligeable.



Figure 1-23 : Prototype Hydro-Gen.

1.2.2.2 Ailes oscillantes

Cette technologie fonctionne à l'image du mouvement de la queue des mammifères marins (Figure 1-24). Les bords d'attaque d'une ou plusieurs ailes à plans parallèles sont disposés face au courant. L'angle d'attaque des ailes est réglé de telle façon que leur portance soit maximale et reste dans le même sens que le mouvement. Des vérins hydrauliques amortissent le mouvement de va-et-vient de l'aile en comprimant de l'huile dans un réservoir haute pression. L'huile est turbinée dans un moteur hydraulique qui entraîne une génératrice électrique à vitesse variable.

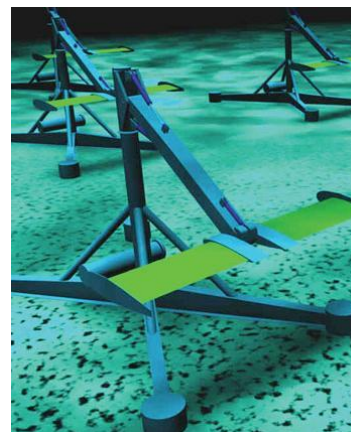


Figure 1-24 : Aile oscillante (Projet Stingray).

1.2.2.3 Résonnance induite par lâchers tourbillonnaires

VIVACE (Vortex Induced Vibrations for Aquatic Clean Energy) est un système permettant la récupération d'énergie à partir de faibles courants (dont la vitesse avoisine 1 m/s). Cette nouvelle technique est basée sur le principe de la récupération de l'énergie des lâchés de tourbillons de part et d'autre de barres de section circulaire. Ces tourbillons induisent des efforts cycliques de sens opposé sur les barres (Figure 1-26). Il est intéressant de faire en sorte que la pulsation de résonnance des structures tubulaire corresponde à la pulsation des lâchés de tourbillons. Cela permet d'augmenter l'amplitude des mouvements et de maximiser l'énergie récupérée.

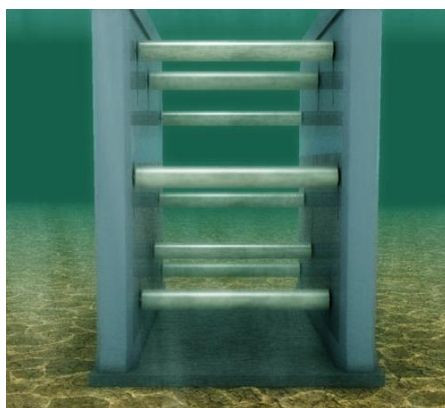


Figure 1-25 : Prototype expérimental de VIVACE.

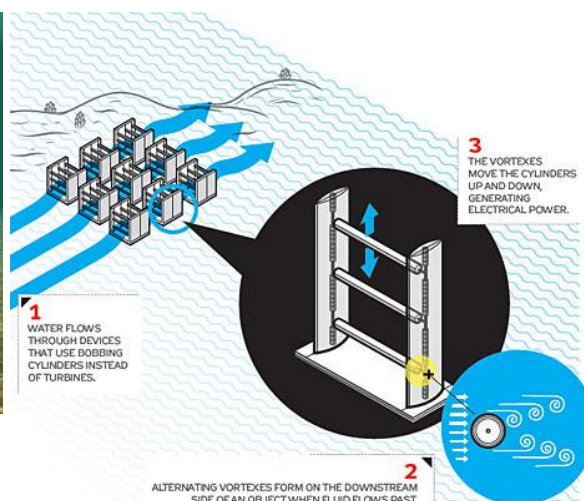


Figure 1-26 : Exploitation industrielle de VIVACE.

Le prototype expérimental est constitué de plusieurs barres cylindriques disposées horizontalement dans le lit d'une rivière. Il est fixé au sol au moyen de deux plaques verticales (Figure 1-25). Le rendement de ce système étant assez faible (estimé à 22%), il est important que le prix de revient soit compétitif.

Une utilisation industrielle de cette technologie est par ailleurs envisagée sur la rivière de Detroit. Ce projet pilote consistera à mettre en place de nombreux cylindres répartis à intervalle régulier bien défini, afin d'utiliser au mieux les effets de parc (Figure 1-26).

1.3 Les hydroliennes à flux transverse & le projet

HARVEST

Le Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels (LEGI) a lancé en 2001 un programme de recherche concernant les systèmes récupérateurs d'énergie cinétique des courants fluviaux et marins. Ce programme, initié par Jean-Luc Achard et nommé HARVEST (Hydroliennes à Axe de Rotation VERTICAL STabilisé), a pour objectif le développement de parcs d'hydroliennes, utilisant des turbines à flux transverse et à axe vertical.

Un tel projet nécessite des compétences pluridisciplinaires. Actuellement, quatre laboratoires de la Région Rhône-Alpes participent au déroulement du programme :

- **LEGI** (Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels – CNRS/Grenoble-INP/UJF) : études hydrodynamiques, cavitation, sillage.
- **3S-R** (Sols, Solides, Structures et Risques – CNRS/Grenoble-INP/UJF) : systèmes de fondation, choix de matériaux, procédés de fabrication, tenue en service.
- **G2ELab** (Grenoble Electrical Engineering Laboratory – CNRS/Grenoble-INP/UJF) : génération électrique, raccordement au réseau.
- **LAMCOS** (Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures – CNRS/INSA Lyon) : comportement vibratoire, interaction fluide-structure.

La **turbine** développée dans le contexte du Projet HARVEST, connue sous le nom de turbine Achard, résulte d'une évolution des turbines Darrieus et Gorlov (cf. chapitre suivant). Elle correspond à un nouveau type de turbine à flux transverse et fait l'objet d'un premier brevet, déposé en février 2004 [Achard, et al., 2004]. La turbine Achard a trois caractéristiques principales :

- 1 : ses pales en forme d'aile fixées sur l'axe de rotation par des bras centraux. En gardant à l'esprit cette configuration de base, de nombreuses variantes peuvent être imaginées, comme le témoigne la figure 1-27. Les flèches des pales sont soit nulles (pales droites), soit positives, voire également négatives.
- 2 : le raccord bras-pale fait l'objet d'un dessin particulier visant à réduire les structures tourbillonnaires qui se développent dans cette zone engendrant ce qui est appelé une « traînée d'interférence ». Le brevet qui décrit ce raccord a été déposé en 2011 [Achard, et al., 2011].
- 3 : L'extrémité de pale fait l'objet d'un dessin particulier visant à réduire les structures tourbillonnaires qui se développent dans cette zone engendrant ce qui est appelé une « traînée de bout de pale ». Une autre solution

consistant à rajouter en bout de pale des winglets inhibiteur de tourbillon pourrait être avantageuse pour une turbine placée en milieu infini. Les études dans ce domaine ne sont pas encore achevées.

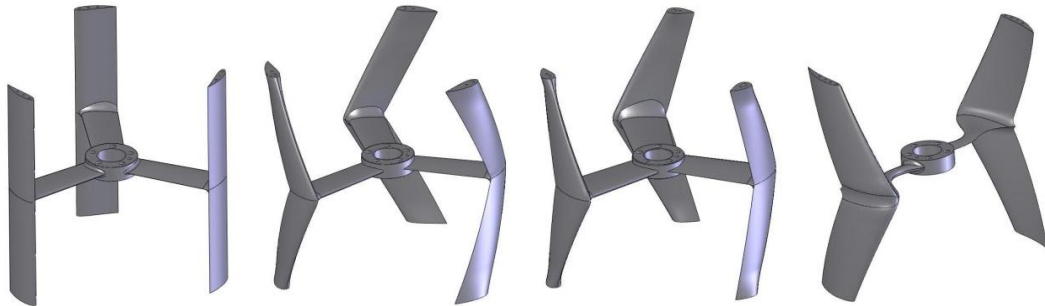


Figure 1-27 : Différentes variantes de la turbine Achard.

Le concept HARVEST consiste ensuite à empiler plusieurs turbines sur un même arbre (ou plusieurs tronçons d'arbre) pour créer une **colonne-turbines** (Figure 1-28). L'énergie produite par une colonne-turbines est convertie en électricité par une **génératrice électrique**.

Les liaisons entre les sections d'arbres de turbine peuvent se faire de deux manières : soit les tronçons d'arbre forment une seule colonne-turbines par l'utilisation d'un seul arbre portant plusieurs turbines, soit par l'utilisation d'accouplements situés entre chaque tronçon d'arbre portant une seule turbine. Ces accouplements tolèrent de légers défauts d'alignement et permettent un montage/démontage des colonne-turbines plus aisé. Cette seconde solution est nécessaire au-delà d'une certaine hauteur de machine.

La colonne-turbines doit être logée dans une **structure de maintien** (Figures 1-29 et 1-30). Cette structure a pour fonction essentielle de soutenir les turbines dans le courant, sachant que ces turbines en fonctionnement vont développer des efforts de traînée et des efforts transverses. La structure de maintien elle-même est soumise à des efforts hydrodynamiques importants, auxquels elle doit résister, surtout si elle est dotée de **carénages** ou **conditionneurs**, dispositifs servant à confiner l'écoulement afin d'améliorer la performance des turbines. Eventuellement, un système anti-débris est à prévoir si l'eau contient des corps solides (qui peuvent endommager les pales : figures 1-31 et 1-32).

De la même façon que la colonne-turbines, la structure de maintien peut être d'un seul tenant, ou composée de plusieurs étages, (ce qui permet de garder une certaine modularité). Si la seconde option est choisie, un étage composé d'une turbine avec son tronçon d'axe de rotation et sa structure de maintien forme un **module-turbine**.

L'ensemble colonne-turbines et **structure de maintien** ou, le cas échéant, l'empilement de modules-turbine (Figure 1-32) forment une structure appelée **tour**. Elle fait l'objet d'un deuxième brevet déposé en février 2005 [Achard, et al., 2005]. On peut non seulement envisager une tour mono-colonne mais également bi-colonne, c'est à dire associant deux colonnes-turbines jumelles contra rotatives dans une même structure de maintien symétrique, afin d'annuler l'effort transverse à l'échelle de la tour (Figure 1-33). Un troisième brevet déposé en oc-

tobre 2007 [Achard, et al., 2007] revendique la notion de tour bi-colonne, ainsi que les carénages et systèmes anti-débris associés.



Figure 1-28 : Colonne-turbines.



Figure 1-29 : Structure de maintien mono-colonne.



Figure 1-30 : Structure de maintien bi-colonne.

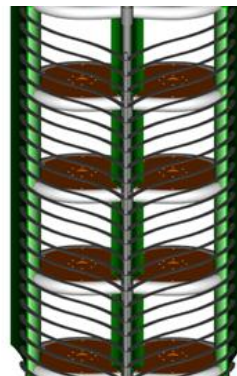


Figure 1-31 : Structure de maintien bi-colonne munie de carénages et d'un système anti-débris.



Figure 1-32 : Tour bi-colonne munie de carénages et d'un système anti-débris.

Les avantages fondamentaux d'une tour par rapport à une turbine isolée sont nombreux :

- Le rendement propre à chaque turbine, incluse dans une même colonne de turbines, est supérieur au rendement de ces turbines immergées isolément. En effet, le contournement du courant amont ne se produit que sur les faces latérales de la tour, la part de contournement par le dessus et le dessous de la turbine étant rendu impossible par la forme de tour.
- Le couple récupéré sur un arbre, composé de plusieurs turbines, et dont les pales sont déphasées angulairement, est lissé par rapport au couple généré par une turbine isolée.

Une seule génératrice électrique par colonne est nécessaire. Elle se situe à l'une des deux extrémités de la colonne.

Plusieurs tours peuvent ensuite être associées pour former des **parcs d'hydroliennes**. Les tours peuvent être ancrées séparément ou être associées pour former un faisceau de tours solidaires d'un même ancrage. Préférentiellement, les tours sont maintenues à leur partie inférieure par une **structure d'assise**, l'ensemble n'occultant pas la surface de l'eau. L'utilisation d'un système complètement immergé a les avantages de ne pas déranger les transports maritimes ni l'activité de pêche, et d'éviter le surcoût résultant du renforcement des structures de maintien lorsqu'elles émergent. L'émergence de ces structures les rend en effet sensibles à la traînée de vague et, comme ce type de traînée hydrodynamique est

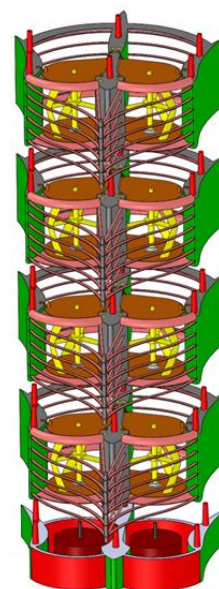


Figure 1-33 : Tour composée de 4 modules-turbine et 2 modules électriques.

aléatoire, il faut dimensionner tout le système de maintien vis-à-vis des pics potentiels.

Selon les situations rencontrées (vitesse du courant, profondeur de la section, énergie extraite, etc.) et la prise en compte des contraintes liées à l'impact environnemental du parc d'hydroliennes (emprise en surface, réduction de l'intensité des courants à l'aval, interactions avec la faune et la flore, etc.), différentes technologies d'ancrage peuvent être envisagées, en association avec différentes stratégies de répartition spatiale des tours. En résumé, du choix des ancrages et de la répartition spatiale des tours, découle une large gamme de configurations de fermes.

1.4 Positionnement de la thèse dans le développement du concept HARVEST

Cette thèse a débuté en octobre 2006, et s'inscrit dans la continuité des travaux de Guittet [2005] et de Jonson [2006]. Le premier auteur a posé les bases de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique, en mettant en œuvre une première balance de mesure d'effort. Le deuxième auteur a mis en évidence la nécessité de faire évoluer cette instrumentation pour répondre à de nouveaux besoins, indispensables à la poursuite du projet HARVEST.

C'est à partir de cette époque que la pluridisciplinarité du projet a pris tout son sens. Les interactions entre les laboratoires du LEGI, du 3SR et de G2ELab étaient alors très fortes. On recensait ainsi de nombreux axes de recherches :

- Andreica [2009], qui a étudié l'optimisation de la chaîne de transformation énergétique des hydroliennes.
- Antheaume [2007], qui a étudié dans un premier temps, par modélisation numérique, les interactions entre tours d'hydroliennes. Ses travaux se sont poursuivis sur la modélisation 2D de turbines à flux transverse [Antheaume, 2010].
- Amet [2009], qui a étudié la modélisation 2D et 3D des turbines de type Darrieus.
- Jaquier [2008], a mené les études de dimensionnement et de fabrication des maquettes de turbines, testé dans le tunnel hydrodynamique du LEGI. Ses travaux se poursuivent par la conception de démonstrateurs, à échelle 1, en partenariat avec EDF.
- Zanette [2010], qui a développé des modèles pour le dimensionnement des hydroliennes en tenant compte des interactions fluide-structure. Il a proposé par ailleurs des modèles numériques fluides, appliqués aux cas des maquettes testées dans le tunnel hydrodynamique. Ces études complètent les travaux menés par le LaMCos de l'INSA de Lyon.

Cette thèse s'inscrit dans cette logique d'interaction entre les différents laboratoires participant au projet HARVEST. En proposant des résultats expérimentaux concernant les performances hydrodynamiques de maquette de turbine, elle fait appel aux champs disciplinaires de l'électromécanique, de la régulation, de la mé-

canique du solide et de la mécanique des fluides. Les données seront utiles aussi bien au G2ELab, qu'au 3SR d'un point de vue chargement, qu'au LEGI pour comparaison avec les résultats de simulations numériques.

2 Fonctionnement des turbines à flux transverse

2.1 Principe de fonctionnement

La turbine d'un système quelconque est l'organe transformateur d'énergie : il convertit l'énergie cinétique d'un fluide en énergie mécanique de rotation. Ce paragraphe s'attache plus particulièrement au fonctionnement des turbines à flux transverse dont on peut retenir deux caractéristiques fondamentales : (1) la direction du fluide est perpendiculaire à l'axe de rotation, rendant son fonctionnement insensible à la direction du courant et (2) les effets de portance sur les pales sont utilisés pour créer un couple moteur et entraîner un arbre en rotation.

2.1.1 Les efforts de traînée et de portance sur un profil

2.1.1.1 Définition normalisée d'un profil

Chaque section parallèle au courant incident d'une pale d'hydrolienne fait inévitablement intervenir le profil d'une aile dont le tracé a été conçu pour réaliser certaines propriétés hydrodynamiques et en particulier un effort de portance à l'origine de la rotation d'une turbine. En fait une pale se présente généralement comme une succession de telles sections d'épaisseur infinitésimale.

Le profil d'une aile est ainsi défini par les caractéristiques suivantes (figure 2-1) :

- la **longueur de corde**, définie par la distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite,
- la **flèche**, définie par l'écart maximal entre la corde et la ligne moyenne,
- la **cambrure**, définie par le rapport entre la flèche et la corde,
- l'**épaisseur relative**, définie par le rapport entre l'épaisseur maximum du profil et la corde,
- le **rayon du bord d'attaque**, correspondant à R sur la figure 2-1,
- le **centre de poussée**, lieu géométrique pour lequel les efforts hydrodynamiques sont réduits à un glisseur.

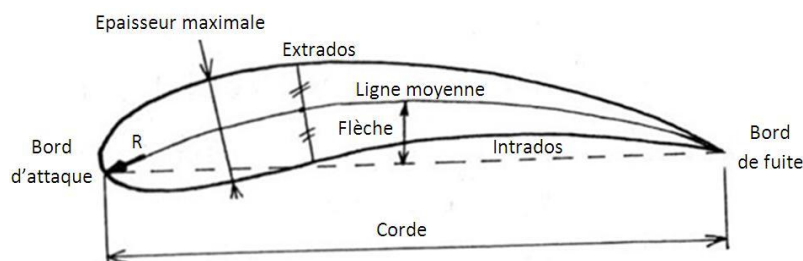


Figure 2-1 : Caractéristiques géométriques d'un profil

Dans le cadre de ce projet, les profils utilisés pour les maquettes sont des profils normalisés comme en particulier le profil NACA à 4 chiffres. Par exemple, les chiffres d'un profil NACA 2415 (figure 2-2) ont la signification suivante :

- **2** : cambrure maximale (% de longueur de corde)
- **4** : position de la cambrure maximale (en dixième de longueur de corde)
- **15** : épaisseur maximale (% de longueur de corde)

La norme spécifie, pour la définition du profil, les équations de courbe de l'intrados et de l'extrados.

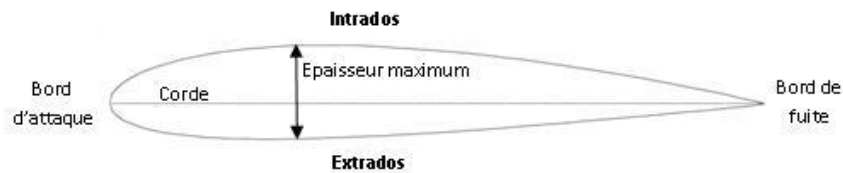


Figure 2-2 : Profil NACA 2415

2.1.1.2 Définition des efforts de portance et de traînée sur un profil

Imaginons maintenant une section élémentaire de notre pale, placée dans un écoulement infini, laminaire, défini par le vecteur vitesse $\vec{U}_\infty$. Si le profil est fixe, alors la vitesse relative du fluide par rapport au profil $\vec{W}$ est égale à $\vec{U}_\infty$. On peut introduire α , l'angle d'incidence entre le vecteur $\vec{W}$ et la corde. (Par convention cet angle est positif dans le cas de la figure 2-3). Appelons maintenant respectivement $\vec{L}$ et $\vec{D}$ les efforts de portance (L : « lift ») et de traînée (D : « drag »). Les efforts de portance sont induits par la circulation du fluide autour du profil. A noter que la direction de $\vec{D}$ est donnée par celle de $\vec{W}$. La direction de $\vec{L}$ est quant à elle perpendiculaire à $\vec{W}$. Ces efforts sont appliqués au point I, centre de poussée du profil.

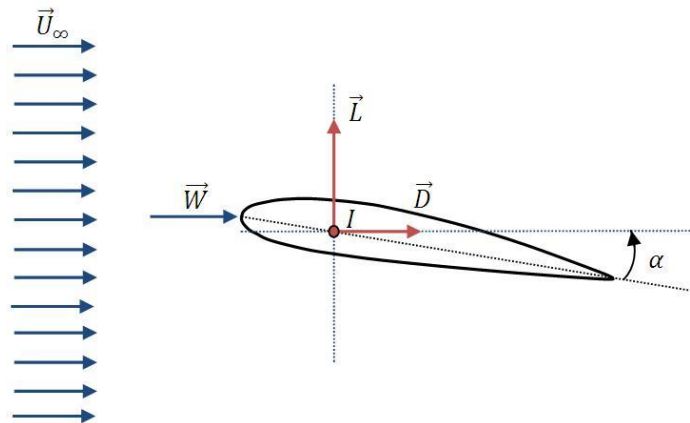


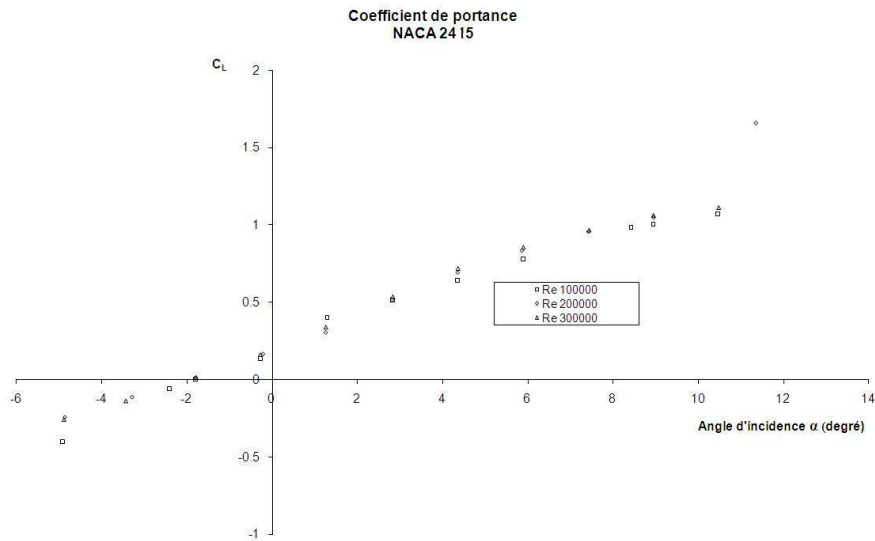
Figure 2-3 : Efforts de traînée et de portance sur un profil

Pour un profil placé dans un écoulement dont la vitesse infinie amont $\vec{U}_\infty$ est bien connue, on définit le Reynolds de corde de la manière suivante³ :

$$Re_c = \frac{c \cdot U_\infty}{\nu} \quad (2.1)$$

Pour un Reynolds de corde donnée, on introduit les coefficients de portance C_L et de traînée C_D . On exprime généralement l'évolution de ces coefficients en fonction de l'angle d'incidence α et cela pour un Re_c donné. La figure 2-4 montre un exemple d'évolution des coefficients C_L et C_D pour différents Re_c . Ces valeurs sont issues d'expériences sur profils placés en soufflerie. On remarquera les caractéristiques de ce profil :

- les Reynolds de corde caractéristiques varient de 1.10^5 à 3.10^5 pour les essais,
- l'évolution de C_L est quasi linéaire pour $-5^\circ < \alpha < 10^\circ$, avec une variation de quelques pourcents pour la plage de vitesse de ces essais,
- lorsque l'on augmente l'incidence, on atteint l'angle de décrochage dynamique ce qui se traduit par une chute brutale de la portance,
- C_D présente une forte dépendance au nombre de Reynolds. Il augmente avec la vitesse de l'écoulement, ce qui est la conséquence de l'augmentation du frottement entre le profil et le fluide,
- on retrouve un facteur de 10 à 50 entre C_L et C_D . Les effets de portance sont prépondérants sur les effets de traînée.



³ c : corde du profil en m et ν viscosité cinématique du fluide en m^2/s

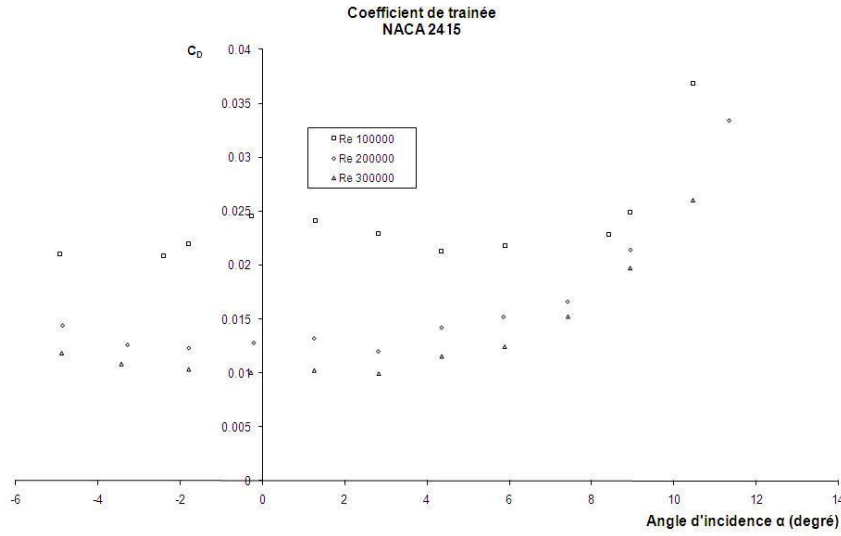


Figure 2-4 : Evolution de C_L et C_D en fonction de l'angle d'incidence et du Reynolds de corde

Les efforts $\vec{L}$ et $\vec{D}$ sont exprimés à partir des coefficients C_L et C_D selon les équations suivantes⁴ (L et D donnés en newton par unité d'envergure de pale) :

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_L \cdot c \cdot W^2 \quad (2.2)$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot c \cdot W^2 \quad (2.3)$$

En ce qui concerne les hydroliennes, le choix d'un profil de pale n'est pas trivial et résulte de nombreux compromis. En première approche, on peut par exemple orienter ce choix en considérant le Reynolds de corde caractéristique qui correspond au régime de fonctionnement attendu de l'hydrolienne. L'objectif visé sera de maximiser la portance devant la traînée tout en évitant une trop grande variation angulaire de ces deux efforts.

Avec le développement des essais et des simulations numériques, on pourra espérer un gain notable de puissance en recherchant le profil optimal et cela en fonction des conditions d'implantation des machines.

2.1.1.3 Des efforts de portance au couple moteur fourni par l'hydrolienne

Considérons à présent une pale dans son mouvement autour de l'axe de la turbine de rayon R . On introduit un repère fixe $(O, \vec{x}, \vec{y})$ et un repère mobile $(O, \vec{e}_\theta, \vec{e}_r)$ attaché à la pale (Figure 2-5). L'écoulement à l'infini amont est uniforme et de vitesse $\vec{U}_\infty$.

⁴ ρ : masse volumique du fluide en kg/m^3

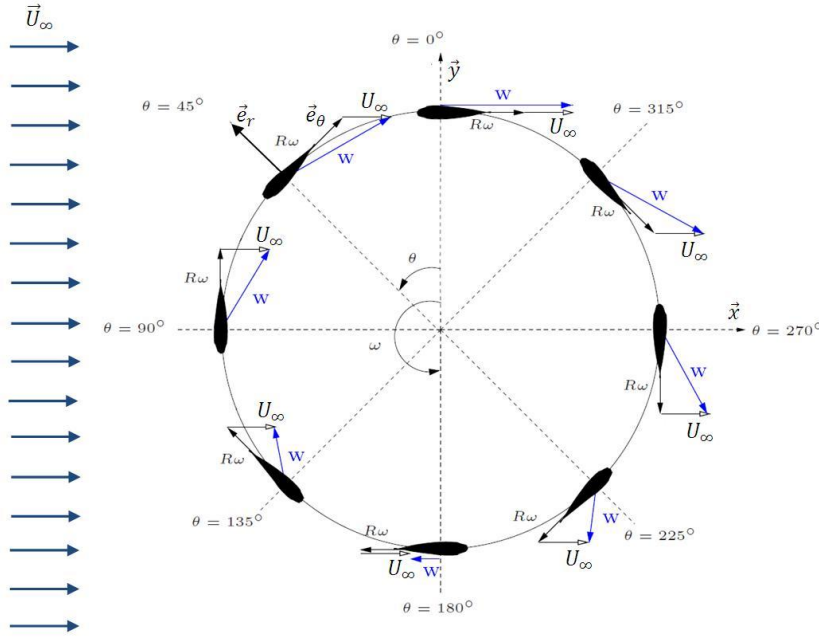


Figure 2-5 : Evolution de la vitesse relative fluide-pale

Par rapport au repère fixe, la pale a une vitesse $\vec{V}$ telle que:

$$\vec{V} = R \cdot \omega \cdot \vec{e}_\theta \quad (2.4)$$

La vitesse relative $\vec{W}$ du fluide par rapport à la pale est exprimée par la relation:

$$\vec{W} = \vec{U}_\infty - \vec{V} \quad (2.5)$$

On s'aperçoit figure 2-5, que lors de la révolution de la pale, le sens, la direction et la norme du vecteur $\vec{W}$ varient. La direction de $\vec{W}$ par rapport à la pale est donnée par la valeur de l'angle α défini précédemment (cf. § 2.1.1.1). Afin d'exprimer simplement α , on introduit le paramètre d'avance λ (voir aussi § 2.2.2) comme étant le rapport entre la vitesse de la pale V et la vitesse du fluide U_∞ à l'infini amont :

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U_\infty} \quad (2.6)$$

On exprime α en fonction de λ et θ , ce qui traduit la variation de l'angle d'incidence au cours de la révolution de la pale. Cette relation est valable pour le repérage utilisé sur la figure 2-5:

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{\sin \theta}{\lambda + \cos \theta} \right] \quad (2.7)$$

On peut dans les mêmes conditions exprimer $\|\vec{W}\|$ qui permet de remonter aux efforts de portance et de traînée en fonction de la position angulaire de la pale. On obtient :

$$\|\vec{W}\| = U_{\infty} \sqrt{1 + 2 \cdot \lambda \cdot \cos \theta + \lambda^2} \quad (2.8)$$

On peut maintenant exprimer les vecteurs $\vec{L}$ et $\vec{D}$ selon les équations 2.2 et 2.3. On appellera effort normal $\vec{F}_n$ et effort tangentiel $\vec{F}_t$ les projections de $\vec{L}$ et $\vec{D}$ dans la base $(\vec{e}_{\theta}, \vec{e}_r)$. Le couple utile $\vec{C}_u$ est quant à lui donné par le produit vectoriel suivant :

$$\vec{C}_u = \vec{OI} \wedge \vec{F}_t \quad (2.9)$$

En supposant chaque pale isolée des autres (pas d'interaction entre les pales) et en négligeant les effets transitoires, il est possible d'accéder à une valeur du couple pour différentes positions angulaires développée par une pale, à partir du calcul des efforts de portance et de traînée. La figure 2-6 présente l'évolution des efforts tangentiels et normaux s'appliquant sur une pale obtenus en utilisant ces hypothèses. Il était attendu que la contribution d'une pale à la création du couple dépende de la position dans laquelle elle se trouve. On distingue ainsi 4 zones principales :

- Les zones amont ($0^\circ < \theta < 180^\circ$) et aval ($180^\circ < \theta < 360^\circ$). La pale est motrice.
- Les zones proches de 0° et 180° , lieux où l'angle d'incidence α est faible. La pale est freinée.

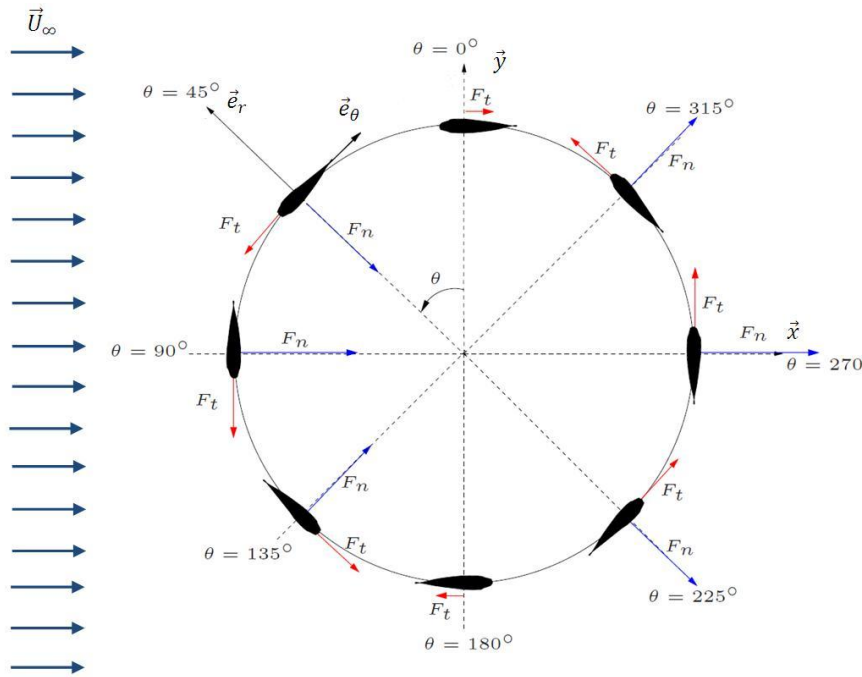


Figure 2-6 : Evolution des efforts normaux et tangentiels sur une pale

Le comportement d'une hydrolienne est dépendant de sa vitesse de rotation. Le couple utile moyen⁵ varie en effet avec celle-ci, suivant une courbe en cloche.

⁵ Couple utile moyen : valeur moyenne du couple utile prise sur un tour.

A de faibles valeurs de λ , les angles d'incidence présentent de fortes variations et peuvent dépasser l'angle de décrochage dynamique. Cela a pour effet de faire chuter localement la portance et de rendre le comportement du système instable. Les vitesses relatives W sont faibles et par conséquent le couple aussi.

Pour de plus grandes valeurs de λ , l'angle d'incidence devient faible. Le fonctionnement est plus stable et le couple augmente.

Si la vitesse relative W devient trop importante, les frottements visqueux deviennent alors prépondérants. Il s'en suit un couple utile en baisse.

On rajoutera que pour chaque vitesse amont, il convient de fonctionner à la valeur optimale de λ , qui correspond au maximum du produit couple-vitesse de rotation.

2.1.1.4 L'écoulement réel au sein de la turbine

Une pale donnée n'est pas isolée des autres pales qui contribuent chacune, et de façon non additive, à perturber l'écoulement incident qu'elle rencontre. On ne peut donc pas déterminer simplement $\vec{W}$, qui devient alors une inconnue du système. Sur la figure 2-7, le caractère fortement tourbillonnaire des perturbations engendrées par le passage d'une pale dans l'écoulement apparaît clairement. Ces résultats ont été obtenus par simulations numériques [Amet, 2009]. On remarque par exemple à $\theta \approx 220$ la rencontre de la pale avec le tourbillon « a » lâché derrière cette même pale à $\theta \approx 90$.

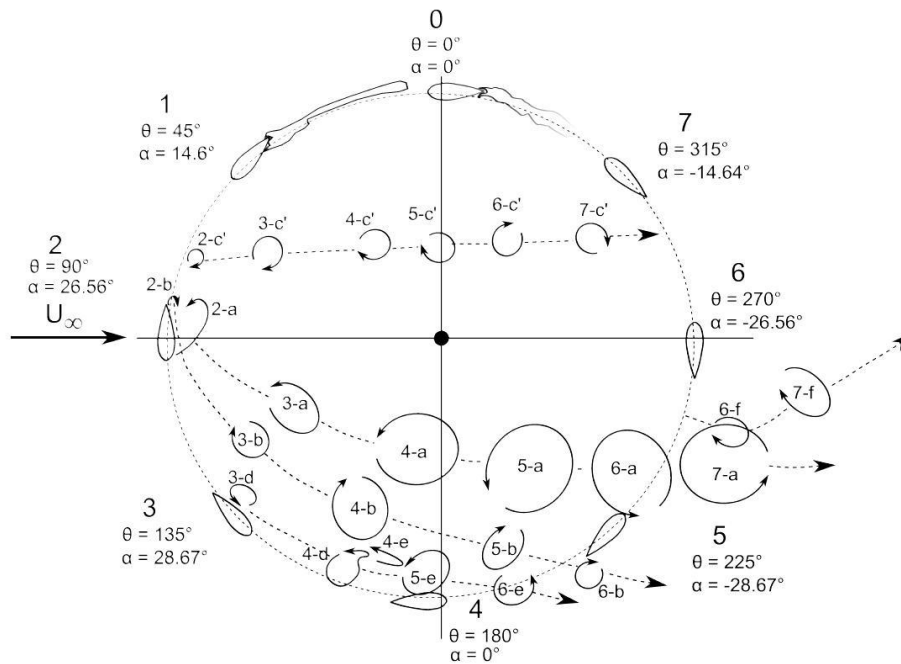


Figure 2-7 : Trajectoire de tourbillons [Amet, 2009]

Des études numériques ou expérimentales sont donc nécessaires pour pouvoir prévoir avec précision le fonctionnement réel d'une hydrolienne. Cela est d'autant plus vrai, que lorsque l'on diminue le rayon de la turbine, ou, lorsque l'on augmente le nombre de pales, les interactions entre deux pales successives

sont de plus en plus fortes. On s'éloigne d'autant des hypothèses décrites plus haut. De plus, la modélisation de l'écoulement est rendu encore plus complexe par la présence des bras et de l'arbre de rotation qui perturbent eux aussi, notamment par leurs sillages, l'écoulement autour des pales ; le temps de calcul s'en trouve accru.

Les travaux menés par Bossard [2011] ont permis de mettre en évidence les champs de vorticité issus de mesures PIV dans la section d'essai et de les comparer à des simulations numériques (figures 2-8 et 2-9). Ces résultats expérimentaux ont été obtenus à partir d'une turbine de type Achard montée sur la balance de mesure d'effort développée au cours de cette thèse.

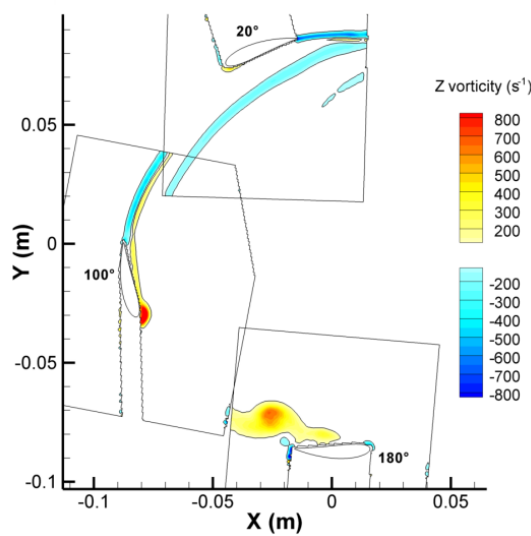


Figure 2-8 : Champs de vorticité issus des mesures PIV dans la section d'essai [Bossard J., 2010]

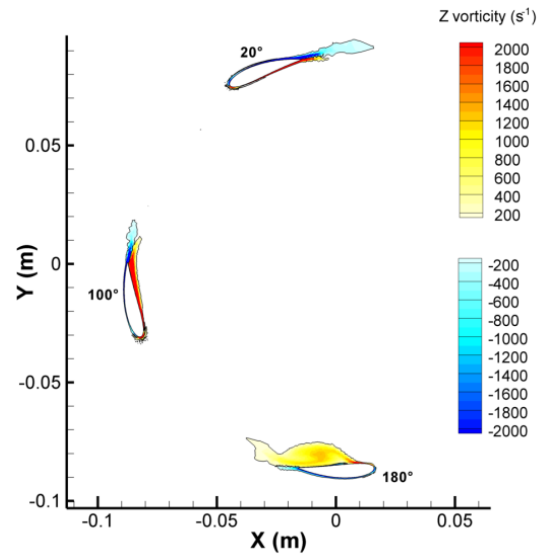


Figure 2-9 : Champs de vorticité issus des simulations numériques [Zanette, 2010]

2.2 Paramètres de fonctionnement d'une turbine

La campagne d'essai, réalisée sur le tunnel hydrodynamique du LEGI, doit permettre de caractériser les performances de nos turbines à de multiples égards, comme leur auto-démarrage, leur rendement maximal, la cavitation induite, les efforts de traînée développés, etc. Les essais sont réalisés sur des maquettes à l'échelle 1/5, si l'on admet que 1 mètre est un ordre de grandeur de la turbine finale. Pour des machines à vocation industrielle, exploitées pour la production d'énergie électrique, des dimensions 2 à 5 fois plus grandes seront éventuellement à considérer, en mer notamment, ainsi que des vitesses d'écoulement éventuellement plus importantes. Dans une turbomachine HARVEST, qu'elle soit à une ou deux colonnes, le confinement résulte d'une part des carénages latéraux et d'autre part des carters séparateurs axiaux. Le nombre de configurations envisageables est considérable mais elles tendent toutes à améliorer la performance des

turbines. En toute rigueur, pour conférer aux résultats un caractère générique, il eut été souhaitable de travailler sans confinement : cet objectif qui n'a pu être atteint a été néanmoins approché.

Afin de transposer les résultats expérimentaux de la campagne d'essai à d'autres applications des lois de similitudes, fondées sur des nombres adimensionnels, seront classiquement introduites. On a appelé « configuration », l'ensemble de paramètres dimensionnels permettant de définir rigoureusement une expérience donnée (relevant de la géométrie, des propriétés des matériaux, du mode opératoire, de l'écoulement...). Les paramètres dimensionnels associés seront dit paramètres de similitude imposés. D'un point de vue formel, vouloir transposer les résultats d'une configuration de départ déjà fixée à une configuration d'arrivée à fixer, revient à maintenir constant les paramètres de similitude imposés. Cela est généralement possible, car comme dans l'espace d'arrivée, seuls certains nombres dimensionnels sont déterminés a priori (dimensions géométriques dilatés par exemple pour des raisons d'espace disponible), les autres peuvent ainsi être déterminés a posteriori en égalant les paramètres adimensionnels relatifs aux deux configurations. On classera dans notre cas les paramètres de similitude imposés en paramètres géométriques et en paramètres hydrauliques.

Cette règle de conservation étant alors appliquée, on peut affirmer que le comportement du système d'arrivée est le même que le comportement du système de départ. Dit autrement, une inconnue adimensionnelle (une pression en un point d'une pale par exemple) observée dans le système de départ garde la même valeur dans le système d'arrivée. Ces inconnues adimensionnelles seront appelées paramètres de similitude inconnus.

2.2.1 Paramètres géométriques d'une turbine

On considère une turbine semblable à celle de la figure 2-10. Cette turbine présente un plan de symétrie central, normal à l'axe de rotation. Elle a un diamètre D pour une hauteur H . Elle possède un nombre N de pales en forme de V pouvant éventuellement être inversé. Celles-ci sont reliées à l'arbre de diamètre d par un moyeu en étoile. Ces pales ont une longueur de corde c qui peut être variable. Enfin, l'arbre peut être prolongé vers le bas afin d'assurer une symétrie complète.

C'est à partir de ces données que sont définis les principaux paramètres de similitude géométriques que l'on va introduire. On peut, à partir de tous ces paramètres, définir entièrement la géométrie de la turbine. On retrouve ainsi :

- **Le rapport entre la corde moyenne d'une pale et le rayon de la turbine**

$$c/R$$

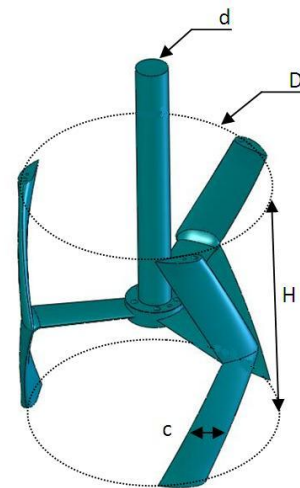


Figure 2-10 : Turbine Acharde

- **Le rapport entre la hauteur de la turbine et son diamètre**
 H/D

- **Le nombre de pales**
 N

- **La solidité σ**
Ce paramètre se définit comme le rapport entre la longueur de corde totale occupée par les pales et la circonférence de la turbine. Il traduit la « porosité » de la turbine vis-à-vis du flux incident. On peut exprimer σ de différentes manières, respectivement en fonction du rayon R , de la section S projetée de la turbine sur un plan normal à l'écoulement, qui sera appelée maître couple par la suite ou encore de la circonférence de ce cercle que forme la turbine vue de dessus :

$$\sigma = \frac{N \cdot c}{R} \quad (2.10)$$

ou

$$\sigma' = \frac{N \cdot c \cdot H}{S} \quad (2.11)$$

ou

$$\sigma'' = \frac{N \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot R} \quad (2.12)$$

Il est intéressant de remarquer que si l'on conserve la solidité et le nombre de pales, alors le rapport corde sur rayon est lui aussi conservé.

- **Le diamètre de l'arbre**
On a vu que dans le cas de la turbine Achard, l'arbre est traversant. Il convient de prendre en compte cette géométrie particulière en introduisant le rapport entre le diamètre de l'arbre et celui de la turbine: d/D .
On peut également envisager une configuration avec un arbre s'arrêtant au moyeu. Mais dans le cas d'une tour d'hydroliennes, les turbines sont superposées, et l'arbre traverse toute la structure. Il est donc possible de monter dans la veine d'essai un demi-arbre factice pour recréer ces conditions. A noter que lorsque l'arbre n'est pas traversant (cas d'une turbine Gorlov par exemple) le rapport d/D est nul.
- **Le profil de pale**
Comme défini en 2.1.1.1 il a été choisi pour les premières maquettes, un profil symétrique de type NACA 00XX.
Par ailleurs, la corde du profil est inscrite sur le cercle de diamètre de la turbine. Cela a nécessité le développement d'une méthode de projection [Amet, 2009] qui est présentée annexe K. Le profil n'est donc plus symétrique, et développe par conséquent un effort de portance à angle d'incidence nul.

On rajoutera, que le type de profil possède évidemment une influence importante sur les performances de la machine. Si dans un premier temps, les recherches ne sont pas concentrées sur ce point, elles pourront être de première importance dans les années à venir dans une optique d'optimisation fine de la turbine.

– L'effilement de pale

Certaines turbines présentent des pales dont la longueur de corde est variable. Si l'on appelle c_1 la longueur de corde d'implanture (i.e. la longueur de corde au niveau du raccord pale-moyeu) et c_2 la longueur de corde en bout de pale, on peut définir l'effilement α' comme étant le rapport suivant (Figures 2-11 et 2-12):

$$\alpha' = \frac{c_2}{c_1} \quad (2.13)$$

Dans l'optique de l'optimisation de la tenue mécanique des pales, les turbines développées au LEGI ont un effilement $\alpha' \leq 1$. (Lorsque $\alpha' = 1$, la longueur de corde est constante)

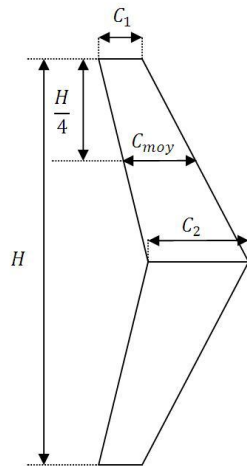


Figure 2-11 : Définition de la corde d'une pale

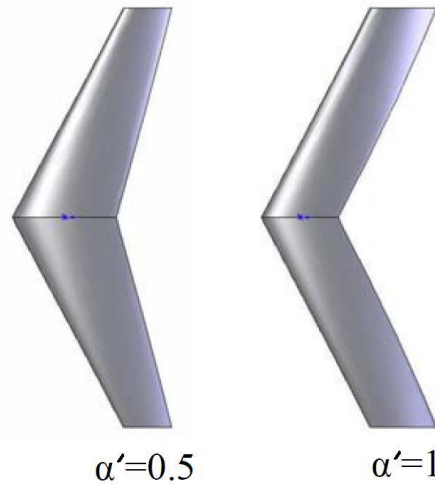


Figure 2-12 : Pales pour deux valeurs de α'

On remarquera que si la longueur de corde évolue linéairement de c_1 à c_2 , alors la corde moyenne c_{moy} se trouve à une distance $H/4$ du bout de pale (ou autrement dit à égale distance entre le bout de pale et l'implanture). On retiendra cette dernière valeur comme longueur caractéristique de corde. Il est à noter qu'un tel effilement dans le cas particulier de nos hydroliennes, s'il est favorable du point de vue structurel, ne l'est pas sur le plan hydrodynamique. En effet il conduit à une réduction de la solidité lorsque l'on s'approche du bout des pales et provoque donc un appel de l'écoulement dans cette zone. Il convient au contraire de maintenir une homogénéité axiale de l'écoulement afin de réduire les phénomènes dissipatifs.

– **L'angle de couverture circonférentiel**

Par rapport à une hydrolienne Darrieus à pales droites, ainsi qu'à maints autres types de turbines à flux transverse dont certaines ont été mentionnées dans le chapitre 1, la turbine Achard envisage la possibilité d'incliner les pales soit en arrière du sens de rotation soit en avant. Seul le premier cas sera étudié dans cette thèse (Figures 2-13 et 2-14).

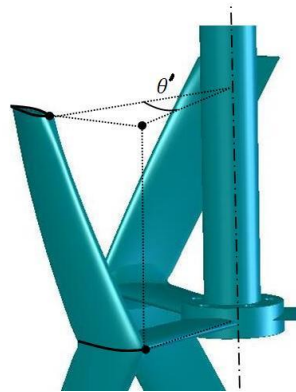


Figure 2-13 : Définition des cordes

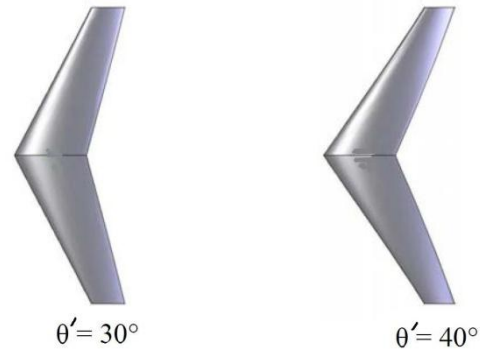


Figure 2-14 : Deux angles de couverture différents

Concrètement, le bord d'attaque de la pale décrit une portion d'hélicoïde (dextre ou senestre selon que l'on considère la partie inférieure ou supérieure de la turbine). Cette portion d'hélicoïde de rayon R a une hauteur $H/2$.

La section d'emplanture est donc décalée d'un angle θ' par rapport à la section de bout de pale. θ' correspond à ce que l'on appelle l'angle de couverture circonférentiel.

– **L'état de surface des pales**

La rugosité des pales est un élément qui peut influencer les performances d'une turbine. Des études ont été menées dans les laboratoires Sandia [Paraschivoiu, 2002] et ont conduit à des résultats contradictoires. Ainsi, avec l'augmentation de la rugosité des pales, les performances de la machine SANDIA 34-m augmentent, alors que celles de la turbine FloWind 19-m diminuent. Dès lors, démontrer une relation directe entre rugosité et performance ne paraît pas trivial.

Pour les essais, ce champ d'investigation a provisoirement été laissé de côté. Néanmoins il a été possible d'obtenir une rugosité semblable pour toutes les maquettes d'hydroliennes.

2.2.2 Paramètres hydrauliques

Ces paramètres définissent les conditions de l'écoulement en lien étroit avec la géométrie de la veine et de la turbine. Ce sont des paramètres maîtrisés qui sont reproduits d'un essai à l'autre ou extrapolés à d'autres échelles. On retrouve :

– **La vitesse spécifique**

La vitesse spécifique que l'on nommera aussi paramètre d'avance, traduit le ratio entre la vitesse circonférentielle d'une pale et la vitesse incidente U_∞ du fluide. Elle s'écrit donc :

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U_\infty} \quad (2.14)$$

Avec ω la vitesse angulaire de la turbine et R le rayon de la turbine.

– **Les nombres de Reynolds**

Le nombre de Reynold traduit l'importance des forces inertielles d'un écoulement par rapport aux forces visqueuses. Il est habituellement utilisé pour caractériser le régime de l'écoulement (laminaire, turbulent ou transitoire).

On peut exprimer ce nombre de différentes façons selon les grandeurs caractéristiques utilisées pour la vitesse et la longueur :

- Le Reynolds de corde associé à la vitesse à l'amont U_∞ :

$$Re_{c1} = \frac{U_\infty \cdot c}{\nu} \quad (2.15)$$

- Le Reynolds de corde associé à la vitesse circonférentielle $\omega \cdot R$:

$$Re_{c2} = \frac{R \cdot \omega \cdot c}{\nu} = \frac{\lambda \cdot U_\infty \cdot c}{\nu} \quad (2.16)$$

- Le Reynolds associé au diamètre de la turbine :

$$Re_D = \frac{U_\infty \cdot D}{\nu} \quad (2.17)$$

Avec ν la viscosité cinématique du fluide

- **Le nombre de Froude**

Ce nombre traduit l'importance des forces liées à la vitesse de l'écoulement par rapport aux forces de pesanteur. Ce nombre intervient lors d'écoulements à surface libre :

$$Fr = \frac{U}{\sqrt{g \cdot l}} \quad (2.18)$$

Avec U la vitesse caractéristique de l'écoulement, g l'accélération de la pesanteur et l une longueur caractéristique du phénomène.

Dans le cas d'essai dans le tunnel hydrodynamique, ce nombre n'intervient pas. Ce ne sera pas forcément le cas pour des tours d'hydroliennes installées en sites naturels.

- **Le confinement**

La turbine placée dans un écoulement infini est vue comme un obstacle par le fluide qui a la possibilité de le contourner plus facilement que s'il

était confiné. Betz a proposé un modèle de prédiction de contournement du fluide pour des turbines placées dans cette situation. Il en arrive à la conclusion qu'en milieu infini, seul 59% de l'énergie cinétique d'un fluide peut être récupéré par une turbine.

Les conditions d'écoulement dans la veine d'essai sont assez éloignées du cas d'un écoulement infini. La proximité des parois autour de la turbine a tendance à contraindre le fluide à traverser la turbine, augmentant ainsi artificiellement le rendement. Il faut comme cela a été mentionné plus haut distinguer le confinement latéral et le confinement axial et aucun des deux n'est totalement négligeable. Dans la section 3.2.2 est abordé de manière plus précise l'effet du confinement sur les performances d'une maquette d'hydrolienne placée dans la section d'essai.

- **L'intensité turbulente**

Celle-ci peut avoir une influence non négligeable sur les performances des hydroliennes. Considéré comme faible, (de l'ordre de quelques pourcents) ce paramètre n'a dans un premier temps, pas été pris en compte.

2.2.3 Paramètres de similitude inconnus

L'objectif principal d'une campagne d'essai sur une maquette d'hydrolienne est justement de déterminer les paramètres de similitude inconnus en mesurant les grandeurs physiques associées à ces paramètres (un effort, une vitesse, une pression...). Ces données sont indispensables au dimensionnement de l'ensemble du système hydrolie de taille réelle. Parmi ces paramètres, en seront étudiés principalement 3, qui sont les coefficients de puissance, de couple et d'effort. L'aspect cavitation est aussi abordé en introduisant le nombre de cavitation.

- **Le coefficient de puissance**

Ce coefficient correspond directement au rendement de la turbine :

$$C_P = \frac{C_u \cdot \omega}{0,5 \cdot \rho_\infty \cdot U_\infty^3 \cdot S} \quad (2.19)$$

Avec ρ_∞ la masse volumique du fluide.

Au numérateur, le produit $C_u \cdot \omega$ (couple utile et vitesse de rotation) donne la puissance fournie par l'hydrolienne. Au dénominateur on retrouve la puissance disponible apportée par le fluide, rapportée au maitre couple S de la turbine.

- **Le coefficient de couple**

Ce coefficient permet de représenter de manière adimensionnelle le couple fourni par une machine :

$$C_c = \frac{C_u}{0,5 \cdot \rho_\infty \cdot U_\infty^2 \cdot R \cdot S} \quad (2.20)$$

➤ **Le coefficient d'effort**

Ce coefficient permet de représenter de manière adimensionnelle les efforts induits par l'écoulement sur une machine. 3 types d'efforts sont concernés : l'effort de traînée selon la direction de l'écoulement, l'effort transverse à l'écoulement et l'effort de traînée axial (selon la direction de l'axe de rotation). On l'écrit :

$$C_F = \frac{F}{0,5 \cdot \rho_\infty \cdot U_\infty^2 \cdot S} \quad (2.21)$$

➤ **Le nombre de cavitation**

On définit la cavitation par la « rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives » [Franc, et al., 1995].

Elle apparaît lorsque la pression de vapeur du fluide est atteinte. Elle se caractérise par la formation de poches et de bulles de vapeur au sein du liquide initialement homogène. Le phénomène entraîne des effets négatifs comme l'altération des performances du système hydraulique comparées au fonctionnement en régime non cavitant, l'introduction d'efforts parasites sur les structures solides, de bruit, des vibrations, l'érosion des matériaux. On comprend donc que la cavitation apparaisse comme un phénomène nuisible que l'on doit éviter ou tout au moins contrôler. Sa détermination revêt une importance particulière dans le cas des turbines carénées. En effet dans ce cas l'accélération du fluide par les carénages est propice à l'apparition de zones dépressionnaires. On peut même avancer que le phénomène qui limite l'utilisation de carénages trop efficaces est précisément la cavitation qui vient annuler les gains de performances liés à l'augmentation de vitesse.

Il y a deux grandeurs importantes pour caractériser le phénomène de cavitation : (1) le nombre de cavitation (dit aussi nombre de Thoma) et (2) le coefficient de pression. Le nombre de cavitation s'écrit:

$$\sigma_c = \frac{p_{ref} \cdot p_v}{\Delta p} \quad (2.22)$$

Ce nombre adimensionnel représente le rapport entre un écart de la pression de référence p_{ref} à la pression de vapeur p_v pour la température de l'écoulement et un écart de pression caractéristique de l'écoulement incident, ce dernier pouvant se traduire fréquemment par une condition de vitesse d'expression générale (V_{ref}):

$$\sigma_c = \frac{p_{ref} \cdot p_v}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{ref}^2} = \frac{p_{ref} \cdot p_v}{0,5 \cdot \rho \cdot U_\infty^2} \quad (2.23)$$

Dans notre cas on peut prendre comme référence de vitesse, la vitesse de l'écoulement incident U_∞ et comme référence de pression p_∞ . Les va-

leurs de référence sont mesurées dans une zone arbitrairement choisie mais néanmoins proche de la zone sensible à la cavitation et en un point où les mesures de vitesse et de pression sont possibles.

On peut introduire le coefficient de pression qui peut s'apparenter au nombre de cavitation :

$$C'_p = \frac{p - p_{ref}}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{ref}^2} \quad (2.24)$$

Où p est la pression statique locale.

On peut définir σ_{ca} comme étant la valeur de σ lors de l'apparition de la cavitation. Le fonctionnement en régime subcavitant du système demande que soit respectée la condition suivante:

$$-C'_p < \sigma_{ca} \quad (2.25)$$

Cela revient à avoir en tous les points de l'écoulement des pressions supérieures à la pression de vaporisation :

$$p > p_v \quad (2.26)$$

Pour que les conditions de similitude soient respectées du point de vue de la cavitation, le paramètre σ_c doit être constant. L'apparition de cavitation lors du passage de l'échelle « maquette » à celle de « prototype » peut avoir des conséquences néfastes et altérer le rendement.

2.3 Evolutions technologiques des turbines à flux transverse et le projet Harvest

Dans ce paragraphe, les évolutions qui ont conduit à la définition de la turbine Achard sont présentées. Cette turbine est née d'une analyse critique des turbines hydrauliques à flux transverse existantes mues par la portance.

Il y avait dans ce choix un pari. Les turbines à flux transverse présentent certes des avantages, mais elles souffraient également de défauts qui expliquent leur relative rareté dans la plupart des projets qui apparaissent. Le pari était donc bien de croire que ces défauts pouvaient être, sinon éliminés, mais du moins réduits.

2.3.1 Analyse des phénomènes physiques limitant

Les turbines du concept HARVEST sont nées du retour d'expériences résultant des tentatives qui ont abouti aux turbines Darrieus et Gorlov. Elles se sont également progressivement développées à partir d'une analyse propre des phénomènes physiques qui semblaient être à l'origine des faiblesses des turbines à flux transverse mues par les forces portance. Dans les sous-sections suivantes, sont

exposés les points principaux de cette analyse, en la découpant quelque peu artificiellement pour chacun des trois inconvénients qui ont été identifiés : (1) la faiblesse du rendement, (2) la possibilité d'auto-démarrage et (3) les variations cycliques importantes des efforts.

2.3.1.1 La question du rendement

La performance globale d'une turbine à flux transverse (en termes de puissance récupérée), résulte du couple moteur généré par les forces de portance associées aux profils (Cf. section 2.1). Les pertes liées aux forces de traînée, développées par tous les composants de la machine, ne participent pas au couple moteur et doivent être minimisées, afin de maximiser le couple résultant disponible sur l'arbre.

Il est nécessaire de réduire au maximum les efforts de traînée, non seulement pour éviter la diminution du rendement, mais aussi parce que l'effort de traînée global conditionne le dimensionnement de la structures et le choix du système de fondation.

Globalement, on peut décomposer les efforts conditionnant la performance d'une turbine à flux transverse en quatre catégories (Figure 2-15) :

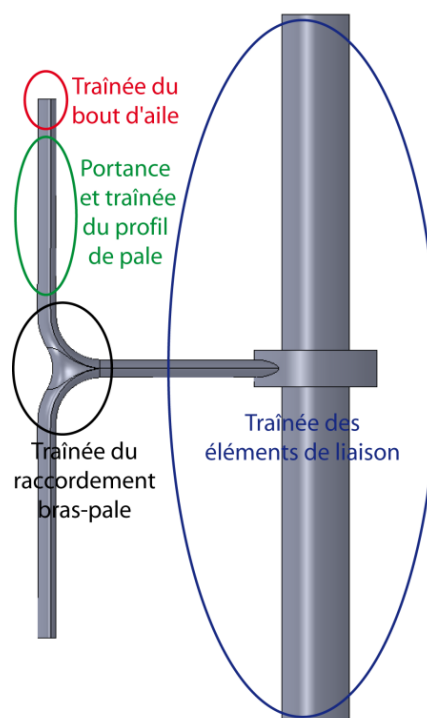


Figure 2-15 : Lieux sources de pertes

➤ **Les efforts de portance et de traînée associés au type de profil de pale**

La force de portance associée au **profil de pale** est la plus importante, car elle constitue la seule source de couple moteur de la turbine. Le choix du type de profil est donc un thème important de réflexion. De plus, ce choix conditionne la traînée de pale, qui inclut la traînée de frottement, la traînée de forme et leur modification résultante du comportement non permanent de l'écoulement.

➤ **Les efforts de traînée dus à l'écoulement en bout d'aile**

La traînée induite en **bout d'aile** est provoquée par l'écart de pression qui existe entre l'intrados (zone de surpression) et l'extrados (zone de dépression ou de suction). Cet écart de pression est à l'origine de grosses structures tourbillonnaires dissipatives en bout d'aile. Le phénomène est amplifié dans les hydroliennes à flux transverse, car les zones de surpression/dépression changent au cours de la rotation : une face de pale qui, dans la région amont, se trouve en zone de surpression devient aussitôt placée en zone de dépression dans la région aval, et vice-versa.

- **La traînée parasite des éléments de liaison** : bras, arbre, moyeu, éléments de visserie, etc.
La traînée parasite est la traînée des *éléments de liaison*, qui assurent le maintien d'une turbine isolée: bras, arbre, moyeu et éléments de visserie. La traînée de l'arbre, du moyeu et des éléments de visserie est négligeable. En revanche, les bras, à cause de leur dimension importante (nécessaire pour soutenir les pales), contribuent à la diminution du rendement global de la machine.
- **La traînée d'interférence du raccordement bras-pale**, due aux perturbations induites des bras sur les pales
La traînée d'interférence du *raccordement bras-pale* résulte de la rencontre de deux écoulements de directions et/ou vitesses différentes. Des structures tourbillonnaires apparaissent, conférant ainsi à l'écoulement un caractère tridimensionnel très complexe à l'origine d'un surcroît local de traînée.

2.3.1.2 La question de l'auto-démarrage

En traçant les composantes des forces hydrodynamiques (Cf. section 2.1), on peut décomposer la surface balayée par les profils en quatre zones : deux zones motrices, situées dans les régions amont et aval, et deux zones de freinage, situées dans les frontières entre ces deux régions, où l'angle d'incidence est proche de 0. Dans ces zones frontières, la force de traînée est prépondérante devant la force de portance, ce qui explique un couple résultant négatif. La difficulté d'auto-démarrage d'une turbine à flux transverse est donc liée à l'existence de ces deux zones de freinage. Pour une turbine munie de deux pales, les profils sont dans une position d'équilibre stable lorsque chacun se situe dans une de ces deux zones. On voit l'intérêt d'un nombre de pale supérieur à deux dans le cas d'une turbine isolée. Un nombre de pâles trop élevé nuit par contre au rendement (cf. section 2.1.1.4). Dans le cas d'une tour d'hydrolienne, ce problème est résolu simplement, en décalant angulairement les turbines. D'autres systèmes sont par ailleurs envisageables, comme le contrôle de calage des pales ou encore l'utilisation de profils cambrés, dont la portance à angle d'incidence nul n'est pas nulle.

2.3.1.3 La question de l'uniformisation du couple moteur

Cette question est étroitement liée à la précédente. En effet, c'est la variabilité des forces hydrodynamiques, qui peut empêcher l'auto-démarrage, au même titre qu'elle engendre un couple variable. L'uniformité du couple moteur, délivré par une turbine élémentaire, est un objectif primordial pour faciliter la génération électrique et pour minimiser les vibrations auxquelles les tours de turbines sont soumises. On peut alors espérer augmenter la durée de vie de la tour en réduisant les amplitudes des contraintes, et, par conséquence, l'endommagement généré par chaque cycle de fonctionnement. Le couple fourni par la turbine est la somme des couples fournis par chacune des pales, qui eux même sont dus à la somme des composantes élémentaires asso-

ciées aux sections élémentaire qui composent la pale. De ce fait, l'utilisation de pales droites, telle que pour les turbines Darrieus, n'est pas favorable à l'uniformisation du couple.

L'utilisation de pales hélicoïdales, telle que pour les turbines Gorlov, est en ce sens bien plus avantageux. Seulement, cette géométrie a pour conséquence de créer un écoulement dirigé selon l'axe de rotation (l'écoulement n'est plus plan), qui, outre induire des efforts axiaux, peut entraîner une modification de l'efficacité de la turbine (du point de vue du rendement). De même que précédemment, l'empilement des turbines sur un même axe permet l'uniformisation du couple moteur.

2.3.2 Optimisation des performances : utilisation de carénages

Aucun des désavantages évoqués précédemment ne subsiste lors d'un fonctionnement dans le contexte du projet HARVEST. Pour éliminer les deux premiers, les turbines sont empilées et déphasées, ce qui assure notamment l'auto-démarrage conjointement à l'uniformisation du couple. Alliée à cette dernière propriété, l'immersion dans l'eau, dont la masse volumique est beaucoup plus élevée que celle de l'air, diminue drastiquement les amplitudes des vibrations à cause de l'augmentation virtuelle de la masse des différents éléments de l'hydrolienne. C'est le phénomène de « masse ajoutée ».

Concernant le troisième point, le rendement d'une turbine à flux transverse se trouve fortement amélioré (voire meilleur que celui d'une turbine à flux axial), si cette turbine est mise en œuvre en collection et en regroupement de turbines judicieusement réparties : on limite ainsi les effets de contournement des hydroliennes. Si, en plus, on rajoute des carénages à profil d'aile d'avion, le rendement des turbines peut être multiplié par un facteur 4 ou 5 dû à l'effet d'entonnement (zone de survitesse) et masquage de la remontée des pales au courant (zone de sous-vitesse).

On distingue deux configurations types dans le projet HARVEST : (1) la configuration mono-colonne (Figure 2-18) et (2) la configuration bi-colonne (Figure 2-16). Dans les deux cas, la présence de carénages font office de structure de maintien. Il est possible d'y adjoindre des grilles anti-débris, ce qui est une solution avantageuse, car cela confère au système une grande sécurité de fonctionnement et le protège des éléments extérieurs. Les turbines développant des efforts de traînée transversaux im-

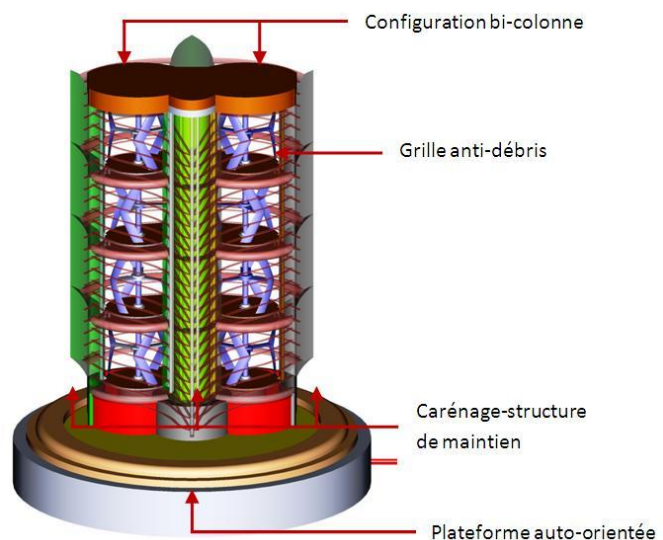


Figure 2-16 : Configuration bi colonne avec carénages

portants (perpendiculaires à la direction de l'écoulement), il devient intéressant d'associer deux colonnes de turbines sur une même plateforme. Cette configuration permet d'annuler avantageusement les efforts transverses par rapport à une configuration mono-colonne et soulage ainsi les ancrages au sol.

La structure de la tour est composée de trois éléments principaux : deux parties latérales, ou carénages extérieurs, placés de part et d'autre des deux colonnes de turbines (dispositif commun aux deux configurations) et d'une partie centrale, appelée étrave, uniquement destinée à la configuration bi-colonne.

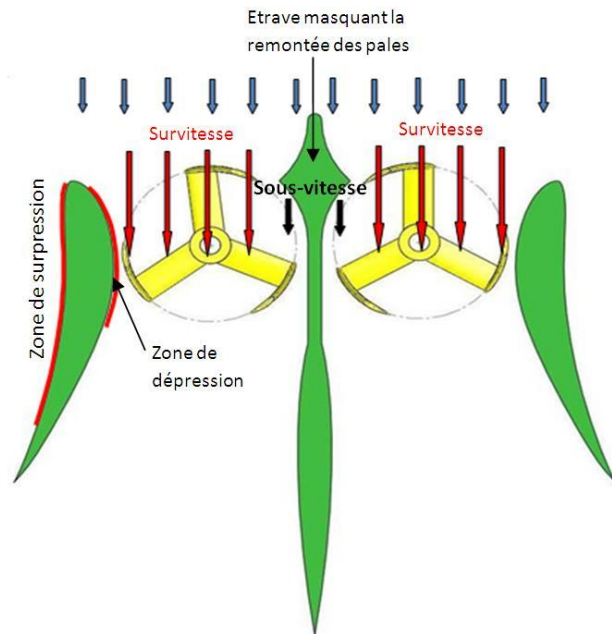


Figure 2-17 : Le système de carénages des turbines

Sur la figure 2-17 on s'aperçoit que les carénages extérieurs sont en forme de profil d'aile. L'effort de portance, créée par la différence de pression entre l'intrados et l'extrados de ces éléments, est dirigé vers l'extérieur. La zone de dépression se situe donc du côté de la turbine, ce qui a pour effet « d'aspirer » le fluide au centre de la structure, créant ainsi une zone de survitesse en amont de la turbine. L'étrave centrale a quant à elle, le rôle de « masquer » la remontée des pales (à contre courant), en créant une zone de sous-vitesse. De plus elle permet de diriger une partie du flux dans une zone fortement motrice de la turbine. Les axes de recherche porteront sur la définition géométrique de ces éléments, ainsi que sur leur positionnement.

L'avantage que l'on attribue spontanément aux turbines à flux transverse, à savoir leur fonctionnement insensible à la fois à la direction et au sens du flux subsiste avec la présence de carénages. En effet, ils permettent de rendre la tour auto-orientable dans le sens du courant. Mais pour réaliser cette propriété, il faut d'une part laisser libre en rotation la tour sur sa structure d'assise (liaison pivot) et d'autre part positionner correctement l'axe de la colonne des turbines par rapport aux centres de poussée hydrodynamique des carénages. Il est même possible dans le cas d'une configuration mono-colonne, d'articuler les étages deux à deux, ce qui permet une orientation optimale des carénages, quel que soit l'étage. [Achard, 2011].

Pour éviter l'interaction entre deux turbines voisines superposées, pouvant à priori affecter leur fonctionnement, une paroi de séparation inter-turbine est mise en place (Figure 2-18). Cette architecture conduit à étudier l'influence du confinement vertical. En d'autres termes, cela revient à rechercher les valeurs optimales relatives à la distance inter-turbines ainsi que l'entrefer vertical (espace existant entre le bout des pales et les parois de séparation). On pourra ainsi ré-

duire avantageusement la trainée en bout de pale, en optimisant la valeur de l'entrefer.

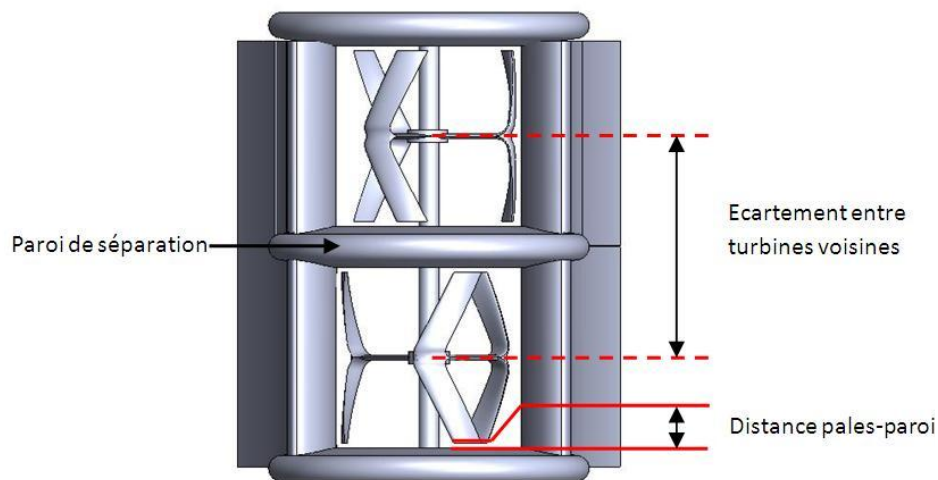


Figure 2-18 : Configuration mono-colonne avec carénages

Le principal désavantage induit par la présence de carénage reste l'amplification des phénomènes de cavitation, qu'il convient d'étudier avec soin. On remarquera que les étages les plus exposés restent ceux près de la surface, la pression hydrostatique augmentant avec la profondeur.

En dehors de la turbine, qui fait l'objet de nombreuses études en écoulement libre, on voit que les champs d'investigation sur le thème « interaction turbine-carénage/optimisation des performances » sont nombreux. En voici quelques exemples :

- le choix du profil optimal des carénages extérieurs, à savoir : le type de profil, la longueur de corde,
- le positionnement optimal de ce profil, à savoir : sa position par rapport à l'axe de la turbine, sa position angulaire,
- le choix de la forme de l'étrave, la couverture angulaire de la turbine (masquant plus ou moins la remontée des pales),
- la position de l'étrave, entrefer existant entre sa paroi et l'extérieur des pales.

Le nombre de paramètres qui interviennent pour la définition des structures mono ou bi-colonnes est à priori assez important. Une optimisation du concept uniquement par voie numérique est loin d'être évidente et reste très gourmande en temps. C'est pourquoi il a été choisi d'adjoindre aux études numériques en cours, un dispositif permettant d'étudier de manière expérimentale les performances d'une configuration bi-colonnes. Ce dispositif équipe désormais le tunnel hydrodynamique dont les résultats expérimentaux seront présentés dans les travaux d'Aumelas [2011].

3 *Instrumentation du tunnel hydrodynamique : définition du besoin*

Le LEGI dispose depuis la fin des années soixante d'un tunnel hydrodynamique de grande capacité présenté dans le paragraphe 3.1.1. Ce tunnel peut alimenter, de façon non simultanée, deux veines d'essai placées en parallèle qui offrent suffisamment de souplesse pour servir des objectifs variés. En effet, dans le cadre d'un DRT⁶, Guittet [2005] a adapté une de ces veines au test des turbines du projet HARVEST (paragraphe 3.1). Une première étape de l'instrumentation du tunnel fut alors initiée.

Cette thèse a été en grande partie consacrée à poursuivre le développement de ce moyen d'essai existant. Dans ce chapitre, après avoir présenté le tunnel hydrodynamique, sont exposées les configurations dans lesquelles pourront être testées les turbines. Ensuite, un cahier des charges défini à partir des attentes exprimées par l'ensemble des acteurs du projet, a été établi. C'est à partir de ces données qu'a pu être définie une nouvelle architecture du moyen d'essai et que l'instrumentation qui y est associée a été développée.

3.1 *Le tunnel hydrodynamique*

3.1.1 **Le tunnel hydrodynamique**

La veine servant à nos essais (Figure 3-1), est implantée au sein d'un tunnel hydrodynamique fermé, contenant 36 m³ d'eau. Comme mentionné ci-dessus, cette veine est placée parallèlement à une autre veine. Au choix, on met hors circuit une des deux veines par un coude amont qui peut subir une rotation de 90°. Ainsi une seule veine est alimentée à la fois.

Le groupe moto-pompe, à vitesse de rotation variable, assure la circulation d'eau. Il permet d'obtenir un débit variant de façon continue de 0 L/s à 500 L/s. La vitesse du fluide correspondante dans la section d'essai nue, est alors comprise entre 0 et 2.8 m/s.

On trouve à l'entrée de la veine d'essai une grille en nid d'abeilles amovible, permettant de contrôler l'intensité turbulente. En outre, l'installation a été conçue afin d'assurer une circulation d'une eau de bonne qualité et bien dégazée. Pour cela différents éléments ont été mis en place :

- La pré-cuve aval et la cuve aval permettent d'éliminer les gros germes de cavitation qui se sont développés dans la veine d'essai.
- Les résorbeurs, placés à l'aval de la pompe, servent à dissoudre les plus petits germes qui n'ont pas été éliminés par les pré-cuve et cuve aval. Pour obtenir une température d'eau constante durant un essai, les ré-

⁶ DRT : Diplôme de Recherche Technologique

sorte de sorbeurs sont immergés dans un bassin de 130 m³, ce qui assure une grande inertie thermique.

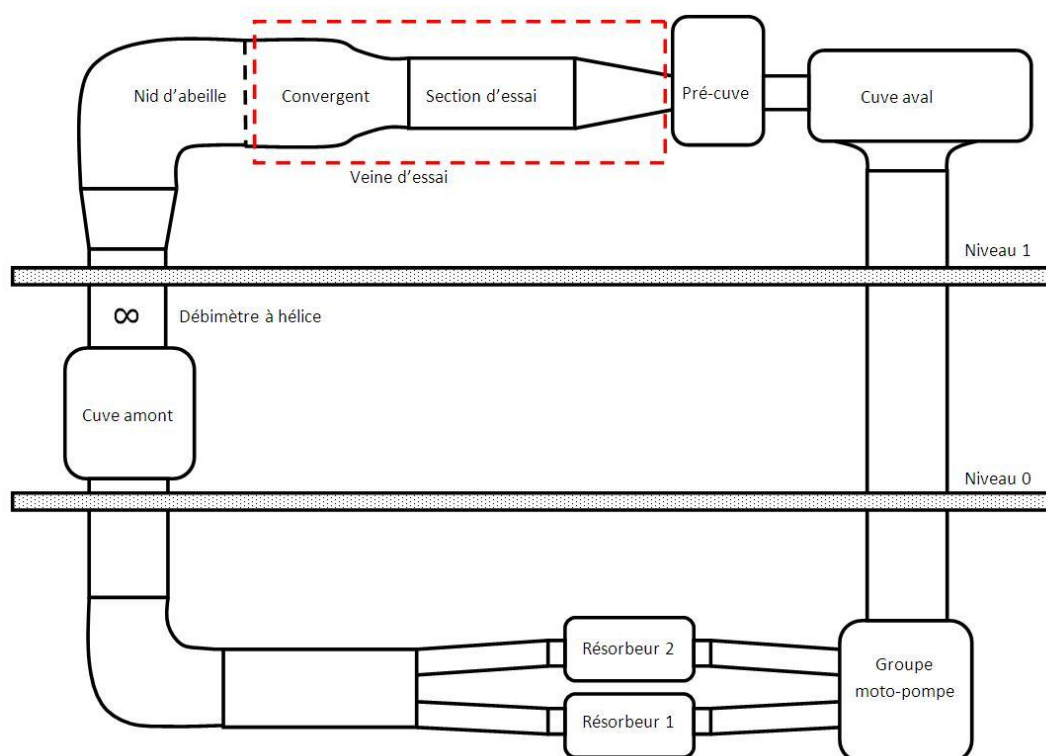


Figure 3-1 : Le tunnel hydrodynamique du L.E.G.I.

3.1.2 La veine d'essai

La veine d'essai antérieure aux travaux de Linda Guittet, achevés en 2005 [Guittet, 2005] était constituée d'un canal à surface libre. Les travaux de Linda Guittet ont conduit à remplacer ce canal, dans le but de créer une plateforme d'essai, permettant de caractériser expérimentalement les maquettes d'hydroliennes. La veine présente une architecture qui est décrite sur la figure 3-2. Elle comporte une succession d'éléments assemblés entre eux, le tout venant se raccorder aux deux extrémités à la boucle hydraulique existante.

Les éléments qui composent la veine sont les suivants :

- **1:** la partie amont existante de la veine est une conduite cylindrique de 800 mm de diamètre. La pièce considérée, permet de passer d'une section cylindrique à une section carrée de 700*700 mm².
- **2:** un espace, d'une longueur de 80 mm environ, est aménagé pour recevoir une grille en nid d'abeilles. Cette grille a pour but d'uniformiser l'écoulement et de pouvoir faire varier l'intensité turbulente de l'écoulement.

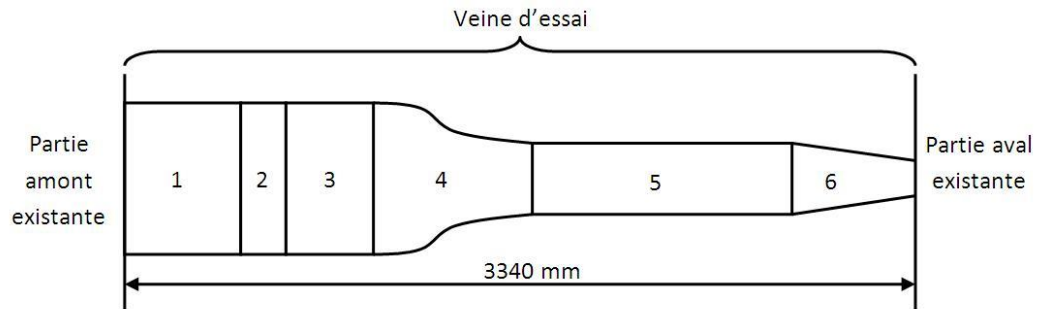


Figure 3-2 : Les différentes parties de la veine d'essai [Guittet, 2005]

- **3:** la chambre de tranquillisation. C'est une section qui permet de stabiliser l'écoulement après la grille en nid d'abeilles.
- **4:** le convergent. Il permet de passer de la section carrée de $700 \times 700 \text{ mm}^2$ à la section rectangulaire de la section d'essai. Le convergent et la chambre de tranquillisation ne font, en pratique, qu'une seule pièce.
- **5:** la section d'essai. C'est dans cette partie que sont placées les maquettes d'hydroliennes (Figure 3-4 et 3-5). La section de la veine est un rectangle de 700 mm de large et de 250 mm de haut. Elle comporte 3 faces à hublot transparent en plexiglas. La face supérieure est constituée d'une plaque d'aluminium sur laquelle repose une balance de mesure d'effort.

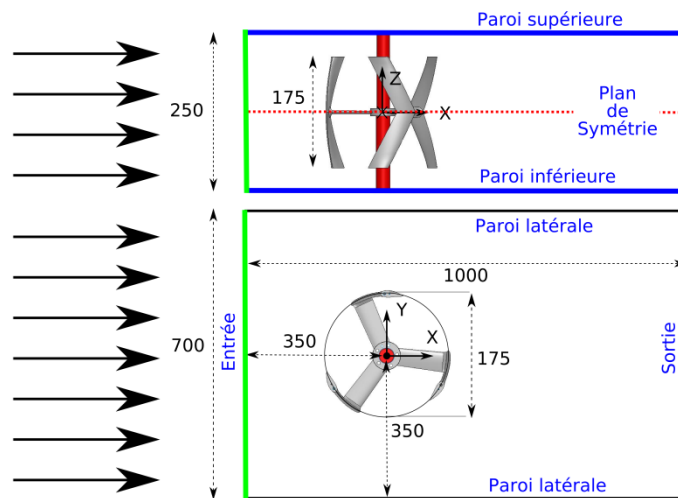


Figure 3-3 : Géométrie de la section d'essai et repère associé.

- **6:** cette pièce permet de faire le raccord entre la section d'essai et la partie aval existante. Elle converge légèrement.

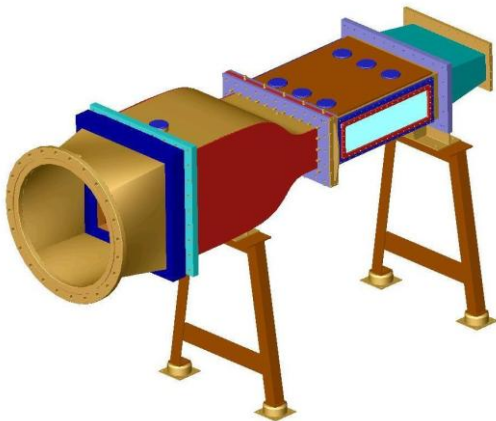


Figure 3-4 : la veine hydrodynamique

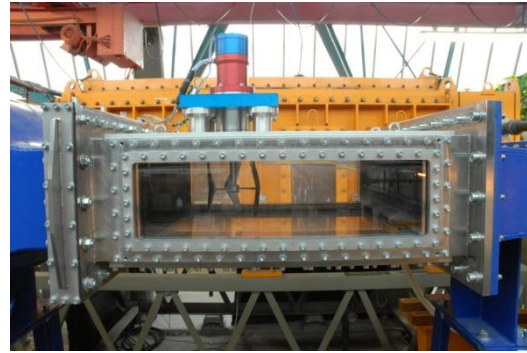


Figure 3-5 : La section d'essai en présence d'une turbine d'hydrolienne

3.2 Configurations d'implantation des turbines dans la section d'essai

Dans le cadre de cette thèse, sont étudiées deux configurations bien distinctes dans la veine d'essai. La première doit reproduire les conditions d'implantation d'une turbine seule en milieu infini, cas le plus fondamental. La deuxième doit quant à elle à reproduire les conditions d'implantation d'une machine bi-colonnes carénée (cf. § 1.2.3). L'instrumentation du tunnel hydrodynamique doit permettre de caractériser indifféremment les performances d'une maquette d'hydrolienne dans les deux cas de figures. On notera que la configuration bi-colonnes reproduite dans le tunnel, a fait l'objet de premiers essais au cours de cette thèse. Une évolution en sera proposée par Aumelas [2011] dans sa thèse.

3.2.1 Objectifs généraux

Les résultats expérimentaux, fournis par le moyen d'essai ont diverses vocations et concernent de façon plus ou moins directe les différents acteurs du projet (Figure 3-6) : elles devront permettre en premier lieu de mener une étude comparative des performances entre les turbines disponibles au laboratoire et par extension (lois de similitude) donner une estimation des performances de ces mêmes turbines à différentes échelles, et cela en fonction des sites d'implantation. D'autre part, les données expérimentales ont vocation à être recoupées avec les résultats des simulations numériques : c'est ce que l'on appellera le « calage » des modèles numériques. Après validation, les codes numériques utilisés permettront d'élargir le champ de recherche tout en rationalisant l'utilisation du moyen d'essai.

Dans ce cas la fiabilité des résultats expérimentaux est primordiale. Ainsi, la section d'essai sert de configuration « référence », car utilisée comme cas test pour les simulations numériques. Il est par ailleurs nécessaire de caractériser

l'écoulement incident : vitesse moyenne, intensité turbulente, d'épaisseur de la couche limite sur les parois etc.

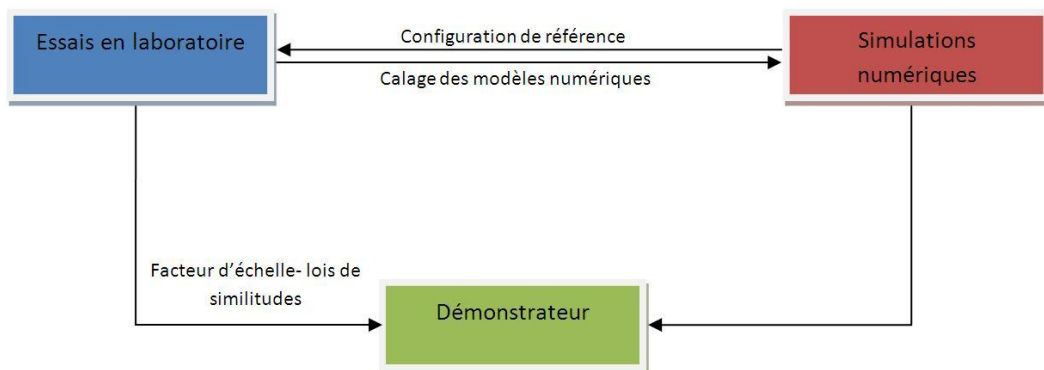


Figure 3-6 : Synoptique des interactions expérimentations-simulations-démonstrations

3.2.2 Turbines en configuration mono colonne et écoulement semi infini

Comme évoqué au chapitre 1, les développements envisagés du concept sont nombreux. De l'implantation d'une turbine isolée, ou associées en mono ou bi colonnes pour former des tours de taille et de nombre d'étages distincts, ces tours pouvant par ailleurs être maintenues fixes par leur partie supérieure ou inférieure, les cas sont multiples et variés. Avant de prendre en compte tous les éléments additionnels pouvant influencer le comportement d'une turbine en fonctionnement, il est intéressant de réaliser des études sur une turbine isolée, placée dans un écoulement libre, ce qui permet de surcroît de comparer les performances des turbines Achard à d'autres turbines, toutes choses égales par ailleurs. C'est ce cas, le plus élémentaire, qui est étudié en premier lieu dans la section d'essai.

3.2.2.1 Caractérisation de l'écoulement incident

Pour établir les conditions de référence, servant de base pour le calage des modèles numériques, les critères suivants ont été étudiés :

➤ Vitesse incidente moyenne

Un débitmètre à hélice, placé en amont de la section d'essai, permet d'obtenir le débit instantané dans le tunnel hydrodynamique. A partir de cette information, et connaissant la section de la veine d'essai, on estime la vitesse moyenne débitante.

➤ Intensité turbulente

L'intensité turbulente a une influence non négligeable sur les performances des éoliennes à axe vertical [Paraschivoiu, 2002]. Néanmoins, la valeur de l'intensité

turbulente est à priori faible. Ce paramètre n'a pas été pris en compte pour les campagnes d'essai présentées dans cette thèse.

3.2.2.2 Développement de la couche limite en parois

Le convergent, outre son effet accélérateur de l'écoulement, limite le développement des couches limites en parois. Une couche limite qui est trop épaisse pourrait interférer avec le développement des tourbillons de bout d'aile et diminuer la puissance récupérée par la machine. De plus, cela modifie sensiblement la vitesse débitante et induit une surestimation du coefficient de puissance (C_p). Les résultats exposés dans la thèse d'Amet [2009] sont présentés ici. Il a été vérifié d'une part que le bout de pale n'entre pas dans cette couche limite, et plus globalement sur la nécessité éventuelle de prendre en considération les couches limites se développant sur les quatre faces latérales de la veine d'essai dans le calcul de la vitesse débitante.

Considérons le convergent seul avec son plan de symétrie. Une solution stationnaire du convergent a été calculée de façon à ce qu'une vitesse de 1 m/s en entrée du convergent corresponde à une vitesse débitante $\bar{U}_\infty = 2,8$ m/s en sortie du convergent. Les couches limites se développant dans la veine ont été calculées pour trois situations:

- Veine seule avec une vitesse uniforme de $U_\infty = U_x = 2,8$ m/s appliquée en entrée de la veine.
- Veine seule avec une vitesse débitante $\bar{U}_\infty = \bar{U}_x = 2,8$ m/s. Le profil de vitesse obtenu en sortie du convergent est utilisé comme une donnée d'entrée dans la section amont de la veine située à l'abscisse $X = 0,35$ m (couplage faible).
- Convergent et veine, avec une vitesse uniforme en entrée du convergent de 1 m/s.

Pour ces trois cas, la définition classique de l'épaisseur de la couche limite δ a été utilisée:

$$\delta = 0.99\bar{U}_\infty \quad (3.1)$$

La figure 3-7 montre l'évolution de l'épaisseur de la couche limite à partir de l'entrée de la veine ($X = -0.35$ m).

Les résultats pour les trois cas de vitesse sont présentés dans le cas de la couche limite de plafond. On remarque que dans le premier cas (veine seule), on sous-estime δ : cela tient au fait que l'on considère un δ nul en entrée, ce qui ne correspond pas à la réalité physique de l'écoulement. Les deux autres cas donnent des résultats proches entre eux, légèrement inférieurs pour le cas où l'on considère l'ensemble (convergent + veine). On ne représente donc que les résultats du dernier cas de simulation pour l'évolution de la couche limite des parois latérales.

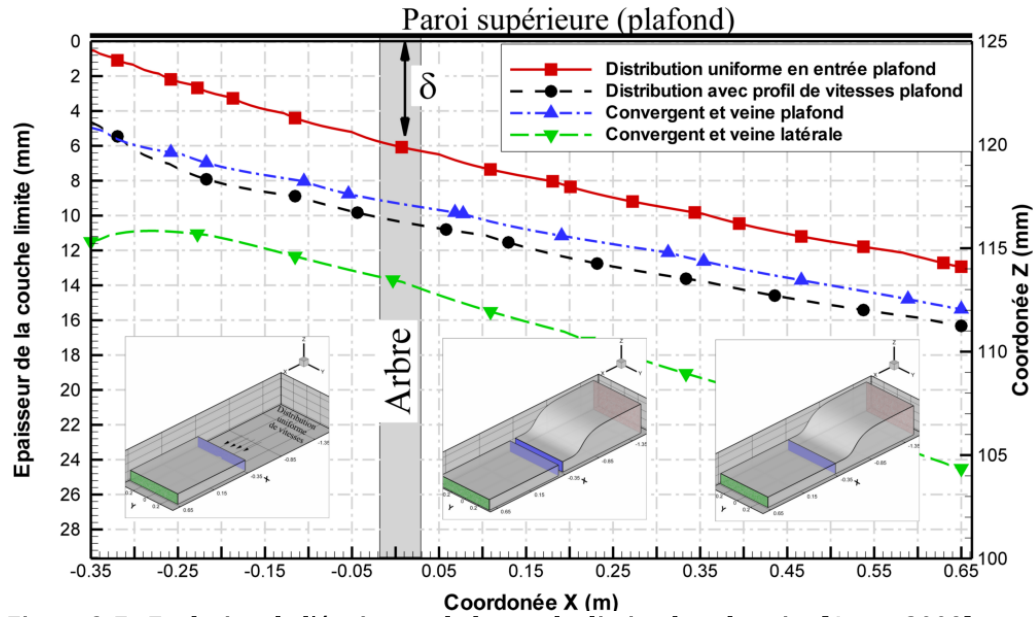


Figure 3-7 : Evolution de l'épaisseur de la couche limite dans la veine [Amet, 2009]

Interférence hydrolienne-couche limite

Pour ce qui est de la couche limite du plafond, on observe un $\delta = 10 \text{ mm}$ au niveau de l'axe de rotation. Pour ce qui est de la couche limite des parois latérales, $\delta = 14 \text{ mm}$. L'épaisseur de la couche limite est donc loin d'impacter l'hydrolienne : en effet, le bout des pales se trouvent à 37.5 mm des parois inférieure et supérieure (à comparer à la valeur de $\delta = 10 \text{ mm}$) et à 262.5 mm des parois latérales (à comparer à la valeur de $\delta = 14 \text{ mm}$).

Influence de la couche limite sur la vitesse débitante

En adoptant classiquement un profil de vitesse en puissance $1/7$, on obtient une épaisseur de déplacement $\delta^* = \delta/8$. Par définition de l'épaisseur de déplacement, la vitesse dans l'écoulement sain, notée U_a , est reliée à la vitesse débitante $\bar{U}_\infty$ par :

$$\bar{U}_\infty / U_a = 1 - 2\delta^* / l = 1 - \delta / 4l \quad (3.2)$$

Où l désigne, soit la distance entre les plafonds (250 mm), soit entre les parois latérales (700 mm).

Ces estimations montrent que la couche limite des parois latérales ne joue pas significativement et que la couche limite du plafond augmente de 1% la vitesse au niveau de la turbine. Mais comme la puissance est au cube de la vitesse, cela conduit à une augmentation de 3% de la puissance ce qui n'est pas négligeable par rapport à la précision attendue de notre moyen d'essai.

3.2.2.3 Confinement induit par la section d'essai

Les dimensions réduites de la veine par rapport à la taille des maquettes font que l'on ne peut pas considérer l'écoulement comme strictement infini. La tendance naturelle du fluide à contourner la turbine est perturbée par la proximité des parois, ce qui a pour effet d'augmenter artificiellement le rendement. On dit que

l'écoulement autour de la turbine présente un effet de confinement. On distinguera par la suite le confinement latéral du confinement axial.

➤ Confinement latéral

Des corrections empiriques pour estimer l'effet de confinement existent. Des essais sur une turbine de type Savonius ont été menés par Blackwell [1977]. Ils introduisent un facteur de conditionnement total ε_t dans lequel ils font intervenir la forme des pales ainsi que le rapport L/D_t , où L désigne la largeur de la veine et D_t le diamètre de la turbine. La correction conduit à augmenter la vitesse:

$$U_{\infty}^* = U_{\infty} \cdot (1 + \varepsilon_t) \quad (3.3)$$

De telles corrections ont été jugées comme ayant un haut degré d'incertitude (même les auteurs ont prédit 50% d'incertitude sur la mesure du coefficient de puissance).

Sont présentés dans ce paragraphe les résultats de calculs numériques de ce paramètre, appliqués au cas de la section d'essai. L'étude a été menée par Amet [2009] sur un cas 2D. Le confinement latéral a été défini comme étant le rapport entre la largeur de la veine et le diamètre de la turbine, le paramètre $\varepsilon = L/D_t$. Le cas $\varepsilon = 4$ correspond à la section d'essai. Sept valeurs de ε (2, 3, 4, 5, 6, 8 et 10) ont été retenues pour étudier l'influence du confinement latéral sur le coefficient de puissance. Pour chaque valeur, six paramètres d'avance sont considérés: 1.5, 1.75, 2, 2.25, 2.5 et 3. La figure 3-8 illustre l'influence de ε sur les courbes de coefficient de puissance moyen (C_p) en fonction de λ .

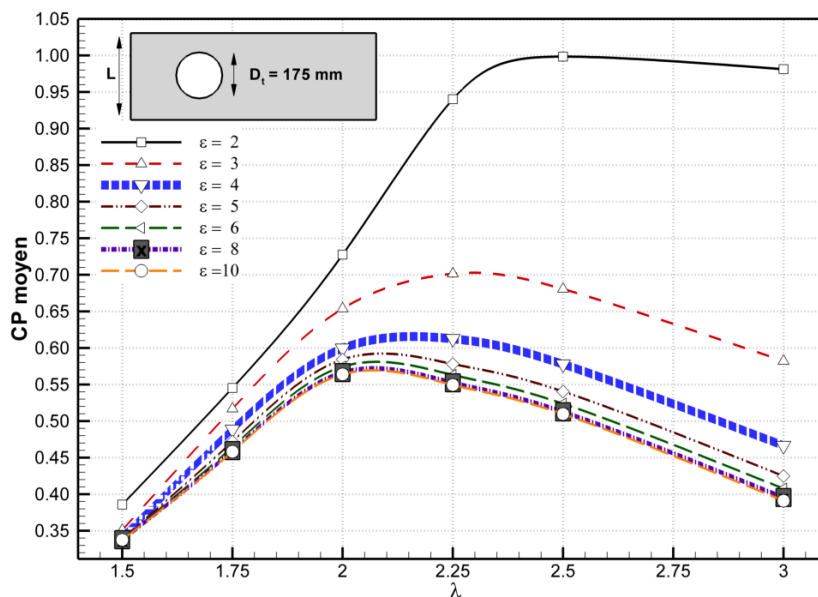


Figure 3-8 : Influence du confinement sur le coefficient de puissance [Amet, 2009]

On remarque que pour les cas qui correspondent à un fort confinement, la valeur maximale du coefficient de puissance atteint 98% à $\lambda = 2,50$ pour $\varepsilon = 2$ et 71% à $\lambda = 2,30$ pour $\varepsilon = 3$. Le cas $\varepsilon = 4$ (61% à $\lambda = 2,15$) correspond à un confinement modéré (cas de la section d'essai). Au-delà de $\varepsilon = 6$ le confinement apparaît négligeable.

geable (57% à $\lambda = 2,05$). On voit donc que le moyen d'essai conduit à des rendements légèrement plus élevés que ceux correspondant à une situation non confinée. A faibles λ , la puissance récupérée est quasi indépendante du conditionnement, alors qu'un fort confinement déplace le λ optimal (correspondant au $C_{P\max}$), vers des valeurs élevées du λ . Par rapport à la configuration non-confinée, le cas $\varepsilon = 4$, apporte un gain de 8% au niveau du $C_{P\max}$, ainsi qu'un déplacement du λ optimal de 2.05 à 2.15.

➤ Confinement axial

Pour se rapporter au cas d'une turbine placée en milieu infinie, il serait nécessaire d'étudier de la même façon le confinement axial qu'en traine la section d'essai. La modélisation numérique d'un cas 3D permettrait de prendre en compte l'influence de ce paramètre. Mais compte tenu du temps de calcul nécessaire, les études ont été limitées au cas 2D en première approche, c'est-à-dire que l'on a tenu compte uniquement du confinement latéral.

3.2.3 *Turbines carénées en configuration bi-colonnes*

La superposition des turbines sur un même arbre forme ce que l'on a appelé une colonne. Cette configuration a permis d'imaginer des solutions originales avec carénages dans le but d'optimiser la récupération de l'énergie, et dont on a évoqué le principe dans le chapitre 2. C'est dans ce cadre qu'a été imaginée une adaptation de ce concept, destinée à être installée dans la section d'essai. Cela a permis d'étudier le comportement des maquettes d'hydrolienne dans une configuration bi-colonnes carénée et de valider la conception d'un prototype de grande taille. Il était primordial de ne pas augmenter d'avantage le confinement latéral de l'ensemble turbine-carénage implantée dans la section d'essais, par rapport à une configuration en écoulement infini. C'est pourquoi, il a été choisi de ne garder qu'une seule turbine en position centrale, tout en recréant les conditions d'une implantation bi-colonnes. En revanche, ce dispositif pourra être mis à profit pour étudier le confinement axial, par l'ajout de plaque de différentes épaisseurs.

Le point de départ fut d'appliquer un facteur d'échelle aux dimensions d'un étage de la tour bi-colonnes réelle, en prenant comme référence le diamètre de la turbine, qui à l'arrivée doit correspondre à celui des maquettes. Le système fut ensuite scindé en deux parties identiques autour de son plan de symétrie, mais seule une des deux parties (demi-système) fut implantée dans la veine, comme le montre la figure 3-9. La partie manquante (1 turbine + 1 demi conditionneur centrale et un conditionneur latéral) se trouve alors remplacée par un dispositif qui engendre une perte de charge équivalente.

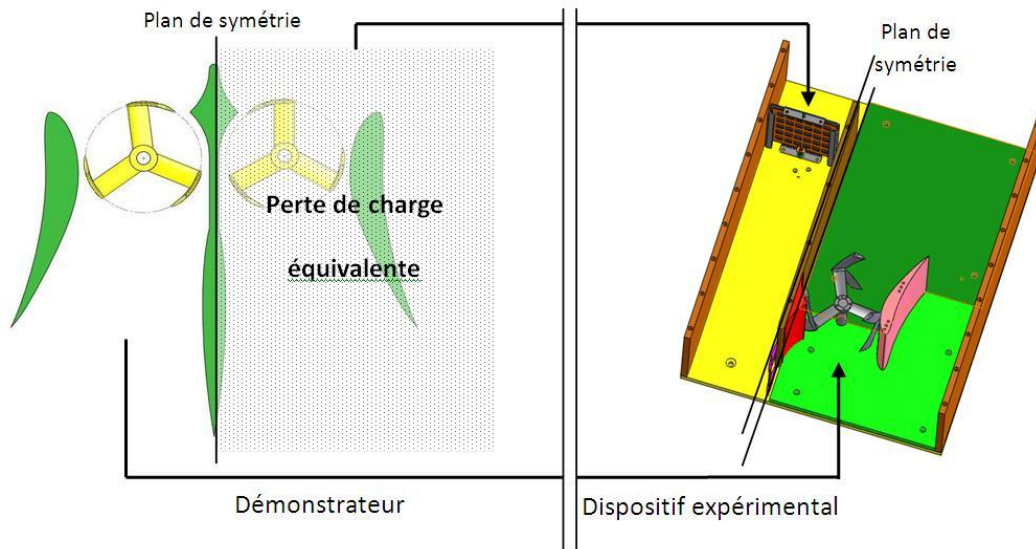


Figure 3-9 : Principe du dispositif expérimental permettant le test de la configuration bi-colonnes

Le dispositif expérimental est constitué de 4 parois latérales qui forment ainsi ce qu'on appellera le carter. (Figure 3-10). Ce carter vient s'insérer à l'intérieur de la section d'essai et est fixé par sa face supérieure au moyen de vis. Le cahier des charge qui fut fixé, prévoit de pouvoir passer d'une configuration test (sans carénage) à une autre (avec carénages) en l'espace d'une journée maximum et sans aucune modification structurelle de la section d'essai. Les dimensions extérieures du caisson correspondent aux dimensions intérieures de la section d'essai. Le débit de fluide passe ainsi intégralement à l'intérieur du caisson, ce qui permet d'obtenir directement la vitesse du fluide incident. De plus, les parois sont en plexiglas transparent, permettant ainsi la visualisation de la turbine lors de son fonctionnement : cela permet des études complémentaires de visualisation de l'écoulement.

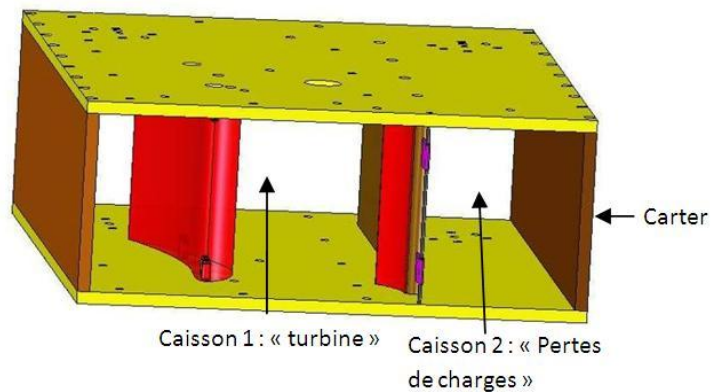


Figure 3-10 : Carter du dispositif expérimental permettant le test de la configuration bi-colonnes

Le système, outre la turbine et le caisson, comporte les éléments suivants (Figure 3-11) :

- Une plaque de cloisonnement, correspondant au plan de symétrie du système bi-colonnes.

- A cette plaque de cloisonnement, on adjoint une pièce supplémentaire, pour former le carénage dit d'étrave, dont le rôle est de masquer en quelque sorte la remontée des pales.
- Un carénage constitué d'une pièce formant un profil d'aile de type Epler420. Sa position latérale et axiale par rapport à la turbine peut être modifiée. Un deuxième type de profil est disponible, pouvant être interchangeable facilement avec le premier.
- Une grille permet de régler de manière continue les pertes de charges dans le caisson 2, afin de les équilibrer avec celles du caisson 1. On vise ainsi à recréer les mêmes conditions qu'une configuration bi-colonnes réelle. On vérifiera alors que la direction du fluide est bien parallèle à l'étrave centrale, et donc, qu'il n'a pas tendance à contourner la turbine par le caisson 2.
- Un système de drapeau permet d'indiquer la direction du fluide. Ainsi pour chaque point de fonctionnement de la turbine, sont ajustées les pertes de charges du caisson 2 afin d'aligner les drapeaux avec l'étrave centrale.

Le carter s'adapte à l'intérieur de la section d'essai existante. La section de passage du fluide passe alors de $250 \times 700 \text{ mm}^2$ à $590 \times 218 \text{ mm}^2$. C'est cette dernière qui est utilisée pour le calcul de la vitesse débitante du fluide.

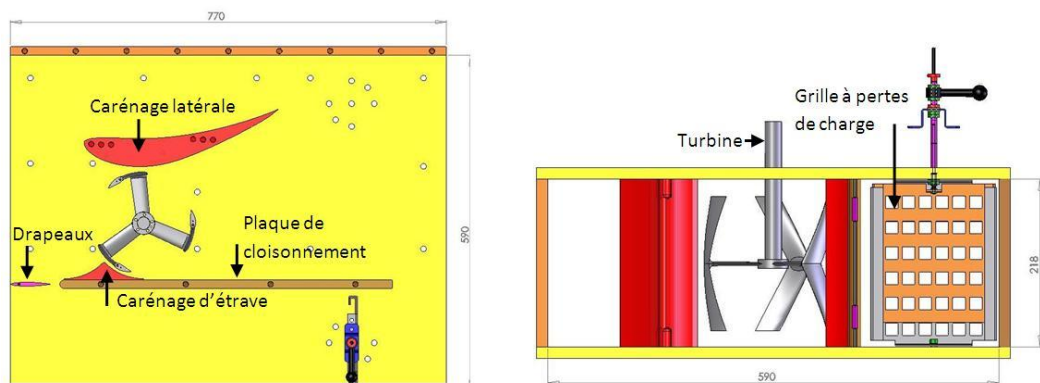


Figure 3-11 : Vues de dessus et de face du dispositif expérimental permettant le test de la configuration bi-colonnes

Sur la figure 3-12 on aperçoit les deux drapeaux montés en pivot sur un axe fixe. La figure 3-13 est une vue de détail du dispositif de pertes de charges. Le niveau de perte de charges peut être ajusté de deux façons. Une première opération, dite de réglage grossier, consiste à modifier l'angle entre la grille et le courant : à 90° les pertes de charges sont maximales tandis qu'à 0° (grille parallèle à l'écoulement) elles sont minimales. Une deuxième opération, dite de réglage fin, consiste à faire coulisser une grille mobile par rapport à une grille fixe. On passe d'une position « pertes de charges maximales » équivalente à une plaque pleine à une position « pertes de charges minimales » en découvrant progressivement les orifices de passage. Cela s'effectue en actionnant une manette de réglage.

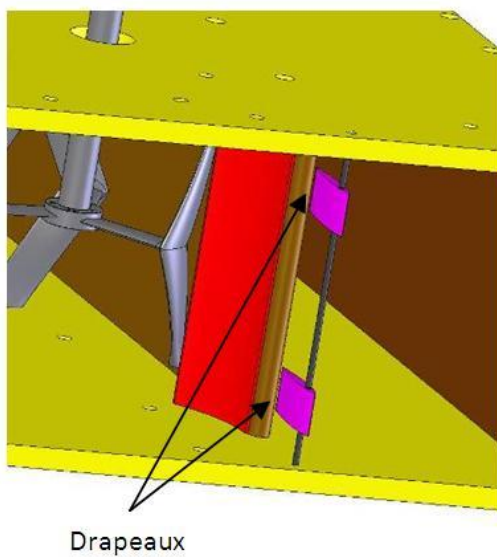


Figure 3-12 : Système de drapeaux

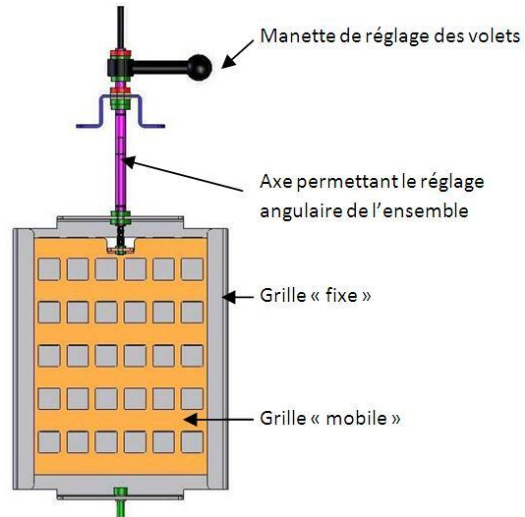


Figure 3-13 : Système de perte de charge

➤ Etude du confinement vertical en configuration carénée

Pour étudier l'influence du confinement vertical sur le fonctionnement des turbines, un jeu de plaques de différentes épaisseurs a été fabriqué (Figure 3-14). Elles sont fixées sur les parois inférieures et supérieures du carter, et permettent de faire varier de manière discrète le jeu existant entre le bout de pales et la paroi. On définira le confinement axial par :

$$\varepsilon_a = h/H \quad (3.4)$$

Où h représente la distance entre les plaques inférieure et supérieure, et, H la hauteur de la turbine. Aumelas [2011] présente certains résultats numériques issus de cette configuration.

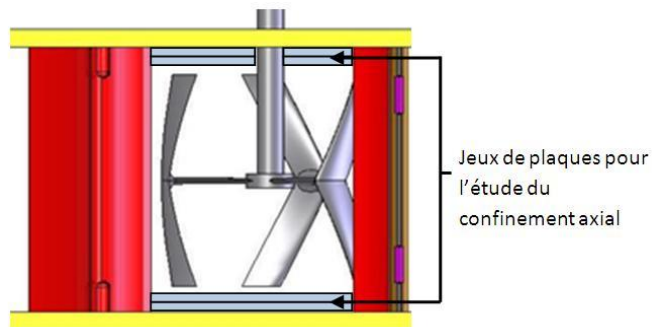


Figure 3-14 : Système pour l'étude du confinement axial

3.3 Caractérisation des performances hydrodynamiques d'une turbine par mesure globale d'efforts.

La caractérisation des performances hydrodynamiques d'une turbine placée dans la section d'essai est le point central des travaux de cette thèse. Plus précisément, il s'agit de mesurer de manière globale les efforts transmis par le fluide à une

turbine dans des conditions expérimentales bien définies et pour les deux « configurations » détaillées au paragraphe 3.2.

3.3.1 Des composantes hydrodynamiques élémentaires aux efforts globaux

Considérons le cas d'une turbine placée dans la section d'essai. Cette turbine de hauteur H est composée d'un nombre N de pales, qui sont chacune reliées à l'arbre central grâce à un bras. On peut découper virtuellement cette turbine en tranches d'épaisseur infinitésimale dz . Sur chacune de ces tranches de turbine, l'écoulement du fluide induit un effort tangentiel F_t et un effort normal F_n , comme le montre la figure 3-15 (Point détaillé précédemment, dans le paragraphe 2.1). On considère que les pales sont les actrices principales dans la création des efforts. Mais, outre ces N pales composant la turbine, il convient également de considérer les efforts hydrodynamiques développés de manière secondaire (figure 3-15) par l'arbre et les bras des pales, ainsi que d'éventuels composants additionnels reliés physiquement à la turbine (comme des winglets inhibiteurs de tourbillons de bouts d'ailes, ou encore des anneaux reliant les pales entre elles).

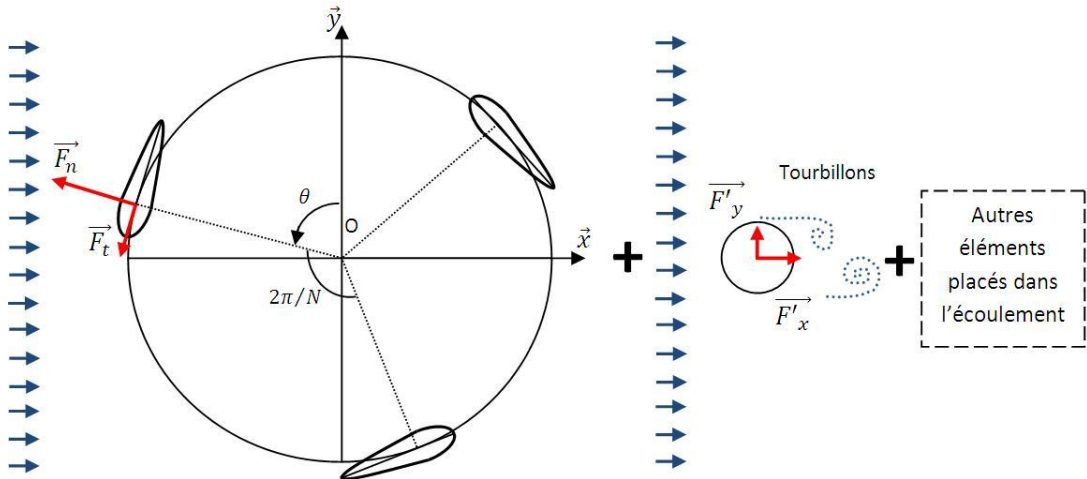


Figure 3-15 : Eléments développant des efforts hydrodynamiques

Prenons l'exemple de l'effort de traînée global $\vec{F}_{x_{global}}$, correspondant à la somme des efforts projetés sur l'axe $\vec{x}$, développés par une turbine à pales droites placée dans un écoulement. Cet effort est la somme des efforts locaux développés par chaque « tranche » élémentaire de turbine. $\vec{F}_{x_{global}}$ dépend de la position angulaire des pales, mais aussi de la vitesse de rotation. Si l'on considère l'hydrolienne en régime permanent et placée dans un écoulement à vitesse constante, cet effort est alors modulo $k \cdot 2\pi$ et même $k \cdot 2\pi/N$.

On retrouve la contribution des N pales à $\vec{F}_{x_{global}}$ dans les termes suivants, qui représentent la majeure partie de cet effort:

$$\int_{-H/2}^{+H/2} [\vec{F}_n(\theta) + \vec{F}_t(\theta)] \cdot \vec{x} \cdot dz + \int_{-H/2}^{+H/2} \left[\vec{F}_n\left(\theta + 1 * \frac{2\pi}{N}\right) + \vec{F}_t\left(\theta + 1 * \frac{2\pi}{N}\right) \right] \cdot \vec{x} \cdot dz + \dots$$

A cela on ajoute la faible contribution de l'arbre de rotation de la turbine à $\vec{F}_{x_{global}}$, de longueur h_{veine} correspondant à la hauteur de la veine (cet arbre pour des raisons de symétrie traverse entièrement la veine):

$$\int_{-h_{veine}/2}^{+h_{veine}/2} \vec{F}'_x(\theta) \cdot \vec{x} \cdot dz$$

On considère enfin les efforts développés localement par divers éléments additionnels équipant la turbine :

$$\sum \vec{F}_{ad} \cdot \vec{x}$$

On exprime ainsi l'effort global de traînée induit par le fluide sur la turbine:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{x_{global}}(\theta) \cdot \vec{x} &= \int_{-H/2}^{+H/2} [\vec{F}_n(\theta) + \vec{F}_t(\theta)] \cdot \vec{x} \cdot dz \\ &+ \int_{-H/2}^{+H/2} \left[\vec{F}_n\left(\theta + 1 * \frac{2\pi}{N}\right) + \vec{F}_t\left(\theta + 1 * \frac{2\pi}{N}\right) \right] \cdot \vec{x} \cdot dz + \dots \\ &+ \int_{-h_{veine}/2}^{+h_{veine}/2} \vec{F}'_x(\theta) \cdot \vec{x} \cdot dz + \sum \vec{F}_{ad} \cdot \vec{x} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Les efforts globaux que l'on va mesurer comportent donc plusieurs « sources ». Cela reflète le comportement réel d'une turbine. Les pales contribuent majoritairement à ces efforts globaux, mais l'identification des composantes dites « secondaires » peut néanmoins se révéler nécessaire dans certains cas d'études, en particulier dans l'optique d'un « calage » précis de modèles numériques.

En effet, on pourrait prendre l'exemple d'une simulation numérique qui ne comporterait que les N pales, sans l'arbre et les bras du moyeu. Il s'agira alors de savoir si les différences éventuelles entre les résultats expérimentaux et numériques proviennent uniquement des éléments « secondaires » ou si elles sont induites par des défauts de simulations ou de mesures expérimentales.

Des mesures complémentaires, de pressions locales au niveau des pales pourraient être alors de précieux indicateurs, permettant un découplage physique des différentes composantes d'un effort.

3.3.2 Définition du torseur des efforts hydrodynamiques appliqués sur une turbine

3.3.2.1 Repérage

L'utilisation de torseurs⁷ pour définir les efforts hydrodynamiques s'appliquant sur les turbines, nécessite de mettre en place une base de projection, associé à un point (repère). Les résultats des simulations numériques seront eux aussi exprimés dans ce même repère. Ainsi, comme l'indique la figure 3-16, le point O du repère correspond au centre géométrique de la turbine, qui se trouve à égale distance des parois inférieure et supérieure de la veine. L'axe x est pris dans le sens de l'écoulement (de vitesse U_∞ ou V_0) et z est choisi vertical descendant. Le trièdre (x,y,z) est orthonormé direct. L'origine des θ est donné par l'axe y, (θ étant une variable angulaire permettant de repérer la position des pales)

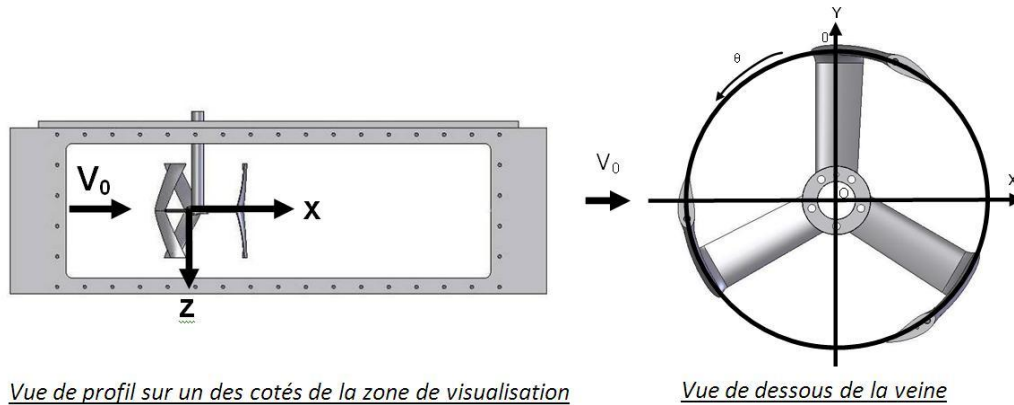


Figure 3-16 : Repérage dans la section d'essai et définition du repère R_0

On définit l'action globale du fluide sur la turbine par le torseur $\mathcal{F}_{(\text{fluide} \rightarrow \text{hydrolienne})}$. La mesure globale des efforts hydrodynamiques doit permettre d'obtenir les éléments de réduction correspondant aux 6 composantes du torseur au point O et exprimés dans le repère R_0 .

3.3.2.2 Les 3 composantes de forces

Ces trois composantes correspondent aux efforts de traînée projetés selon les directions x, y et z. On retrouve : (1) F_x l'effort de traînée selon l'écoulement, (2) F_y l'effort de traînée transverse à l'écoulement et (3) F_z l'effort axial.

3.3.2.3 Les 3 moments

Les moments de basculement

⁷ Torseur : champ de vecteurs équiprojectifs, qui en un point de l'espace est réduit à deux vecteurs : une résultante et un moment.

Les 2 moments de basculement selon les axes x et y correspondent à la tendance qu'aurait la turbine à vouloir basculer autour de son centre (O) et selon ces axes. On les note M_x et M_y .

Le couple utile

Ce moment (ou couple) est dit « utile » car c'est à partir de là qu'est récupérée et transformée l'énergie produite par la turbine. Dirigé selon l'axe de rotation z, il provoque la rotation de l'arbre. On le note M_z ou C_u .

3.3.2.4 Torseur des actions hydrodynamiques

On écrira le torseur des actions du fluide sur l'hydrolienne de la façon suivante :

$$\mathfrak{T}_{(fluide \rightarrow hydrolienne)} = \begin{cases} F_x.\vec{x} + F_y.\vec{y} + F_z.\vec{z} \\ M_x.\vec{x} + M_y.\vec{y} + C_u.\vec{z} \end{cases} \quad (3.6)$$

3.3.3 **Intérêt de la mesure globale des efforts pour la caractérisation des performances des turbines**

Le développement de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique doit permettre de construire le torseur des efforts hydrodynamiques d'une turbine en fonctionnement, à partir d'un système de mesure global.

La caractérisation du niveau de « performance » d'une turbine n'est pas immédiate. Celui-ci résulte de la combinaison de plusieurs critères, qui ont chacun leur importance, variable, selon les objectifs visés. On pourra citer l'exemple simple du critère d'auto-démarrage, qui pour l'implantation d'une turbine isolée se révèle être de grande importance, mais qui devient caduc dans le cas d'une tour d'hydroliennes.

Le torseur des efforts hydrodynamiques va permettre de caractériser presque entièrement une turbine. On pourra citer entre autres les critères suivants :

- les caractéristiques d'efforts (moyens et instantanés),
- les caractéristiques de couple et de puissance (moyens et instantanés),
- le critère d'auto-démarrage.

Il reste néanmoins de nombreux champs d'investigation où la mesure globale d'efforts n'apporte pas de réponse, ou seulement partiellement :

- les pressions locales au niveau des pales,
- le développement de poches de cavitation,
- la topologie de l'écoulement.

La stratégie adoptée pour caractériser les performances d'une turbine d'hydrolienne repose sur la mesure globale des efforts hydrodynamiques. Même si ce type de mesures n'apporte pas toutes les informations traduisant le comportement des turbines (en particulier au niveau local), cela constitue néanmoins une bonne base de départ, qui répond à nos attentes (cf. paragraphe suivant).

La poursuite des travaux de caractérisation reposera sur des études de visualisation de l'écoulement par la méthode de P.I.V., entreprise par Bossard J. [2010], et qui permettra d'étudier les phénomènes de cavitation ainsi que la topologie de l'écoulement au niveau des pales.

3.4 Elaboration du cahier des charges de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique

Le cahier des charges de l'instrumentation, formalisé dans cette section, constitue la base sur laquelle s'appuie la conception de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique. En particulier, cette partie se focalise sur la définition du cahier des charges fonctionnel (c.d.c.f.) du système de mesure des efforts hydrodynamiques. Ce système, conçu, réalisé et mis en œuvre pendant la durée de cette thèse sera appelé dans la suite « balance de mesure des efforts ».

Le retour d'expérience d'une première génération de balance qui équipait la section d'essai [Guittet, 2005] a été mis à profit. Celle-ci, que l'on aperçoit sur la figure 3-17, n'a malheureusement pas pu répondre entièrement aux attentes des expérimentateurs.

La mesure des efforts $\vec{F}_x$, $\vec{F}_y$ et $\vec{F}_z$ est basée sur un système de capteurs à jauges de déformation. Le couple utile C_u est obtenu grâce à un couplomètre. Un moteur pas à pas, monté en bout d'arbre, permet d'imposer la vitesse de rotation de la turbine.

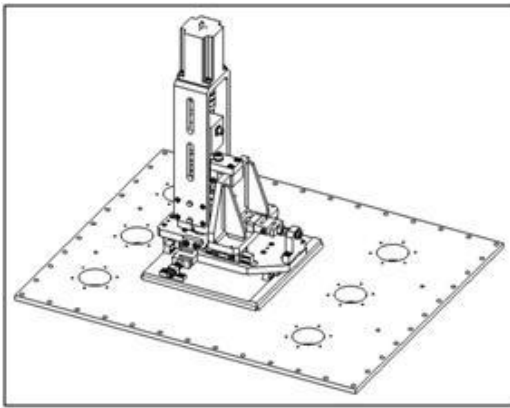


Figure 3-17 : Balance de mesure d'effort de première génération

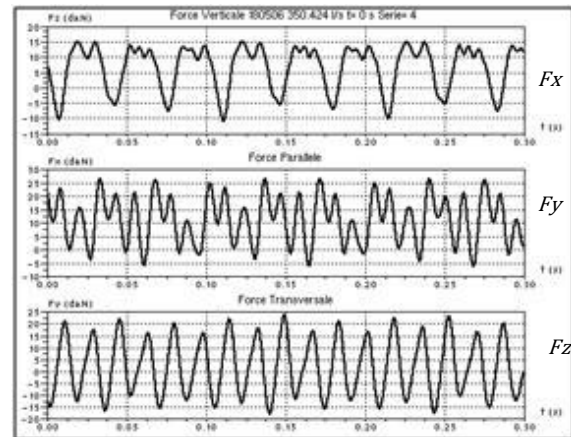


Figure 3-18 : Exemple de résultats expérimentaux : efforts selon x, y et z.

Bien qu'imparfaite, cette première balance a néanmoins permis de relever plusieurs points :

- Le caractère extrêmement variable du chargement des turbines (Figure 3-18). Cela confirme la nécessité d'une structure de mesure bien plus rigide et de capteurs à bande passante bien plus élevée.
- Le niveau de couple utile relativement faible (de l'ordre du Nm) associé à une vitesse élevée (supérieure à 1000 trs/min).

- La technologie de moteur pas à pas, utilisée comme système de contrôle de la vitesse (et de dissipation d'énergie) n'est pas adaptée pour cette application.

Les résultats de simulations numériques, effectuées Sylvain Antheaume dans un travail de DRT [Antheaume, 2007] ont apporté les précisions nécessaires en ce qui concerne les chargements hydrodynamiques des turbines, placées dans la section d'essai. Cette méthode est basée sur la détermination des coefficients de traînée et de portance d'une pale en écoulement uniforme et en milieu infini. Les chargements ainsi déterminés ont permis de cibler le domaine de mesures des différents capteurs d'effort et la gamme de puissance du système de commande de l'arbre.

De plus, ces travaux confirment la grande variabilité des efforts (pour exemple, un résultat sur la variabilité du niveau de couple est présenté sur la figure 3-19). Des précautions particulières ont été prises, afin d'avoir un outil de mesure dont la bande passante soit suffisante. L'objectif étant de s'affranchir à priori de corrections dynamiques qui peuvent affecter la précision des mesures et qui sont lourdes à mettre en œuvre.

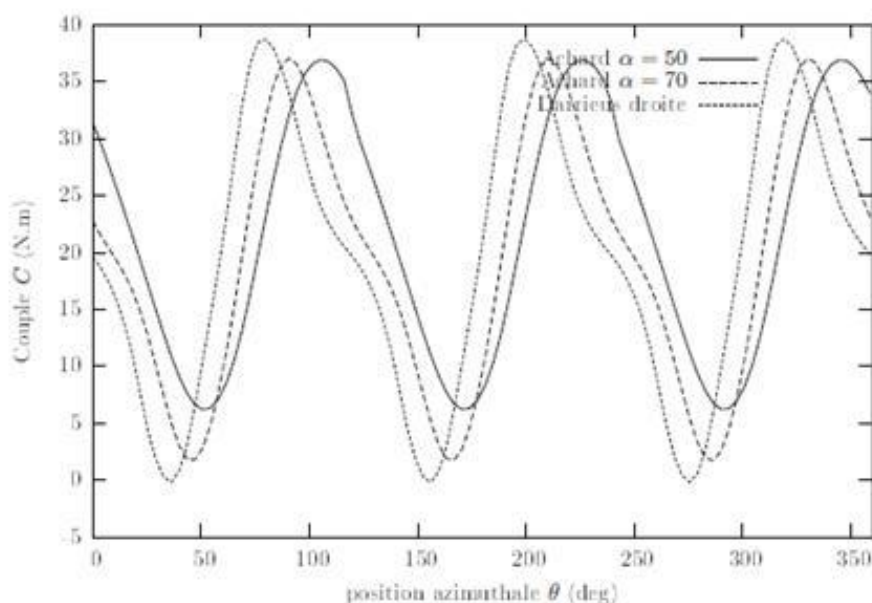


Figure 3-19 : Comparaison de l'évolution angulaire du coefficient de puissance pour trois turbines de même taille et types différents

A partir de ces points, et en utilisant la méthode de l'analyse fonctionnelle [Virely, 2004] il a été procédé à l'élaboration du c.d.c.f. Dans la suite seront présentés le diagramme « pieuvre » définissant le besoin ainsi que le diagramme d'analyse fonctionnelle du besoin ou « bête à cornes », auxquels sont associés les tableaux de caractérisation des fonctions principales et de contraintes mises alors en évidence (L'ensemble des éléments contenus dans ces tableaux constituera le c.d.c.f.).

Une synthèse concernant le niveau des efforts s'appliquant sur la structure de la balance est ensuite présentée. Celle-ci a servi au dimensionnement de la structure et au choix des capteurs.

Enfin, cette section est close par le bilan des objectifs en terme de précision de mesure.

3.4.1 Définition du besoin et élaboration du cahier des charges.

3.4.1.1 Analyse du besoin

Cette méthode, traditionnellement utilisée en entreprise lors du développement de nouveaux produits a permis de caractériser de manière rigoureuse le besoin exprimé par les utilisateurs potentiels du système de mesure et d'en extraire les éléments du c.d.c.f.. Cette formalisation (Figure 3-20) a été rendue nécessaire, tant les demandes et les attentes des différents intervenants du projet étaient multiples. Seul le système « *balance de mesure d'effort* » est considéré lors de cette analyse.

L'instrumentation du tunnel hydrodynamique du LEGI a donc été dictée par le besoin de caractériser de manière précise les performances hydrodynamiques de nouvelles maquettes de turbines d'hydraulique, placées dans la section d'essai.

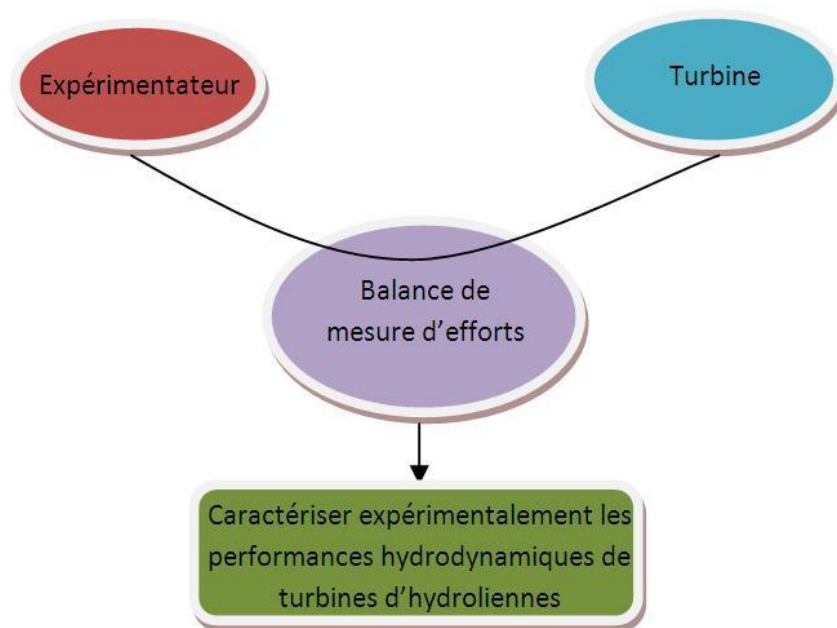


Figure 3-20 : Une « Bête à corne » : formalisation de la définition du besoin

Derrière ce besoin exprimé (Figure 3-20)- qui à priori se révèle être une idée simple - se trouvent toutes les fonctions que devra disposer le système pour satisfaire l'utilisateur. C'est à partir de l'analyse fonctionnelle du besoin qu'a été formalisé le cahier des charges, tâche pour laquelle la majorité des acteurs du projet HARVEST a été mise à contribution.

3.4.1.2 Analyse fonctionnelle du besoin

Le système considéré doit permettre de satisfaire le besoin exprimé plus haut, à savoir « *caractériser expérimentalement les performances hydrodynamiques de turbines* ». Pour formaliser le c.d.c.f. à partir de l'analyse fonctionnelle du besoin, le système « *balance de mesure d'effort* » est à présent considéré dans son environnement de travail. Lors de l'utilisation du système, celui-ci est en relation avec les éléments du milieu extérieur (figurant sur la figure 3-21 autour de la « bulle » centrale). Ces relations, ou plutôt interactions (symbolisées par des arcs), se traduisent par diverses fonctions, décrites par le « *diagramme pieuvre* » de la figure 3-21.

On pourra distinguer la fonction principale (F.P.) du système, directement liée au besoin exprimé par l'utilisateur, des fonctions de contraintes (F.C.) induites par les éléments du milieu extérieur en relation avec le système.

Chaque fonction répertoriée est ensuite caractérisée, ce qui, en d'autres termes, revient à qualifier et à quantifier les dites fonctions. Le tableau de caractérisation de chacune des fonctions est présenté plus bas.

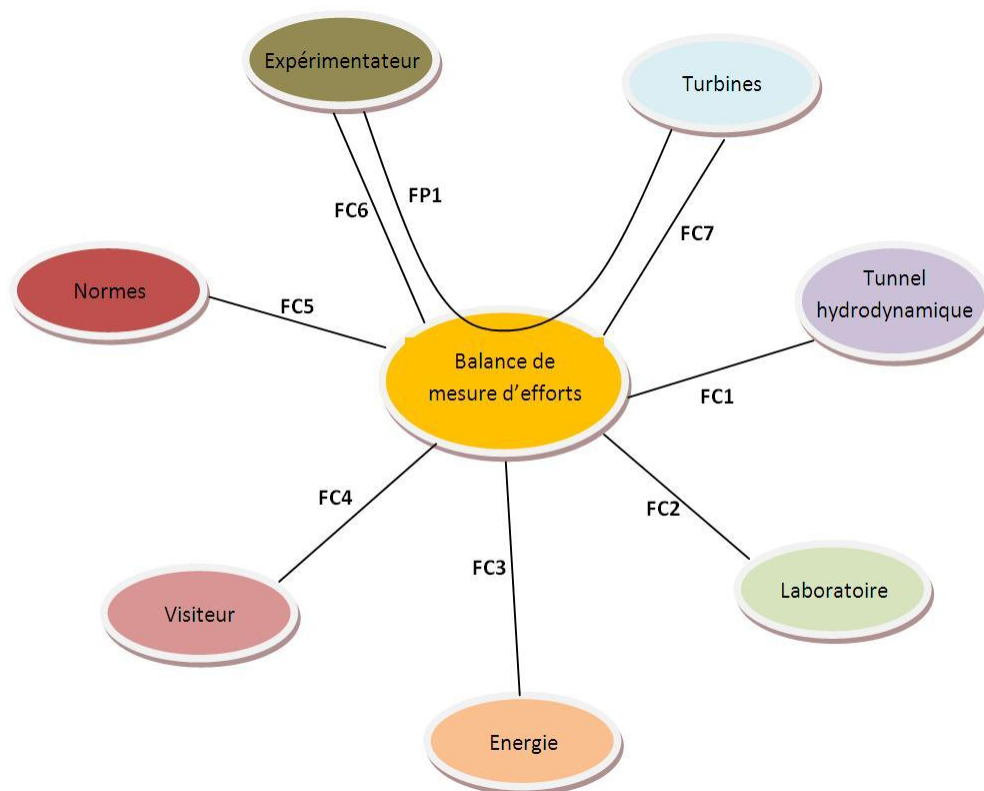


Figure 3-21 : Diagramme « pieuvre » pour l'analyse fonctionnelle du besoin

Le diagramme précédent fait apparaître les fonctions suivantes, (auxquelles doit répondre la balance de mesure pour satisfaire le besoin de l'expérimentateur) :

- **FP1** : Caractériser expérimentalement les performances hydrodynamiques des turbines.
- **FC1** : S'adapter au tunnel hydrodynamique.

- **FC2** : Ne pas perturber le laboratoire et résister aux contraintes du milieu du laboratoire.
- **FC3** : Utiliser l'énergie disponible au laboratoire et restituer l'énergie fournie par la turbine.
- **FC4** : Permettre aux éventuels visiteurs la visualisation des tests et de la turbine en fonctionnement en toute sécurité.
- **FC5** : Répondre aux normes en vigueur s'appliquant aux machines spéciales.
- **FC6** : Permettre à l'expérimentateur une maintenance aisée de l'outil de mesure, permettre la visualisation des tests et de la turbine en toute sécurité.
- **FC7** : Lier les turbines à la balance de mesure d'effort, transmettre les efforts de la turbine à la balance, guider en rotation et positionner la turbine par rapport à la veine.

La caractérisation des fonctions est exposée dans les tableaux 3-1 et 3-2 :

- le premier concerne la fonction principale du système, que l'on a décomposée en sous-fonctions par soucis de clarté,
- le deuxième concerne les fonctions de contrainte.

Ces tableaux comportent chacun 5 entrées, qui sont :

- **l'intitulée**, qui reprend les notations utilisées sur la figure 3-21,
- **l'expression**, qui comporte de façon normative un **verbe** auquel on adjoit un ou plusieurs **compléments**,
- **le critère**, qui permet de qualifier les fonctions,
- **le niveau**, qui complète la qualification par une quantification des critères,
- **la flexibilité**, qui permet d'adjoindre, s'il y a lieu une certaine « marge » à chacun des niveaux.

<i>Fonction principale</i>	<i>Expression</i>	<i>Critère</i>	<i>Niveau</i>	<i>Flexibilité</i>
<i>FP1</i>	« Caractériser expérimentalement les performances hydrodynamiques de turbines »	<i>Intervenants</i> <i>Nombre d'heures d'essai</i>	<i>2 maxi</i> <i>1000h mini</i>	<i>+ 1 inter.</i>
<i>FP1.2</i>	« Imposer une vitesse de rotation à la turbine »	<i>Vitesse de rotation</i> <i>Plage de vitesse</i> <i>Consigne</i> <i>Précision</i>	<i>N ∈ [-1500 ; 1500]</i> <i>Echelon/rampe</i> <i>+/- 5 trs/min</i>	<i>- 100 tr/min</i> <i>Néant</i> <i>Néant</i>
<i>FP1.2</i>	« Mesurer les caractéristiques de l'écoulement amont »	<i>Vitesse</i> <i>Plage de mesure</i> <i>Bande passante</i> <i>Précision</i>	<i>0 < V < 3m/s</i> <i>Quelques Hz</i> <i>+/- 0.05m/s</i>	<i>Néant</i> <i>Néant</i> <i>Néant</i>
		<i>Température</i> <i>Plage de mesure</i> <i>Bande passante</i> <i>Précision</i>	<i>0 < T < 40°C</i> <i>Quelques Hz</i> <i>+/- 0.1°C</i>	<i>Néant</i> <i>Néant</i> <i>Néant</i>
		<i>Pression</i> <i>Plage de mesure</i> <i>Bande passante</i> <i>Précision</i>	<i>0 < P < 2.10⁵ Pa abs</i> <i>Quelques Hz</i> <i>+/- 0.1*10⁵ Pa</i>	<i>Néant</i> <i>Néant</i> <i>Néant</i>

<i>Fonction principale</i>	<i>Expression</i>	<i>Critère</i>	<i>Niveau</i>	<i>Flexibilité</i>
<i>FP1.3</i>	« Mesurer les efforts hydrodynamiques sur la turbine »	<i>Nombre de composantes</i>	<i>6 composantes</i>	<i>Néant</i>
		<i>Bande passante</i>	<i>125 Hz mini</i>	<i>- 25Hz</i>
		<i>Normes</i> <i>Efforts de traînée</i> <i>-selon l'écoulement</i> <i>-transverse</i> <i>Effort axial</i> <i>Couple sur l'axe</i> <i>Mom^t de basculement</i>	<i>300 N</i> <i>+/-100 N</i> <i>+/-100 N</i> <i>10 Nm</i> <i>50 Nm</i>	<i>-0 N</i> <i>-0 N</i> <i>-0 N</i> <i>- 2Nm</i> <i>-10Nm</i>
		<i>Lieu de réduction du torseur des efforts</i>	<i>Centre géométrique des turbines</i>	<i>Néant</i>
		<i>Précision de mesure</i> <i>Efforts de traînée</i> <i>Effort axial</i> <i>Couple sur l'axe</i> <i>Mom^t de basculement</i>	} <i>Cf. § 3.4.3</i>	<i>Néant</i>
<i>FP1.4</i>	« Mesurer la vitesse de rotation de la turbine »	<i>Vitesse de rotation</i> <i>Plage de mesure</i> <i>Bande passante</i> <i>Précision</i>	<i>N ∈ [-1500 ; 1500]</i> <i>125 Hz</i> <i>+/- 1 trs/min</i>	<i>- 100 tr/min</i> <i>-25 Hz</i> <i>Néant</i>
<i>FP1.5</i>	« Mesurer la position angulaire de la turbine »	<i>Position angulaire</i> <i>Bande passante</i> <i>Précision</i>	<i>25 Hz</i> <i>+/- 0.5 °</i>	<i>-5 Hz</i> <i>Néant</i>
<i>FP1.6</i>	« Acquérir les grandeurs physique mesurées »	<i>Nombre de voies</i>	<i>13</i>	<i>- 1 voie</i>
		<i>Fréq. d'acquisition</i>	<i>9000 Hz mini</i>	<i>- 600 Hz</i>
		<i>Décalage temporel entre voies</i>	<i>+/- 0.1 ms</i>	<i>Néant</i>
		<i>Durée d'acquisition</i>	<i>Min. 10 trs de turbine</i>	<i>- 5 tours</i>
		<i>Support d'acquisition</i>	<i>PC</i>	<i>Néant</i>
		<i>Format d'exportation</i>	<i>Format txt</i>	<i>Néant</i>

Tableau 3-1: Caractérisation de la fonction principale

<i>Fonctions de contraintes</i>	<i>Expression</i>	<i>Critères</i>	<i>Niveau</i>	<i>Flexibilité</i>
<i>FC1</i>	<i>« S'adapter au tunnel hydrodynamique »</i>	<i>Poids</i>	<i>50 kg maxi</i>	<i>+ 10 kg</i>
		<i>Encombrement (L*I*h)</i>	<i>500*500*1000 mm</i>	<i>+ 0 mm</i>
		<i>Support de fixation</i>	<i>Plaque aluminium horizontale de 50mm d'épaisseur</i>	<i>Néant</i>
<i>FC2.1</i>	<i>« Ne pas perturber l'environnement du laboratoire »</i>	<i>Niveau sonore</i>	<i>70 dB maxi</i>	<i>+10 dB</i>
		<i>Étanchéité Δp Veine-Lab.</i>	<i>Complète $-0,8 < \Delta p < 1$</i>	<i>Néant Néant</i>
<i>FC2.2</i>	<i>« Résister aux contraintes du milieu du laboratoire »</i>	<i>Milieu ambiant Composition Humidité Présence de poussières Projections d'eau</i>	<i>Air atmosphérique 100% Oui Probables</i>	<i>Néant Néant Néant Néant</i>
		<i>Chocs</i>	<i>Intensité faible (avec outils d'atelier)</i>	<i>Néant</i>
		<i>Champs électromag.</i>	<i>Intensité faible</i>	<i>Néant</i>
		<i>Présence de personnes</i>	<i>Petit groupe de 3 ou 4</i>	<i>+ 5 pers.</i>
<i>FC3.1</i>	<i>« Utiliser l'énergie disponible au laboratoire »</i>	<i>Energie électrique</i>	<i>Courant alternatif monophasé 230V-Tri. 400V</i>	<i>Néant</i>
		<i>Energie pneumatique</i>	<i>Air comprimé à 7 bars</i>	<i>Néant</i>
<i>FC3.2</i>	<i>« Restituer l'énergie mécanique fournie par la turbine »</i>	<i>Type d'énergie</i>	<i>Electrique / thermique</i>	<i>Néant</i>
<i>FC4</i>	<i>« Permettre aux éventuels visiteurs la visualisation des tests et de la turbine en toute sécurité »</i>	<i>Visibilité de la turbine</i>	<i>Etre observable lors de son fonctionnement</i>	<i>Néant</i>
		<i>Respect des normes concernant la protection des personnes</i>	<i>Néant</i>	<i>Néant</i>
<i>FC5</i>	<i>« Répondre aux normes en vigueur s'appliquant aux machines spéciales »</i>	<i>Néant</i>	<i>Néant</i>	<i>Néant</i>
<i>FC6.1</i>	<i>« Permettre à l'expérimentateur une maintenance aisée de l'outil de mesure »</i>	<i>Outillage</i>	<i>Présent en atelier ou à concevoir</i>	<i>Néant</i>
		<i>Fréquence des opérations</i>	<i>> à 10 h d'utilisation</i>	<i>Néant</i>
		<i>Durée d'un montage démontage complet</i>	<i>2 jours maximum</i>	<i>Néant</i>
		<i>Nombre d'opérateurs</i>	<i>maximum 2</i>	<i>Néant</i>
<i>FC6.2</i>	<i>« Permettre à l'expérimentateur la visualisation des tests et de la turbine en toute sécurité »</i>	<i>Visibilité de la turbine</i>	<i>Etre observable lors de son fonctionnement</i>	<i>Néant</i>
		<i>Respect des normes concernant la protection des personnes</i>	<i>Néant</i>	<i>Néant</i>

<i>Fonctions de contraintes</i>	<i>Expression</i>	<i>Critères</i>	<i>Niveau</i>	<i>Flexibilité</i>
FC7.1	« Lier les turbines à la balance de mesure d'effort »	Type de liaison	Démontable	Néant
		Temps de montage-démontage	Quelques minutes	Néant
FC7.1	« Lier les turbines à la balance de mesure d'effort »	Nombre d'opérateurs	2 opérateurs	Néant
		Outils	Présent en atelier ou à concevoir	Néant
FC7.1	« Lier les turbines à la balance de mesure d'effort »	Types de turbines	2 types : à moyeu central et à flasques	Néant
FC7.2	« Transmettre les efforts de la turbine à la balance de mesure d'effort »	Définition des efforts à transmettre	Cf. § 3.3	Néant
FC7.3	« Guider la turbine en rotation »	Fréquence de rotation	2000 trs/min mini.	- 500
		Pertes énergétiques	0,2 Nm maxi	+ 0.1 Nm
		Niveau (en terme de couple)	Indispensable	Qqes %
		Prédictibilité	Indispensable	Qqes %
FC7.3	« Guider la turbine en rotation »	Reproductibilité	Indispensable	Qqes %
		Précision	< 1mm	+ 0.1mm
		Faux rond	< 1°	+ 0.1°
		Défaillance angulaire		
FC7.4	« Positionner les turbines dans la veine d'essai »	Précision de positionnement	Le centre géométrique de la turbine doit être contenu dans une sphère de rayon 1mm par rapport à la position théorique.	Rayon : + 0.5mm
		Orientation de l'axe de rotation	Défaillance < 1 ° par rapport à l'orientation th.	Néant
FC7.5	« Asservir la vitesse de rotation de la turbine »	Précision quant à la valeur moyenne de vitesse (Précision)	+/- 1% de la valeur visée	Néant
		Fluctuation par rapport à la valeur moyenne (Stabilité)	1% autour de la valeur moyenne	+ 1%
		Temps de réponse (Rapidité)	T_{5%} : de l'ordre de la ms	Néant

Tableau 3-2: Caractérisation des fonctions de contrainte

3.4.2 Données physiques à caractère dimensionnant

3.4.2.1 Estimation de la vitesse de rotation limite d'une turbine en fonctionnement

Les caractéristiques de l'évolution de la puissance et du couple moyens,⁸ fournies par une turbine en fonction du paramètre d'avance λ , décrivent globalement des courbes en cloche (figure 3-22).

La puissance et le couple atteignent progressivement un maximum avec l'augmentation du paramètre d'avance. Le λ correspondant à la puissance maximum est appelé $\lambda_{optimal}$. A noter que le couple et la puissance atteignent leur valeur maximum, pour des λ différents, mais néanmoins assez proches.

⁸ Valeurs moyennes : moyenne des valeurs calculées sur un ou plusieurs tours de turbine

Après un palier plus ou moins marqué, ces valeurs diminuent pour atteindre une valeur nulle. Ce point particulier est appelé point d'emballement. Il correspond à la vitesse de rotation maximum atteinte par une turbine pour une vitesse amont donnée. A ce point de fonctionnement précis, il existe sur un tour un équilibre entre le travail mécanique produit par le couple résultant des effets de portance et l'énergie dissipée d'une part au sein du fluide et d'autre part à l'interface des pièces solides en mouvement.

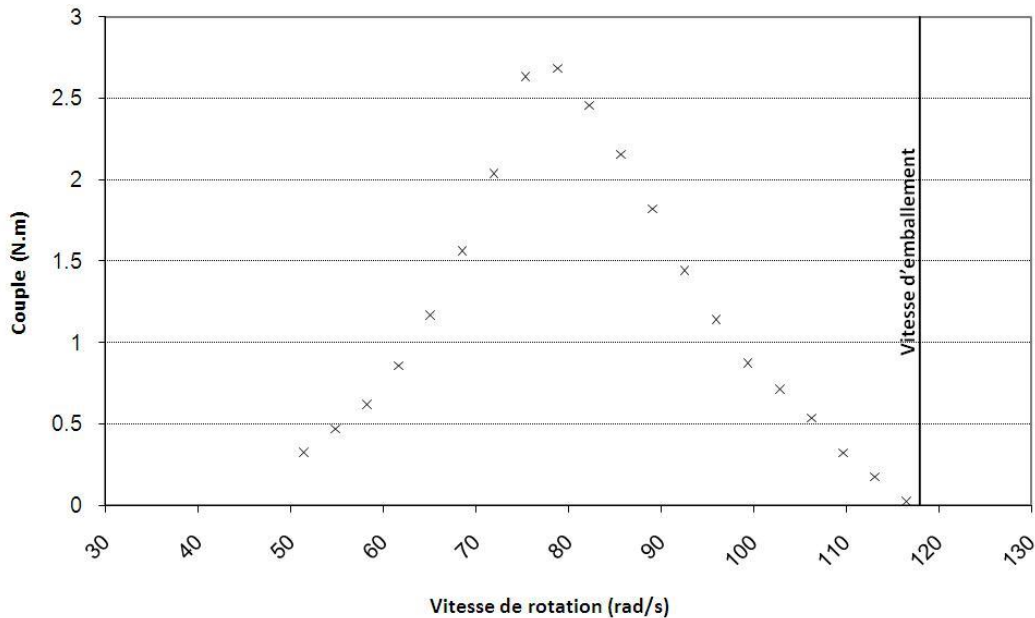


Figure 3-22 : Evolution de référence du couple moyen d'une hydrolienne en fonction de la vitesse de rotation [Antheau, 2007].

On a estimé la vitesse d'emballement d'une turbine type Darrieus droite placée en écoulement infini pour une vitesse amont de 3 m/s. Cette valeur correspond à la valeur maximum pouvant être atteinte à l'entrée de la section d'essai.

D'après la courbe de couple en fonction de la vitesse de rotation (Figure 3-22), issue des premiers travaux d'Antheau [2007], on atteindrait des vitesses de l'ordre de 120 rad/s. A partir de ce résultat, l'objectif de pouvoir atteindre 150 rad/s avec la balance d'effort a été fixé (env. 1430 tours/min), soit une marge de 20% par rapport aux estimations.

3.4.2.2 Estimation du niveau maximum des efforts hydrodynamiques s'appliquant sur une turbine

L'estimation du chargement de la turbine s'est révélée indispensable pour deux raisons : (1) pour dimensionner la structure de la balance et (2) pour définir le type de capteur d'effort à employer. Trois grandeurs, caractérisant chacune les six composantes du torseur des efforts hydrodynamiques, ont été exploitées : **(1) la valeur moyenne maximum, (2) les fluctuations autour de cette valeur** ainsi que **(3) la fréquence d'évolution typique**.

Considérons tout d'abord les résultats de simulations concernant les 3 composantes principales utilisées pour la caractérisation des turbines : le **couple utile**

(ou moment selon l'axe de rotation), **l'effort de traînée selon la direction de l'écoulement** ainsi que **l'effort de traînée transverse** à la direction de l'écoulement. Cette simulation concerne une turbine de type Darrieus droite, placée dans un écoulement 2D infini, dont la vitesse caractéristique correspond au maximum atteinte dans la section d'essai, à savoir 3 m/s.

➤ Couple utile

La valeur maximum de couple est atteinte bien avant la vitesse de rotation correspondant à l'emballement. Les simulations numériques donnent une valeur moyenne de couple maximum à une vitesse de rotation de 77rad/s, soit $\lambda = 2.25$.

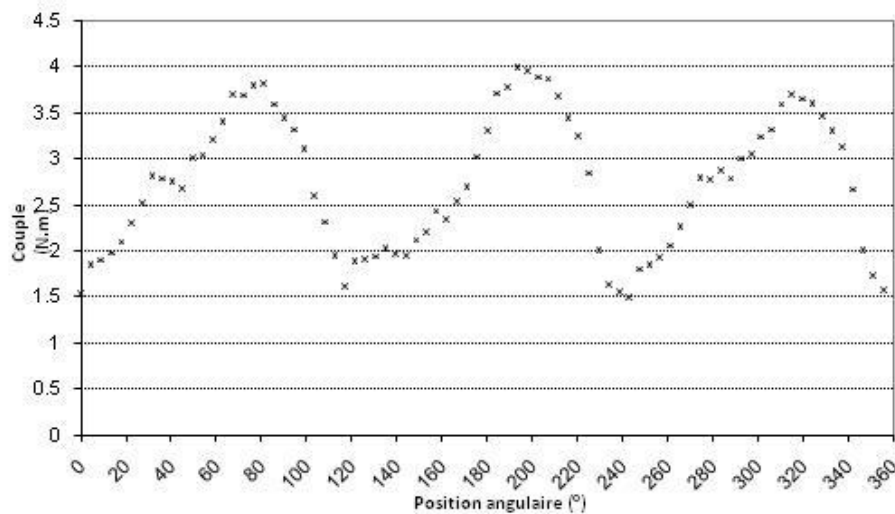


Figure 3-23 : Caractéristique de couple pour un tour.

La figure 3-23 présente la caractéristique de couple obtenue pour un tour de turbine. On retiendra :

- La valeur maximum de C_u : 4 Nm
- La valeur minimum de C_u : 1.5 Nm
- Le delta C_u : $\Delta C_u = 2.5 \text{ Nm}$
- La valeur moyenne de C_u : 2.7 Nm
- La fréquence d'évolution de C_u : $f = \omega/2\pi \cdot N \approx 37 \text{ Hz}$

➤ Efforts de traînée suivant l'écoulement F_x , et transverse à celui-ci F_y

L'effort global de traînée dans le plan de l'écoulement est décomposé en deux entités : un effort selon la direction de l'écoulement F_x et un effort transverse F_y . Ces efforts atteignent une valeur maximum à l'emballement. En effet, plus les pâles ont une vitesse de rotation importante, plus le fluide a tendance à contourner l'hydrolienne, et plus les efforts de traînée sont importants. Celle-ci peut être

dans ces conditions être assimilée en quelque sorte à un cylindre plein placé dans l'écoulement.

La vitesse de rotation à l'emballement est ici de l'ordre de 120 rad/s, soit $\lambda = 3.5$.

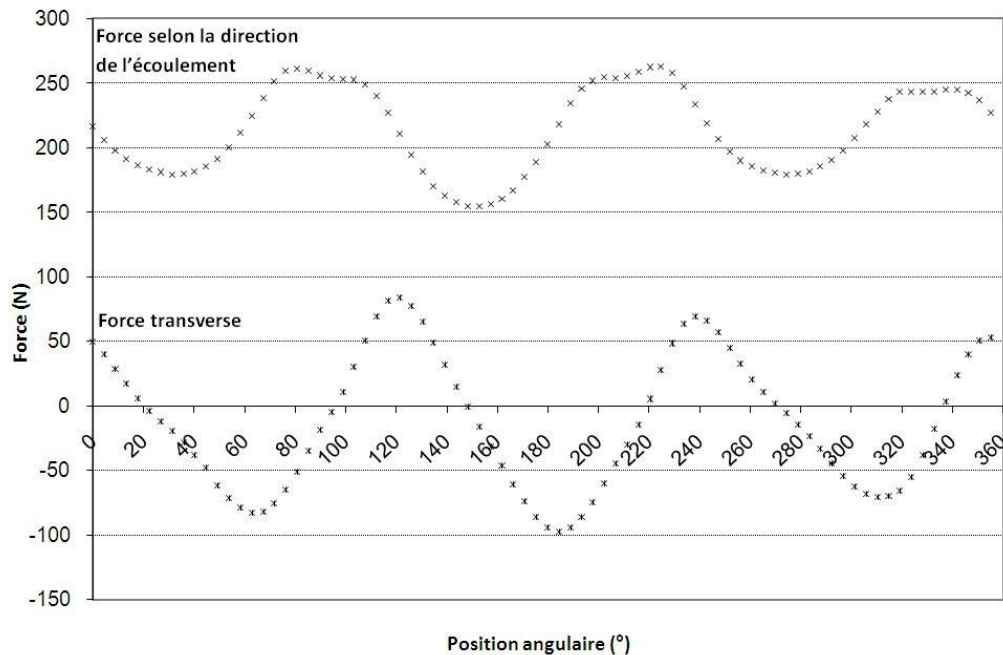


Figure 3-24 : Evolution de référence des efforts transverses développés par une turbine

La figure 3-24 présente les caractéristiques des efforts F_x et F_y obtenues pour un tour de turbine. On retiendra en ce qui concerne F_x :

- La valeur maximum de F_x : $\approx 270 \text{ N}$
- La valeur minimum de F_x : $\approx 150 \text{ N}$
- Le delta F_x : $\Delta F_x = 130 \text{ N}$
- La valeur moyenne de F_x : $\approx 215 \text{ N}$
- La fréquence d'évolution de F_x : $f = \omega/2\pi \cdot N \approx 57 \text{ Hz}$

Et en ce qui concerne F_y :

- La valeur maximum de F_y : $\approx 80 \text{ N}$
- La valeur minimum de F_y : $\approx -100 \text{ N}$
- Le delta F_y : $\Delta F_y \approx 180 \text{ N}$
- La valeur moyenne de F_y : $\approx -15 \text{ N}$
- La fréquence d'évolution de F_y : $f = \omega/2\pi \cdot N \approx 57 \text{ Hz}$

Il reste encore 3 composantes secondaires qu'il convient d'évoquer : l'effort axial F_z ainsi que les moments de basculement M_x et M_y . Le torseur des efforts hydrodynamiques appliqué sur une turbine sera alors entièrement défini.

➤ Effort axial F_z

Certaines turbines sont, de part leur géométrie particulière, susceptibles de développer un effort dirigé selon leur axe de rotation (appelé effort axial F_z). En premier lieu, ont été considérés les 3 types des turbines pouvant être testées dans le tunnel hydrodynamique : les turbines Achard, Darrieus et Gorlov :

- Les turbines Achard présentent une symétrie par rapport au plan médian. Cela a pour conséquence d'annuler l'effort axial. Seul un écoulement à gradient de vitesse vertical non nul, ou encore des défauts géométriques, pourraient engendrer un effort axial. De plus, celui-ci serait très vraisemblablement très faible.
- Les turbines à pales droites, ont la particularité de ne pas développer d'effort axial.
- Les turbines Gorlov, dont les pales forment chacune une portion d'hélice, développent un effort axial. Selon le type de l'hélice (dextre ou sénestre) et le sens de rotation, l'effort peut être dirigé dans un sens ou dans l'autre. Les simulations numériques disponibles au début de cette thèse, portaient de l'hypothèse d'un écoulement bidimensionnel autour d'une portion de pale droite. Le plan de l'écoulement étant alors défini comme étant normal à l'axe de rotation. Dans ces conditions, l'effort axial ne peut pas être calculé. Ces efforts ont été estimés par un calcul analytique, que l'on retrouve dans le paragraphe ci-dessous.

Définition de la géométrie d'une turbine Gorlov, repérage

On considère une turbine à N pales, de hauteur H et de rayon caractéristique R . Les pales sont définies par une succession de sections élémentaires de profil d'aile normalisée, de hauteur dh , de centre I_i , de corde c et d'épaisseur maximum e (Cf. 2.1.1.1). Les centres I_i décrivent une portion de courbe hélicoïdale, définie par le rayon R et l'angle d'hélice β . La projection de cette portion de courbe sur l'axe z donne un segment de droite de longueur H (Figure 3-25).

On définit trois repères successifs : $R_0(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ repère fixe, $R_1(0, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z})$ défini à partir de R_0 par la rotation d'axe z et d'angle θ et $R_2(I_i, \vec{B}, \vec{N}, \vec{T})$ défini à partir de R_1 par la rotation d'axe $\vec{y}_1$ et d'angle β (Figure 3-25).

La portion d'hélicoïde $P(x, y, z)$ a pour équation paramétrique dans R_0 :

$$P(x, y, z): \begin{cases} x = R \cdot \cos\theta \\ y = R \cdot \sin\theta \\ z = \frac{R \cdot \theta}{\tan\beta} \end{cases} \quad (3.7)$$

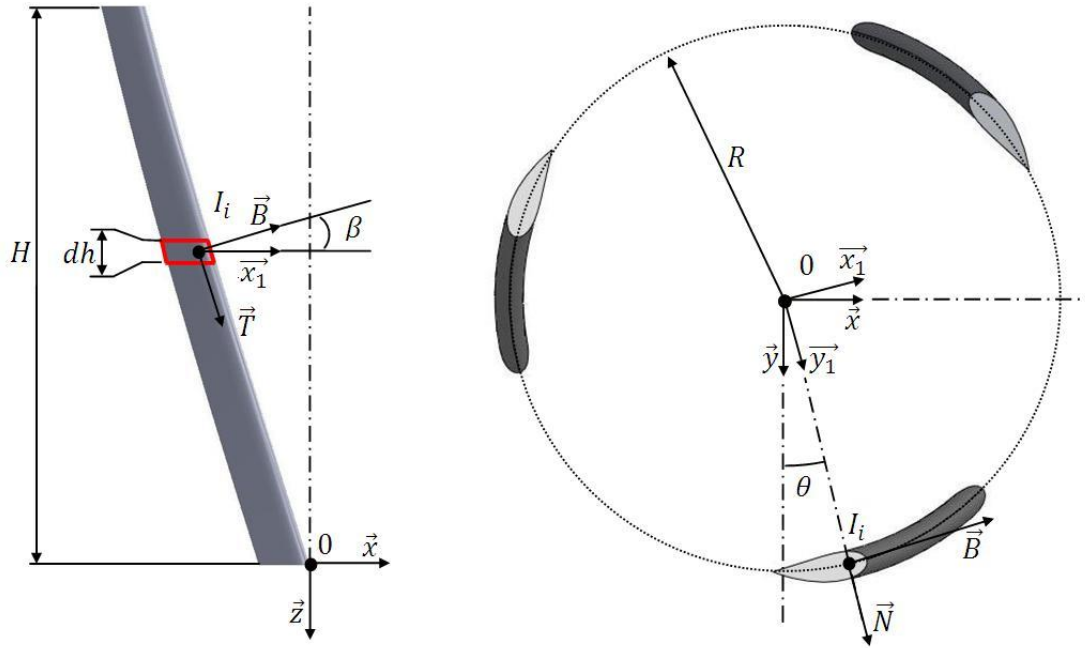


Figure 3-25 : Repère pour l'estimation de l'effort axial développé par une turbine Gorlov. (Vues de face et de dessus)

Définition de l'écoulement autour d'une pale

L'écoulement est supposé permanent, incompressible, le fluide homogène. A l'amont de la turbine la vitesse des particules de fluide est considérée égale à $\vec{V}_0 = V_0 \cdot \vec{x}$

La vitesse relative du fluide par rapport à une pale est alors donnée par :

$$\vec{W} = \vec{V}_0 - R \cdot \omega \cdot \vec{x}_1 \quad (3.8)$$

Cela suppose que l'écoulement n'est pas perturbé par le passage du fluide, hypothèse qui n'est pas vérifiée en réalité, mais suffisante en première approche.

Calcul de l'effort axial

Pour calculer l'effort axial, la pression dynamique du fluide a été exprimée en chaque point M_i , correspondant au bord d'attaque du profil d'une section de pale:

$$p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (3.9)$$

$\vec{V}$ étant le vecteur vitesse incidente du fluide, normal à une surface taire dS (de normale $\vec{B}$: figure 3-26).

On définit V par rapport à $\vec{B}$, vecteur normal à dS :

$$V = \vec{W} \cdot \vec{B} = \cos\beta \cdot \cos\theta \cdot V_0 - R \cdot \omega \cdot \cos\beta \quad (3.10)$$

Le fluide, dont la pression dynamique est p , exerce sur l'élément de surface dS un effort élémentaire $\vec{dF}$. Cette surface se définit par:

$$dS = dl \cdot e = dh \cdot \frac{e}{\cos\beta} \quad (3.11)$$

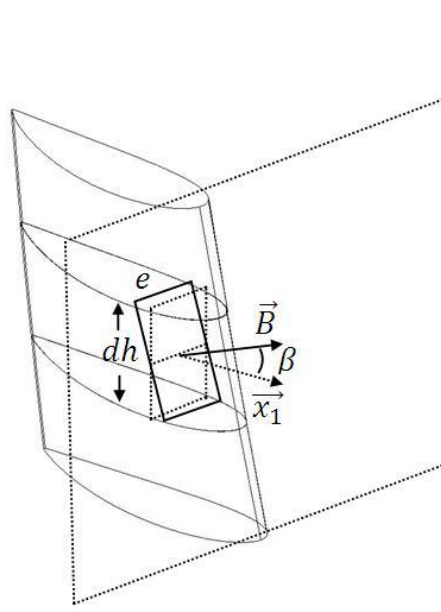


Figure 3-26 : Définition de l'élément infinitésimal de surface dS

Cette surface étant inclinée d'un angle β par rapport à la verticale, on obtient un effort élémentaire $\vec{dF}_z$, dirigé selon l'axe z :

$$\vec{dF}_z = \sin\beta \cdot p \cdot dS \cdot \vec{z} \quad (3.12)$$

L'effort total $\vec{F}_z$, développé par une pale est donc égal à :

$$\vec{F}_z = \int_0^H dF_z \cdot \vec{z} \quad (3.13)$$

Et :

$$F_z = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c \cdot R \cdot \cos^2\beta \cdot \left\{ V_0^2 \cdot \left[\frac{\Delta\theta}{2} + \frac{1}{4} (\sin(2 \cdot (\theta + \Delta\theta)) - \sin 2\theta) \right] - 2 \cdot R^2 \cdot \omega \cdot V_0 \cdot [\sin(\theta + \Delta\theta) - \sin\theta] + R^3 \cdot \omega^2 \cdot p \cdot \Delta\theta \right\} \quad (3.14)$$

Avec : $\Delta\theta = \theta(z = H) - \theta(z = 0)$

Cette approche analytique, bien que très élémentaire, permet d'avoir une idée sur l'ordre de grandeur de la valeur de F_z . Il faut pour cela considérer les caractéristiques géométriques de la turbine présente au laboratoire, afin de procéder à l'application numérique. Les caractéristiques de cette turbine sont détaillées dans le tableau 3-3 ci dessous:

Epaisseur du profil e	0.009 m
Hauteur H	0.175 m
Rayon R	0.0875 m
Angle d'hélice β	19.3 °
Nombre de pales N	3

Tableau 3-3 : Définition de la turbine Gorlov

Il reste à déterminer les conditions de vitesse et d'écoulement. L'effort augmentant avec la vitesse de rotation ω et la vitesse amont V_0 , il a été choisi pour ces deux variables les valeurs extrêmes, qui sont respectivement pour ω et V_0 : 130 rad/s et 3 m/s. Il en résulte la figure 3-27 qui indique le niveau d'effort axial développée par ce type de turbine :

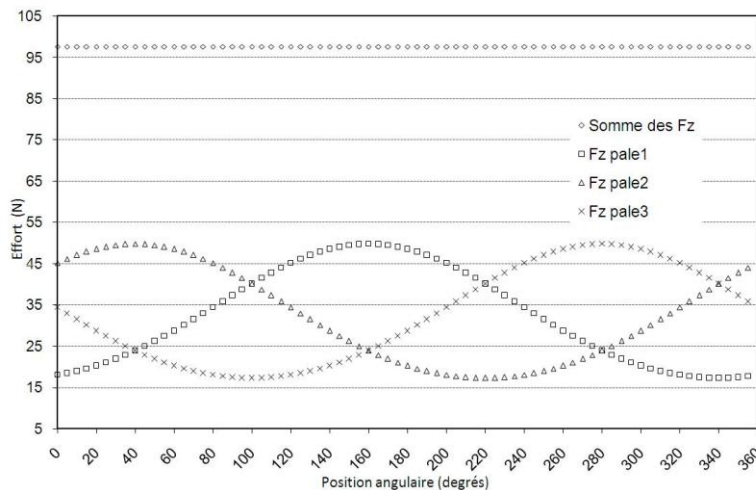


Figure 3-27 : Evolution de l'effort axial sur un tour dans le cas d'une turbine Gorlov

On retiendra, en ce qui concerne l'effort axial développé par la turbine Gorlov du L.E.G.I, et selon nos hypothèses de calcul, les ordres de grandeur suivants :

- La valeur moyenne calculée de $\sum F_z$: $\approx 100 \text{ N}$
- Un niveau quasi constant
- La valeur de $\sum F_z$ retenue pour le dimensionnement de : $\approx 200 \text{ N}$

➤ Moments de basculement

Les turbines de type Achard ou Darrieus, du fait de leur géométrie particulière, n'engendrent a priori aucun moment de basculement.

En ce qui concerne la turbine de type Gorlov, la variabilité angulaire des efforts axiaux développés par chacune des pales (Figure 3-27), est équilibrée par les moments de basculement M_x et M_y .

Comme lors de l'estimation de l'effort axial effectuée précédemment (et faisant intervenir les mêmes hypothèses simplificatrices), on montre que ces moments restent de l'ordre de quelques Nm. Un moment de basculement global⁹ égal à **10Nm** a été choisi pour le dimensionnement, valeur qui en pratique ne devrait pas être dépassée.

➤ Fréquence d'évolution des efforts

Les efforts hydrodynamiques évoluent de façon périodique. En effet, si l'intensité des efforts induits par une pale est fonction de sa position angulaire, l'effort global dû aux N pales que comporte une turbine, est donc $2\pi/N$ périodique. L'objectif d'effectuer des mesure jusqu'à une vitesse de rotation de 150 rad/s a été fixé. Cela correspond à une fréquence d'évolution des efforts de **72 Hz** et de **120 Hz**, pour des turbines équipées de respectivement 3 et 5 pales.

3.4.3 Précision des mesures

L'objectif général des mesures est d'obtenir l'évolution des différentes grandeurs physiques permettant de caractériser le fonctionnement d'une hydrolenne en fonction de la position angulaire des pales. Les tableaux de caractérisations des fonctions (Cf. § 3.4.1.2), comportent des objectifs en termes de précision de mesure. Trois critères définissant la « précision » des mesures ont été retenus, à savoir : (1) *l'erreur* commise sur le niveau mesuré, (2) *la résolution* (i.e. le nombre d'acquisitions par révolution de turbine, qui correspond en fait à la fréquence d'acquisition), ainsi que (3) le *décalage temporel* pouvant exister entre les différentes grandeurs physiques d'une même série¹⁰ (ou autrement dit le « niveau de synchronisme »).

De manière générale, les 2 derniers critères devront correspondre aux valeurs suivantes :

- Le décalage entre les grandeurs physiques acquises ne doit pas dépasser l'équivalent d'un décalage angulaire de 1° .
- La fréquence d'acquisition doit correspondre au minimum à une mesure tout les degrés.

Le tableau 3-4 regroupe les objectifs de mesure. Ces valeurs, qui ont été retenues après une phase de consultation des acteurs du projet, ne sont données qu'à titre indicatif. Ce point sera développé par un bilan sur les incertitudes de mesure dans le chapitre 6.

⁹ Moment de basculement global : défini à partir de M_x et M_y . $M_{bascul.} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$

¹⁰ Théoriquement, l'acquisition d'un ensemble de variables physiques à un temps t se fait simultanément. En réalité il peut exister un certain décalage temporel dans une même série.

	<i>Valeur maximum</i>	<i>Fréquence dévolution maximum (Hz)</i>	<i>Précision (% de la valeur mesurée)</i>
<i>Trainée selon l'écoulement</i>	<i>300 N</i>	<i>58 / 95</i>	<i>+/- 5%</i>
<i>Traînée transverse à l'écoulement</i>	<i>100 N</i>	<i>58 / 95</i>	<i>+/- 5%</i>
<i>Couple utile</i>	<i>4 Nm</i>	<i>58 / 95</i>	<i>+/- 5%</i>
<i>Effort sur l'axe de rotation</i>	<i>100 N</i>	<i>Non déterminant</i>	<i>Non déterminant</i>
<i>Moments de basculement</i>	<i>10 Nm</i>	<i>58/95</i>	<i>Non déterminant</i>

Tableau 3-4 : Synthèse concernant les objectifs en terme de précision de mesure sur les efforts

4 Développement de la balance de mesure d'effort à six composantes

Dans ce chapitre, le développement du système de mesure d'effort, appelé **balance de mesure des efforts**, est exposé. Ce système est central dans l'instrumentation du tunnel hydrodynamique. Après avoir défini les besoins expérimentaux (Cf. § 3.4), une recherche bibliographique concernant les systèmes de mesure a été effectuée. Elle a permis de cibler le système pouvant répondre à nos attentes et a permis de définir l'architecture de l'instrumentation qui semblait la plus adéquate. Après une étape de synthèse, la conception proprement dite de la balance de mesure est présentée à la fin de ce chapitre.

4.1 Recherche et analyse des systèmes existants

Le développement de la balance de mesure d'effort, devant répondre à de multiples critères et contraintes, s'est appuyé sur le retour d'expériences de systèmes existants. Les besoins concernant la mesure de force sont très courants, que ce soit dans l'industrie ou dans les laboratoires de recherche. En témoignent, pour ne citer que deux exemples, les applications destinées à la mesure des efforts de coupe en usinage, ou encore les plateformes biomécaniques pour l'analyse du mouvement et de la marche. Dans les paragraphes suivants sont exposés les systèmes se rapprochant de notre application, et qui de ce fait, ont orienté la conception de la balance.

4.1.1 Equipement de mesure de couple pour le test de turbine Darrieus

Shiono, et al. [2000] ont développé un dispositif expérimental permettant de tester une turbine de type Darrieus en canal hydraulique (Figure 4-1).

Les turbines testées ont un diamètre de 300mm pour une hauteur de 200mm. Elles comportent 1, 2 ou 3 pales. Dans ce dernier cas, 8 solidités différentes ont été testées entre 0.108 et 0.537. Le profil de pale utilisé est un NACA.

Le dispositif est monté sur un canal à surface libre, ce qui évite l'utilisation d'un joint d'étanchéité. La vitesse incidente du fluide varie de 0.6 m/s à 1.4 m/s.

La liaison pivot, entre l'arbre de la turbine et le bâti, est réalisée au moyen de roulements. Un couplomètre est monté en série sur la ligne d'arbre, intercalé entre la turbine et un frein électromagnétique.

Il n'est pas fait usage de dispositif de régulation de vitesse. En effet, pour les essais, la turbine est laissée libre en rotation. Elle atteint alors sa vitesse d'emballement à un léger écart près, dû aux frottements mécaniques s'exerçant sur l'arbre. Un couple antagoniste est alors appliqué, qui est augmenté par palier par le biais d'un frein électromagnétique, jusqu'à obtenir la vitesse de rotation

recherchée. Les auteurs rapportent les caractéristiques de couple, puissance et rendement en fonction du nombre de pales et de la solidité. Des mesures instantanées de couple sont aussi présentées.

Ce dispositif expérimental ne répond que partiellement à nos attentes. Les points suivants peuvent être mentionnés :

- Il n'est pas fait état des couples de frottement s'exerçant sur l'arbre, qui peuvent nuire à la précision, ou fausser les mesures. Cette question qui peut à priori être éludée dans ce cas précis, est en revanche primordiale dans notre cas. En effet, la configuration de la veine d'essai nécessite la présence d'un système d'étanchéité, qui, selon sa nature, peut constituer une source de frottement non négligeable.
- L'absence de système de régulation dynamique de l'arbre peut entraîner des difficultés à imposer une vitesse de rotation constante à la turbine. Cela peut être un facteur limitant pour estimer le couple instantané à une vitesse donnée. Dans tous les cas, des mesures précises de la vitesse de rotation et de l'accélération de l'arbre s'avèrent indispensables afin de corriger d'éventuels effets dynamiques.
- La mesure des efforts constitue un de nos objectifs principaux. Or, cette application ne comporte pas de dispositifs permettant cette mesure.

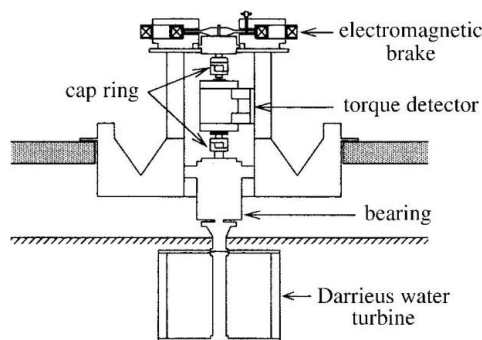


Figure 4-1 : Equipement expérimental pour le test de turbines Darrieus

4.1.2 Balance de mesure d'effort

Cet instrument a été développé au CERG-Alstom¹¹ de Grenoble. Il s'agit d'un système de mesure à 5 composantes, permettant d'analyser les efforts s'exerçant sur la roue à aubes d'une turbomachine. Seul le couple selon l'axe de rotation n'est pas mesuré.

Pour guider l'arbre en rotation, un palier hydrostatique est utilisé (Figure 4-2). Ce palier est muni de deux cônes inversés sur la partie tournante (rotor). Une partie fixe (stator) entoure le rotor. Le stator est muni de 8 chambres disposées diamétralement et longitudinalement (Figures 4-2 & 4-3) et alimentées chacune par une source de pression. Le jeu existant entre le stator et le rotor laisse au fluide la possibilité de s'échapper vers l'extérieur par des espaces annulaires latéraux.

Le principe de guidage est le suivant. Si par exemple on applique un effort radial sur le rotor en direction de la chambre 1, l'espace annulaire permettant l'évacuation du fluide de cette chambre va se réduire et limiter ainsi le débit de sortie du fluide. La pression va alors augmenter dans cette chambre, jusqu'à compenser l'effort appliqué. Il en va de même pour les 7 autres chambres, ce qui permet de « sustenter » en quelque sorte l'arbre sur un lit fluide, tout en évitant la

¹¹ CERG : Centre d'Etude et de Recherche de Grenoble. Site web : www.cerg-alstom.com

transmission d'un couple de l'arbre au rotor. On réalise ainsi un guidage en rotation d'un arbre avec un minimum de frottement.

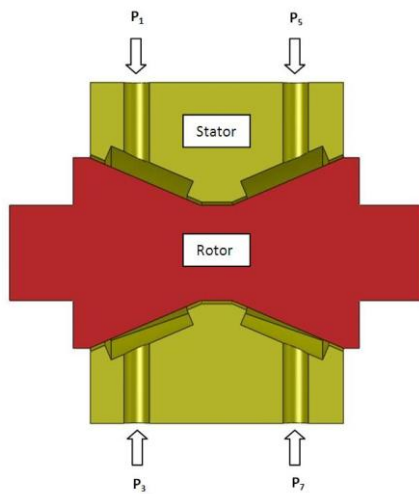


Figure 4-2 : Schéma de principe d'un palier hydrostatique : coupe longitudinale

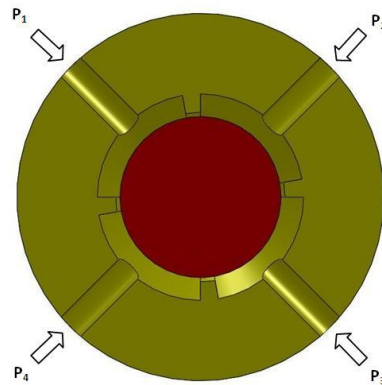


Figure 4-3 : Schéma de principe d'un palier hydrostatique : coupe transversale

Il est alors possible de remonter aux efforts appliqués sur l'arbre par la mesure des pressions internes dans les chambres. Huit niveaux de pression indépendants sont mesurés, pour résoudre un système comportant 5 inconnues, qui physiquement correspondent à 3 forces et 2 moments. En revanche, il n'est pas possible avec ce système de remonter au couple fourni par la turbine.

Un rapport communiqué par la société Alstom [Chantrel, 2005] décrit la mise au point de ce dispositif. Sur le plan d'ensemble (Figure 4-4) on aperçoit la turbine montée sur son arbre. On distingue 4 chambres de pression et les orifices d'amené du fluide. Chaque chambre est équipée d'un capteur de pression piézoélectrique, auquel sont adjoints 6 manomètres de mesure de pression différentielle.

Après montage, étalonnage et test de cette balance, les constats sont les suivants :

- le palier hydrostatique permet une mesure des efforts avec une bonne précision et une bonne reproductibilité,
- la fréquence de résonance après excitation axiale est élevée, de l'ordre de 750 Hz. Il n'y a pas de conclusion quant à la résonance sous excitation radiale,
- les incertitudes de mesure traduites en terme d'effort, sont de l'ordre de quelques newtons,
- la mesure des cinq inconnues évoquées plus haut est possible,
- les résultats sont fortement dépendants de la phase d'étalonnage, qui doit être menée avec rigueur.

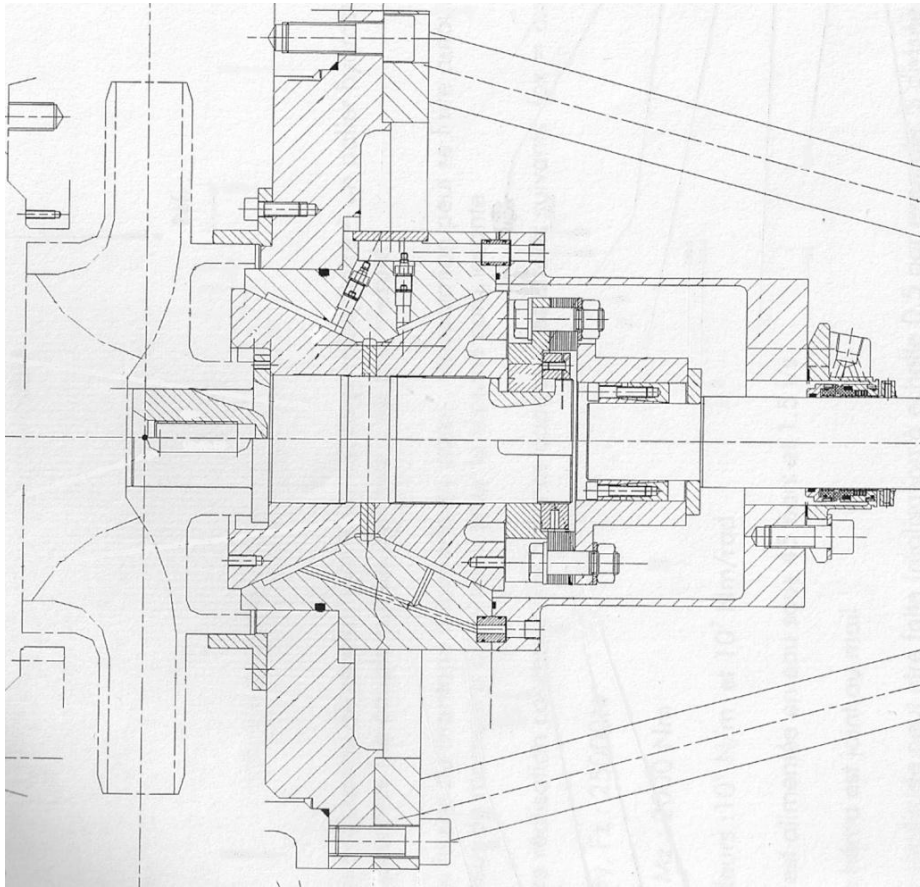


Figure 4-4 : Plan d'ensemble du palier hydrodynamique et de la turbine

4.1.3 **Système pour l'Usinage à Grande Vitesse**

En UGV¹², il est primordial de connaître les efforts de coupe afin de caractériser en continu la qualité de l'usinage. Les travaux de Sylvain Auchet [2004] ont mis en évidence la possibilité de mesurer ces efforts lors d'une opération de fraisage par un système fondé sur des paliers magnétiques actifs.

Les broches¹³ de fraiseuse destinées à l'UGV sont habituellement équipées de paliers magnétiques qui font office de liaison pivot et d'un moteur électrique intégré qui transmet la puissance nécessaire à l'outil de coupe. Cette technologie permet d'obtenir des vitesses de rotation très élevées (supérieures à 20000trs/min). La rigidité du palier est considérable, permettant d'atteindre une grande précision lors de l'opération d'usinage.

¹² UGV : Usinage à Grande Vitesse. On parle d'UGV, lorsque la vitesse de coupe est grande : par exemple supérieure à 600 m/min pour l'acier.

¹³ Une broche de machine outils est composée d'un arbre tournant muni d'un porte outil permettant le montage des outils de coupe.

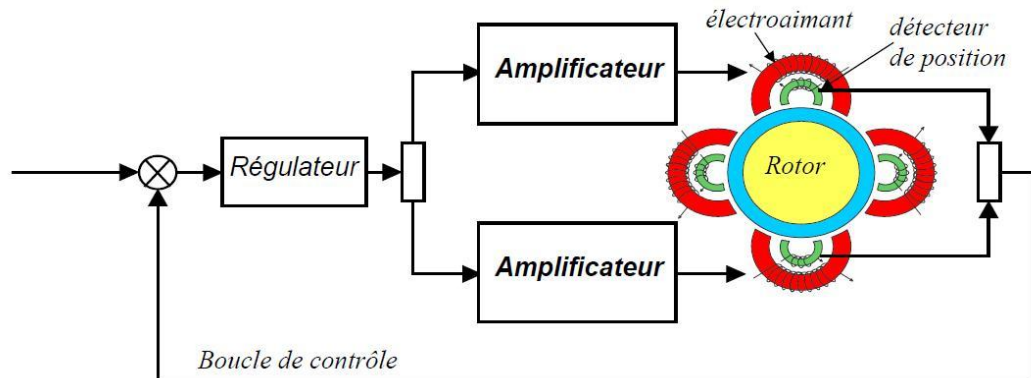


Figure 4-5 : Schéma de principe d'un palier magnétique actif [Auchet, 2004]

La figure 4-5 permet de saisir le principe du palier magnétique. Le rotor est muni d'un revêtement magnétique. Des bobines fixes, parcourues par un courant électrique, sont placées autour de l'arbre qui est maintenu en position sous l'effet des champs magnétiques. Il n'y a donc pas de contact entre les pièces mobiles et fixes. Après l'application d'un effort sur l'arbre, celui-ci se déplace dans la direction opposée à celle de l'effort. Des capteurs de position détectent ce déplacement. Ils envoient alors des signaux qui permettent de modifier le champ magnétique par l'intermédiaire des bobines. L'arbre revient dans sa position initiale. A partir des signaux de mesure de position, un tel système permet d'asservir la position d'un arbre en ajustant les tensions d'alimentation des bobines électriques.



Figure 4-6 : Vue éclatée du palier magnétique actif [Auchet, 2004]

Sur la figure 4-6, on aperçoit les éléments constitutifs du palier magnétique : il est composé de 2 paliers magnétiques radiaux pour le guidage en rotation, d'un palier magnétique axial faisant office d'arrêt en translation ainsi que d'un moteur électrique.

Il s'agissait ici de démontrer la possibilité d'utiliser l'électronique de l'asservissement de position et de vitesse de rotation de l'arbre, pour mesurer les efforts et les déplacements de l'outil de coupe, lors d'une opération de fraisage.

A l'issue de ses travaux, l'auteur démontre la faisabilité de cette méthode grâce à l'acquisition des différentes tensions d'alimentation du palier. Il souligne néanmoins les difficultés de mise en œuvre d'un tel système de mesure.

4.1.4 Système de mesure à platine dynamométrique

Ce système permet de mesurer les efforts s'appliquant sur une platine à l'aide de capteurs à jauges de déformation, placées ici sur des anneaux. La platine repose sur ces anneaux (ou plots de mesure), eux même montés sur une base considérée comme fixe et infiniment rigide. On utilise en général 4 plots de mesure, disposés aux 4 coins de la platine. Dans ses travaux, Korkut [2003] a développé une platine dynamométrique capable de mesurer 3 composantes d'efforts lors d'une opération de fraisage. La pièce est bloquée sur la platine (Figure 4-7). Les anneaux ont été dimensionnés pour résister à des efforts allant jusqu'à 4500N. Sans masse ajoutée sur la platine, l'auteur annonce une première fréquence propre légèrement inférieure à 200Hz. Malheureusement, pour notre application, la bande passante de ce système s'avère trop faible, d'autant que la masse des éléments susceptibles d'être montés sur la platine est importante.

Dans les applications de mesure d'effort en fraisage, il est courant d'utiliser des capteurs piézoélectriques, qui présentent une rigidité plus importante que des anneaux métalliques.

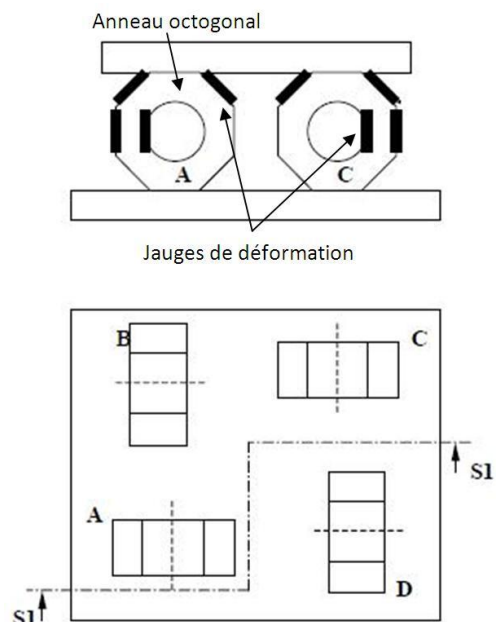


Figure 4-7 : Platine de mesure à anneaux pour l'étude des efforts de coupe en fraisage

4.1.5 Système mécanique à jauges de contrainte

Le système de mesure développé par Guittet [2005], apparaît comme une première tentative, dans le cadre du programme HARVEST, pour tester des maquettes de turbines à flux transverse dans le tunnel hydrodynamique du L.E.G.I. Ce système de mesure a donné lieu à ce qui constitue aujourd'hui une balance de mesure de première génération. La turbine est guidée en rotation grâce à un boîtier à roulements monté sur une plateforme. Cette plateforme possède 3 degrés de liberté indépendants par rapport à la veine d'essai: 3 translations selon les axes x , y et z , réalisées chacune par une glissière à billes (Figure 4-9). Pour éviter la libre translation de la plateforme selon ces 3 axes, trois capteurs de force de marque TME (Figure 4-8) font office de butée, et sont donc soumis (au frottement près) aux efforts de traînée imposés à la turbine.



Figure 4-8 Capteur de force TME : traction-compression.

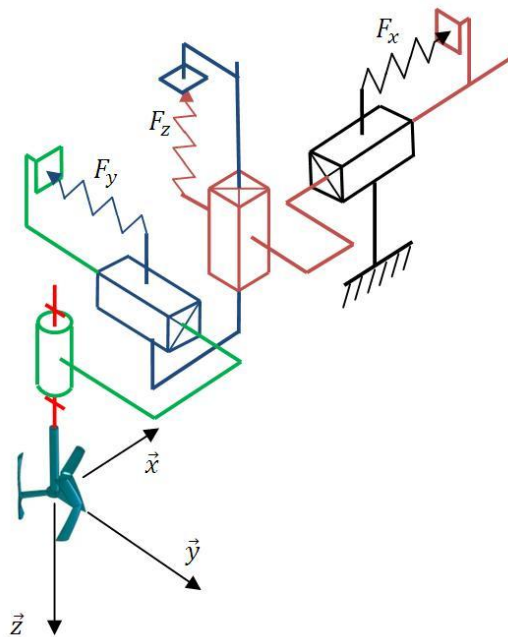


Figure 4-9 Système de mesure d'effort par capteurs à jauges de contrainte.

Une « charge », placée en extrémité d'arbre, est utilisée pour ajuster la vitesse de rotation de la turbine. Un couplomètre, placé en série entre la turbine et la « charge », permet de mesurer le couple (Figure 4-11). La « charge » utilisée est un moteur pas à pas. Pour obtenir la vitesse de rotation désirée, on ajuste le courant d'alimentation du moteur.

Ce système de mesure d'effort (Figure 4-10) permettait en principe la mesure de quatre composantes d'efforts, à savoir **trois efforts** selon trois directions perpendiculaires, ainsi que **le couple** délivré par une turbine. Il n'a pas atteint tous les objectifs visés initialement. Après de premiers essais sur des turbines de type Darrieus et Gorlov, les constats suivants ont pu être établis :

- Le moteur pas à pas s'est avéré peu adapté à la régulation de la vitesse de rotation des turbines. Associé à une commande en couple, sans asservissement, il pouvait difficilement imposer une vitesse de rotation stable.
- Des joints de transmission ont été utilisés pour assurer l'accouplement entre l'arbre, le couplomètre et le moteur pas à pas afin de régler les difficultés posées par l'alignement des différents éléments. En contrepartie, les efforts de torsions engendrés sur les joints de transmission induisent des couples résiduels, qui viennent s'ajouter au couple fourni par l'hydrolienne. La précision de mesure du couple s'en trouve ainsi fortement altérée.
- Le joint d'étanchéité engendre un couple de frottement parasite, qui n'est pas mesurable avec précision.
- La gamme de mesure du couplomètre n'est pas adaptée au niveau de couple fourni par les turbines.
- Les premiers essais ont montré une grande variabilité de la norme des efforts de traînée s'appliquant sur la turbine. La fréquence d'évolution ca

- caractéristique étant liée à la vitesse de rotation de la turbine. Ce point, sous-estimé lors de la conception, a eu plusieurs conséquences : (1) la détérioration prématurée des roulements, (2) une vibration présentant des amplitudes importantes, faussant les mesures d'efforts, en l'absence de correction dynamique.
- L'association glissière-capteur d'effort (Figure 4-9) n'est pas idéale pour cette application. En effet, les glissières semblent dissiper une partie des efforts, que l'on peut difficilement quantifier. De plus, le jeu nécessaire à leur fonctionnement, diminue la rigidité du système.

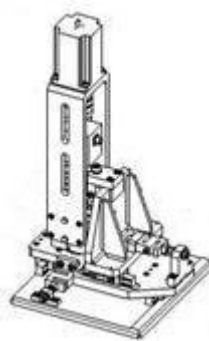


Figure 4-10 Mesure du couple et commande

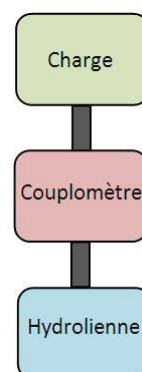


Figure 4-11 Mesure du couple et commande

Le retour d'expérience de l'utilisation de la balance d'effort de première génération a toutefois apporté de précieuses informations qui ont été intégrées afin de définir au mieux la conception de la balance, développée au cours de cette thèse.

4.1.6 Synthèse

Le tableau 4-1 permet une évaluation des systèmes présentés ci-dessus, selon 6 critères qui ont été choisis comme les plus pertinents :

- le nombre de composantes d'effort mesuré, idéalement 6,
- la précision de la mesure,
- la présence, ou non d'un système de commande d'arbre, intégré au système,
- la bande passante de la mesure, compte tenu de la forte variabilité temporelle des efforts,
- les difficultés de mise en œuvre, qui conditionnent le temps de mis au point nécessaire avant utilisation,
- le coût.

Il ressort de ce dernier tableau, que ce sont les systèmes mis en place pour la mesure des efforts en usinage à grande vitesse, qui répondent le mieux à nos exigences. En effet, ces systèmes ne comportent aucun point rédhibitoire au regard des critères d'évaluation, contrairement aux 4 autres systèmes.

Une platine dynamométrique à capteurs piézoélectriques a donc été adoptée. Elle doit permettre, par une mesure globale d'efforts, d'établir le torseur des efforts hydrodynamiques et par conséquent de caractériser les performances des turbines.

	Composantes mesurées	Précision de mesure	Système d'asservissement de l'arbre	Bande passante	Mise en œuvre	Coût
Balance de mesure [Shiono, et al., 2000]	Couple sur l'arbre	++	Frein électromagnétique	Non communiquée	++	++
Balance de mesure (Alstom)	3 efforts + 2 moments (Sauf couple sur l'arbre)	++	Charge à placer sur la ligne d'arbre	++	--	--
Broche instrumentée	6	++	Intégré	++	--	+
Système à glissières et à jauges de contrainte	3 efforts + Couple sur l'arbre	- +	Charge à placer sur la ligne d'arbre	-	+	++
Platine dynamométrique	De 3 à 6 composantes	++ : efforts + : couple	Charge à placer sur la ligne d'arbre	++ (si capteurs piézoélectriques)	+	+

Tableau 4-1 : Synthèse des critères de choix des dispositifs de mesure d'effort.

Dans le paragraphe 4.2 sont détaillés le principe de fonctionnement de ce type d'instrument, ses principales caractéristiques ainsi que son implantation sur le tunnel hydrodynamique.

4.2 Architecture de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique

L'instrumentation de la veine d'essai initiée par les travaux de Guittet [2005], a été complétée et redéfinie sur certains points. Un système informatique d'acquisition et de commande permettait l'acquisition des signaux grâce au logiciel LabVIEW installé sur un P.C. équipé d'une carte de commande et d'acquisition. Pour définir les conditions de l'écoulement, des sondes de température et de pression ont été rajoutées au débitmètre à hélice déjà présent.

La figure 4-12 montre l'architecture choisie et les interactions entre les différents composants (en mauve l'existant et en vert les évolutions apportées).

Les turbines sont montées sur l'arbre d'une génératrice de courant à aimants permanent (Cf. chapitre 5), qui permet l'asservissement de la vitesse de rotation, la mesure du couple et de la position angulaire. L'ensemble est posé sur la partie supérieure de la section d'essai par l'intermédiaire d'une platine de mesure piézoélectriques de marque Kistler (Annexe J). Celle-ci permet la mesure des 6 composantes des efforts s'exerçant sur la turbine. Les signaux sont ensuite conditionnés et transmis au système informatique qui recueille en outre les données issues de la génératrice de courant, du capteur de position (résolveur), des capteurs de pression, de température et de débit. Il permet enfin, d'imposer la vitesse de rotation de la turbine (Cf. chapitre 5).

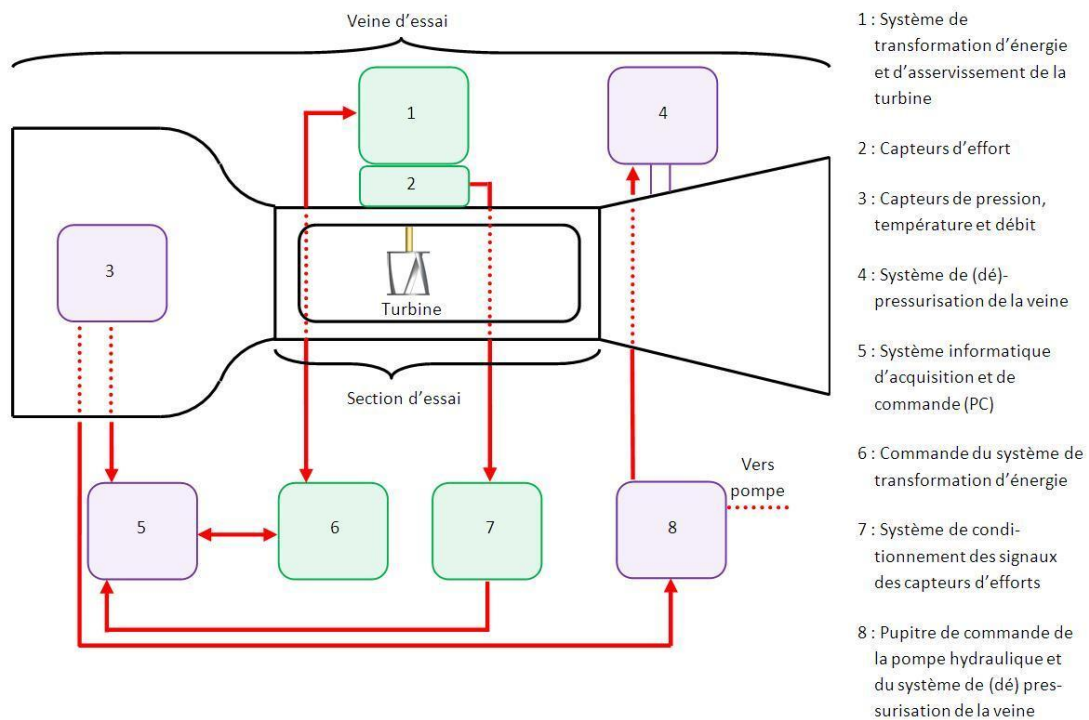


Figure 4-12 : Synoptique de l'instrumentation de la veine d'essai

4.2.1 **Platines dynamométriques à capteurs piézoélectriques**

Les dynamomètres à capteurs piézoélectriques présentent une bande passante élevée ainsi qu'un domaine de mesure étendu.

Un capteur de force piézoélectrique est composé de deux paires de quartz sensibles au cisaillement pour la mesure des efforts radiaux F_x et F_y et d'une paire de quartz sensibles à la pression pour mesurer l'effort axial F_z , dont l'empilement est présenté sur la figure 4-13. L'anisotropie du quartz est utilisée pour obtenir soit un quartz sensible au cisaillement, soit un quartz sensible à la pression en fonction du plan cristallographique choisi pour la découpe du quartz. Les trois paires de quartz sont intégrées dans un boîtier qui forme le capteur piézoélectrique à trois composantes (Figure 4-14).

Pour notre application, a été montée une génératrice de courant sur une platine suspendue sur quatre capteurs de force piézoélectriques (Figure 4-15). Les signaux recueillis au niveau des quatre capteurs sont des charges électriques qui sont accumulées au niveau de condensateurs de charge et ensuite transformées en tensions mesurables au moyen d'un amplificateur de charge.

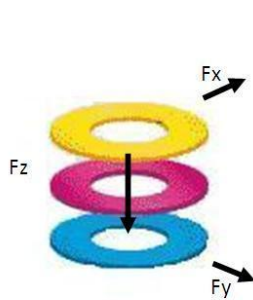


Figure 4-13 :
Empilement de quartz

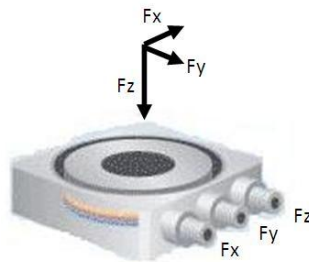


Figure 4-14 : Capteur 3
composantes



Figure 4-15 : Jeu de 4 capteurs

Le constructeur propose une estimation de la bande passante d'une platine suspendue sur quatre capteurs. Ainsi, la figure 4-16 donne l'évolution de la première fréquence propre du système monté sur un bâti fixe, en fonction de la dimension et du matériau de la platine.

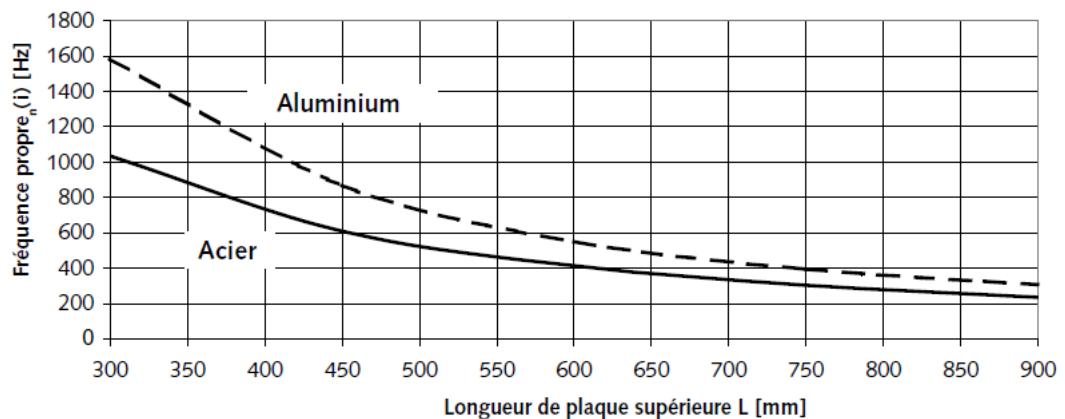


Figure 4-16 : Evolution de la fréquence propre d'une plaque sur jeu de capteurs
(<http://www.kistler.com>)

Pour notre système, cette fréquence serait d'environ 1600Hz. Il faut noter que le montage de la génératrice qui est pesante (environ 2 kg) fait baisser sensiblement cette fréquence. De plus, il est admis que lors des mesures, la fréquence des sollicitations ne doit pas dépasser le tiers de cette fréquence. Le cas échéant, il faut compenser les effets dus à l'accélération des pièces (correction « dynamique »). Une estimation par un modèle simplifié des fréquences propres de notre système de mesure est proposée au § 4.3.6.

4.2.2 Principe de mesure des efforts hydrodynamiques

Chacun des quatre capteurs fournit trois signaux de force : l'une étant verticale (F_z) les deux autres contenues dans le plan (F_x et F_y). La platine, support de la génératrice est posée sur les quatre capteurs, qui délivrent donc au total douze signaux. Le sommateur, élément placé entre l'amplificateur de charge et les cap-

teurs, a pour fonction de sommer certains signaux de force. On retrouve alors à l'entrée de l'amplificateur 8 signaux de force distincts, ce qui permet de réduire le nombre de composants électroniques.

4.2.2.1 Graphe des interactions

Le tunnel hydrodynamique est en liaison complète L_1 avec le sol, considéré en première approximation comme référentiel galiléen local. Le tunnel hydrodynamique peut donc être considéré lui aussi en première approximation comme référentiel galiléen. Les quatre plots de mesure, montés sur la partie supérieure du tunnel, sont chacun en liaison complète $L_{2,i}$ avec le tunnel. L'ensemble génératrice de courant et hydrolienne, est, par l'intermédiaire de la platine, en liaison complète $L_{3,i}$ avec les quatre plots de mesure. Globalement la liaison équivalente entre l'ensemble génératrice de courant et hydrolienne et le tunnel est hyperstatique d'ordre 18.

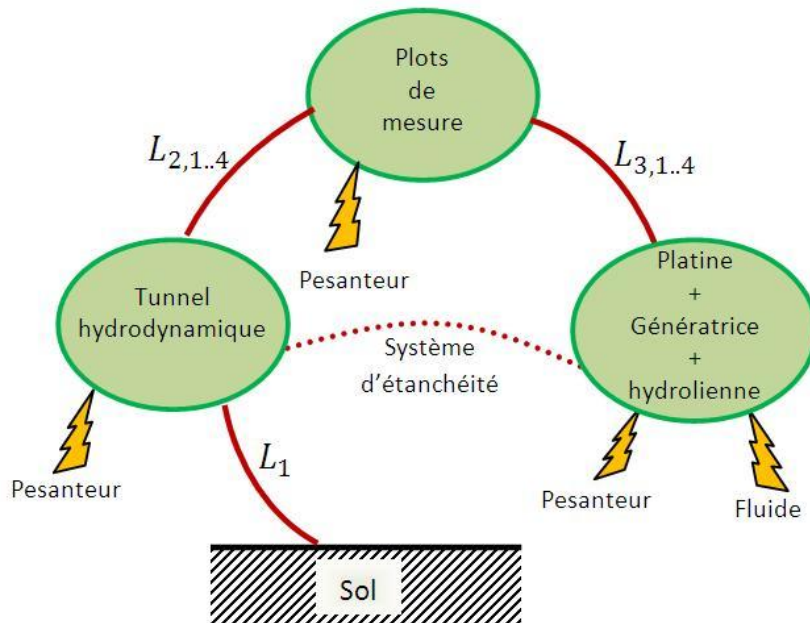


Figure 4-17 : Graphe des interactions entre le système de mesure et son environnement

Sur chacun des éléments mentionnés, agit la pesanteur, potentiel de force. Le passage du fluide induit un champ de contraintes à la surface d'une hydrolienne. Le système d'étanchéité permet d'éviter la remontée d'eau à l'extérieur de la veine au niveau du passage de l'arbre de l'hydrolienne, au travers de la partie supérieure de la section d'essai (En pointillé sur la figure 4-17).

4.2.2.2 Hypothèses associées au calcul du torseur des actions hydrodynamiques

L'action résultante du fluide sur une hydrolienne est modélisée par un torseur d'efforts comportant six composantes (Cf. § 3.3.2). L'action de la pesanteur, invariante dans le temps est clairement identifiée et peut être annulée par une action sur les capteurs. Si en première approche on néglige l'effet du système d'étanchéité sur le système, on considère alors (cf. hypothèses ci-dessous) que l'action du fluide est « reprise » intégralement par les quatre capteurs. Les signaux récupérés traduisent alors directement l'action du fluide sur l'hydrolienne.

La relation que l'on va établir entre le torseur des efforts hydrodynamiques et les efforts récupérés par les 4 capteurs est soumise aux **hypothèses suivantes** :

- **Système statique** : Le sol est considéré comme référentiel galiléen. Or cela n'est pas toujours vérifié, le sol transmettant les ondes de choc (personnes en mouvement par exemple) ou se déformant lors d'un cycle de chargement-déchargement. Par extension le tunnel constitue lui aussi un référentiel galiléen. Cela conduit à appliquer le principe fondamental de la statique pour le calcul des efforts. Le cas échéant, des modèles de compensation accélérométrique [Auchet, 2004] peuvent s'appliquer à notre étude, et permettent de corriger les résultats expérimentaux en connaissant l'accélération instantanée du système.
- **Éléments infiniment rigides** : cette hypothèse implique plusieurs conséquences. Premièrement cela revient à négliger la déformation sous charge des pièces. La géométrie reste inchangée au cours du temps. Cela revient aussi à négliger la dissipation d'énergie interne dans le système : un effort F appliqué à l'hydrolienne est transmis intégralement aux plots de mesure.
- **Liaisons infiniment rigides** : comme précédemment, on considère les liaisons entre les différentes pièces infiniment rigides. Cela implique les mêmes conséquences que précédemment.
- **Compensation des défauts géométriques** : la platine, support de la génératrice de courant et de l'hydrolienne, repose sur quatre capteurs, assurant chacun une liaison complète. Cela se traduit lors du montage par des tensions internes dans les pièces, induites par les défauts géométriques de celles-ci. Ces tensions (contraintes) se traduisent par la mesure d'efforts « parasites » au niveau des capteurs. Ces efforts « parasites » sont annulés par shuntage des condensateurs de charges.
- **Action du système d'étanchéité** : les différents systèmes d'étanchéité dynamiques sont présentés en § 4.3.5. Les pertes énergétiques engendrées par ce système ont été réduites de façon à minimiser leur influence sur les mesures.
- **Petits déplacements** : Cette hypothèse, moins forte que l'hypothèse de rigidité infinie, permet d'assimiler un capteur à une liaison rotule, i.e. qui transmet trois forces, mais pas de moments.
- **Couple développé par l'hydrolienne** : Les turbines sont montées sur un arbre en liaison pivot avec le système de mesure. Cette liaison, au frottement près, ne transmet pas le couple développé par l'hydrolienne

au système. C'est donc par l'intermédiaire de la génératrice de courant, que le couple est transmis aux plots de mesure. Si l'on considère l'asservissement de la turbine et la liaison pivot parfaits (vitesse angulaire constante et frottements nuls), le couple développé par une hydrolienne est intégralement transmis aux plots de mesure.

4.2.2.3 Expression du torseur des actions hydrodynamiques à partir des signaux des capteurs

Les équations issues du principe fondamental de la statique, appliqué à notre système, permettent d'exprimer le torseur des efforts hydrodynamiques (cf. paragraphe 3.3.2.1) en fonction de la valeur des efforts mesurés sur les quatre plots.

On peut, d'après les hypothèses énoncées au paragraphe précédent, modéliser chaque capteur par une liaison rotule, qui transmet ainsi trois composantes de forces : F_{xi} , F_{yi} et F_{zi} (où $i=1..4$). Il vient donc 12 signaux de force.

Pour éviter de manipuler un trop grand nombre de ces signaux, on additionne certaines de ces composantes d'effort grâce à un sommateur (Figure 4-18). Les longueurs a et b étant en réalité égales, elles sont notées par la suite a .

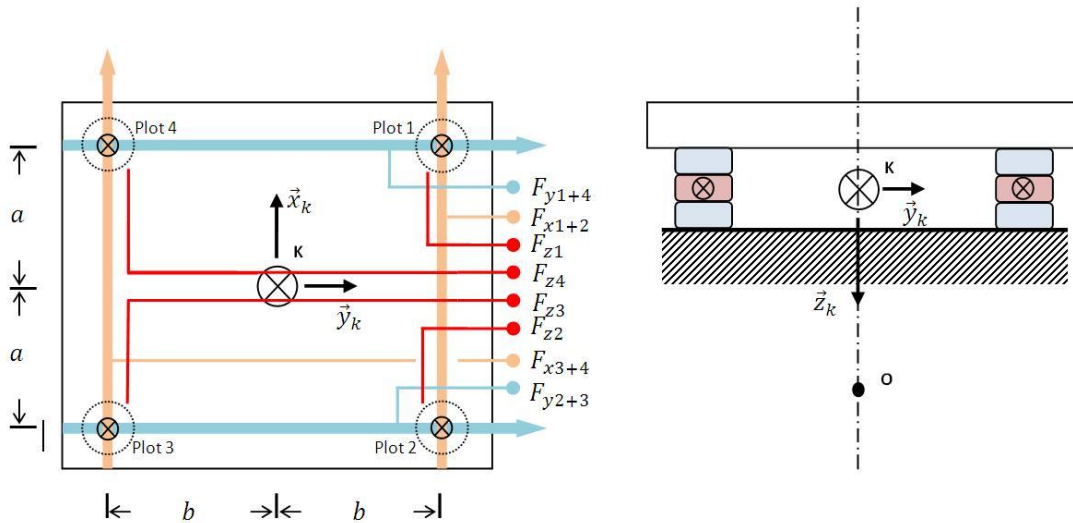


Figure 4-18 : Principe de la mesure par plots et repère local associé à la mesure

On rappelle l'expression du torseur des efforts hydrodynamiques, exprimé au centre géométrique de la turbine et dans le repère associé aux mesures (paragraphe 3.3.2.1):

$$\mathfrak{T}_{fluide \rightarrow hydrolienne} = \begin{cases} Fx.\vec{x} + Fy.\vec{y} + Fz.\vec{z} \\ Mx.\vec{x} + My.\vec{y} + Cz.\vec{z} \end{cases} \quad (4.1)$$

Ramené au centre de mesure de la balance K, ce torseur devient:

$$\mathfrak{F}_{\text{fluide} \rightarrow \text{hydrolienne}} = \begin{cases} Fx.\vec{x} + Fy.\vec{y} + Fz.\vec{z} \\ (Mx - \|\overrightarrow{OK}\|.Fy).\vec{x} + (My + \|\overrightarrow{OK}\|.Fx).\vec{y} + C_u.\vec{z} \end{cases} \quad (4.2)$$

Exprimé dans le repère associé à la platine (Figure 4-18), il prend la forme:

$$\mathfrak{F}_{\text{fluide} \rightarrow \text{hydrolienne}} = \begin{cases} -Fy.\vec{x}_k + Fx.\vec{y}_k + Fz.\vec{z}_k \\ -(My + \|\overrightarrow{OK}\|.Fx).\vec{x}_k + (Mx - \|\overrightarrow{OK}\|.Fy).\vec{y}_k + C_u.\vec{z}_k \end{cases} \quad (4.3)$$

On obtient finalement, pour une action mécanique (A.M.) appliquée en K :

$$\mathfrak{F}_{(A.M. \rightarrow \text{platine})} = \begin{cases} F'x.\vec{x}_k + F'y.\vec{y}_k + F'z.\vec{z}_k \\ M'x.\vec{x}_k + M'y.\vec{y}_k + M'z.\vec{z}_k \end{cases} \quad (4.4)$$

On obtient le système d'équations suivant (avec dans notre cas, et selon la figure 4-18, $a = b$) :

$$\begin{cases} F'x = F_{x1+2} + F_{x3+4} \\ F'y = F_{y1+4} + F_{y2+3} \\ F'z = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} \\ M'x = a * (F_{z1} + F_{z2} - F_{z3} - F_{z4}) \\ M'y = a * (-F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} - F_{z4}) \\ M'z = a * (-F_{x1+2} + F_{x3+4} + F_{y1+4} - F_{y2+3}) \end{cases} \quad (4.5)$$

Si l'on considère maintenant que la seule action mécanique appliquée sur la platine est l'action du fluide sur la turbine (définie par le torseur $\mathfrak{F}_{\text{fluide} \rightarrow \text{hydrolienne}}$) on obtient alors le système suivant :

$$\begin{cases} Fx = F_{y1+4} + F_{y2+3} \\ Fy = -(F_{x1+2} + F_{x3+4}) \\ Fz = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} \\ Mx = a * (-F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} - F_{z4}) \\ My = -a * (F_{z1} + F_{z2} - F_{z3} - F_{z4}) \\ C_u = a * (-F_{x1+2} + F_{x3+4} + F_{y1+4} - F_{y2+3}) \end{cases} \quad (4.6)$$

4.3 Conception et dimensionnement des éléments mécaniques de la balance de mesure

Cette section présente une description complète de la structure de la balance de mesure d'effort avec la conception des principaux composants, ainsi que leur dimensionnement.

La figure 4-19 présente une vue en coupe de la balance. La turbine (1) est montée sur l'arbre (3). On remarquera la présence d'un « demi » arbre inférieur (2) per-

mettant la symétrie de l'écoulement par rapport au plan médian de la turbine. La liaison entre l'arbre (3) et la platine suspendue (4) peut être modélisée par une liaison pivot, d'axe $(0, \vec{z})$. Technologiquement, cette liaison est réalisée par deux roulements à rouleaux coniques (5) et (6), montés en opposition. L'arbre (3) étant de grande longueur, il s'est révélé indispensable d'ajouter en bout un guidage en rotation supplémentaire, réalisé à l'aide d'un roulement à rouleaux cylindriques (7).

On remarquera la génératrice synchrone (8), intercalée entre (6) et (7), qui fait partie du système d'asservissement de la vitesse de rotation de la turbine. Elle permet de convertir l'énergie mécanique fournie par la turbine en énergie électrique. De même, on retrouve en bout d'arbre un résolveur (9), permettant de fournir les informations de position et de vitesse au système de régulation.

Afin de permettre des études de mesure statique d'effort sur une turbine ou sur d'autres éléments montés sur la balance, il est possible de bloquer la rotation de l'arbre à l'aide d'un système de frette (10).

L'ensemble {1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9, 10} est monté sur la platine (4), cette liaison pouvant être modélisée par un encastrement. La platine (4) repose quant-à elle sur 4 plots (11) de mesure d'effort piézoélectriques (liaisons modélisées par des encastrements). La transmission des efforts de la turbine à la veine passent donc par ces plots (Cf. section précédente). Ces plots sont eux-mêmes montés sur la plaque supérieure (12) de la veine d'essai (liaisons modélisées par des encastrements). Cette dernière, pour le calcul des efforts, est assimilée à un solide indéformable qui constitue un référentiel galiléen. (Hypothèse vérifiée dans le chapitre 6).

Pour permettre à l'arbre de traverser la plaque supérieure sans provoquer de remontée d'eau, on remarquera la présence d'un dispositif d'étanchéité (13), décliné sur la figure 4-19 dans sa version sans contact.

Les points suivants seront abordés dans l'ordre :

- le chargement statique et dynamique de la structure,
- le montage des turbines sur la balance,
- le guidage en rotation de l'arbre-turbine,
- les assemblages réalisant les liaisons complètes entre les éléments,
- les systèmes d'étanchéité,
- l'analyse modale de la structure,
- les cotations et spécifications géométriques des pièces.

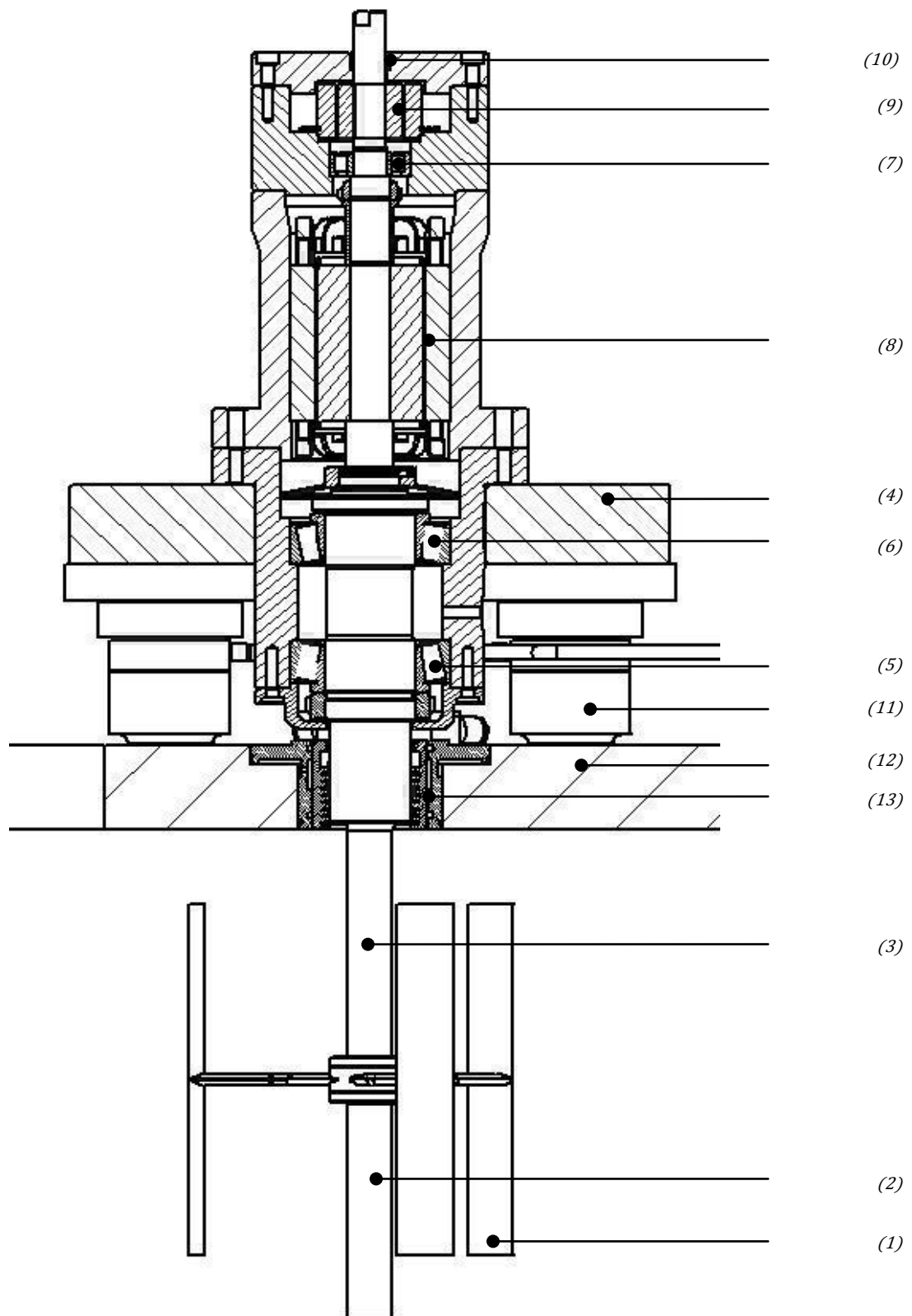


Figure 4-19 : Vue en coupe de la balance de mesure d'effort

4.3.1 **Chargement de la structure**

Dans la phase de conception des pièces composant la balance de mesure, la première étape a consisté à rechercher le chargement de la structure, afin d'estimer le caractère dimensionnant ou non des valeurs obtenues.

➤ Valeurs de chargement

Les actions mécaniques exercées sur la balance de mesure sont de deux types (Figure 4-17) :

- Les actions à distance, qui ici ne concernent que l'action de la pesanteur sur chacune des pièces.
- Les actions de contact, qui regroupent le torseur des actions hydrodynamiques (cf. 3.3.2.4) ainsi que l'action du système d'étanchéité sur l'arbre.

Les actions à distances ont été négligées. Leurs valeurs sont faibles par rapport aux critères de résistance des composants et présentent ainsi peu d'influence sur leur dimensionnement. L'action mécanique du système d'étanchéité sur l'arbre reste a priori très faible. Il reste donc uniquement les actions hydrodynamiques sur la turbine. On retiendra, les valeurs suivantes pour le torseur des actions hydrodynamiques, réduit au centre géométrique de la turbine et écrit dans le repère R_0 :

$$\mathcal{F}_{\text{fluide} \rightarrow \text{hydrolienne}} = \begin{cases} Fx.\vec{x} + Fy.\vec{y} + Fz.\vec{z} \\ Mx.\vec{x} + My.\vec{y} + C_u.\vec{z} \end{cases} \quad (4.7)$$

$-300 \leq Fx$ ≤ 300	$-100 \leq Fy$ ≤ 100	$-100 \leq Fz$ ≤ 100	$-10 \leq Mx$ ≤ 10	$-10 \leq My$ ≤ 10	$-4 \leq Mz$ ≤ 4
------------------------------	------------------------------	------------------------------	----------------------------	----------------------------	--------------------------

Tableau 4-2 : Efforts hydrodynamiques retenus dans le c.d.c.f. (En N et Nm)

Ces valeurs (en N et N.m) correspondent aux cas les plus défavorables du point de vue de la structure. Elles présentent de fortes variations temporelles, dont l'amplitude et la fréquence sont indiquées au paragraphe 3.4.2.2.

➤ Efforts internes

L'assemblage des pièces composant la balance induit des contraintes internes qui peuvent être néfastes. Par exemple la platine, qui repose sur 4 plots, peut être soumise à ce type de contraintes (la modélisation de la liaison platine-plaque supérieure de la veine, fait apparaître un degré de statisme égal à 18...).

La rotation de l'arbre peut quant à lui introduire des efforts « dynamiques » sur la balance qui sont plus ou moins importants (Cf. § 6.3), et évoluent en fonction de l'accélération angulaire ainsi que du carré de la vitesse angulaire. Pour minimiser ces effets, les éléments tournants ont subi un équilibrage dynamique et les roulements, qui guident en rotation ces éléments, répondent à des critères de préci-

sion élevés, de façon à ne pas introduire de faux-rond ou de désaxement. (Cf. § 6.3)

D'une façon générale, la prise en compte des efforts internes dans la phase de dimensionnement de la balance s'est faite essentiellement en introduisant des exigences fortes sur le tolérancement des pièces.

4.3.2 **Liaison arbre-turbine**

4.3.2.1 *Deux types de turbines à considérer*

Le cahier des charges précise que du point de vue de la liaison avec la balance de mesure, deux types de turbines différentes doivent être considérées : (1) les turbines à flasques (Figure 4-20) et (2) les turbines à moyeu central (Figure 4-21).



Figure 4-20 : Turbine à flasques



Figure 4-21 : Turbine à moyeu central

Le centre de la liaison se trouve dans le premier cas au niveau du flasque supérieur, alors que dans le deuxième cas il se trouve au centre géométrique de la turbine.

4.3.2.2 *Solution retenue et caractéristiques techniques*

La conception et la réalisation de la liaison arbre-turbine doivent répondre aux exigences suivantes :

- une bonne précision du positionnement,
- un chargement admissible suffisant,
- une grande rigidité,
- un temps de montage-démontage acceptable.

Pour réaliser techniquement la liaison complète entre l'arbre de la balance et une turbine, un système de frettes (Figure 4-22), identique pour les deux types de turbine, a été utilisé. La mise en position se fait sur un appui plan et un centrage court.

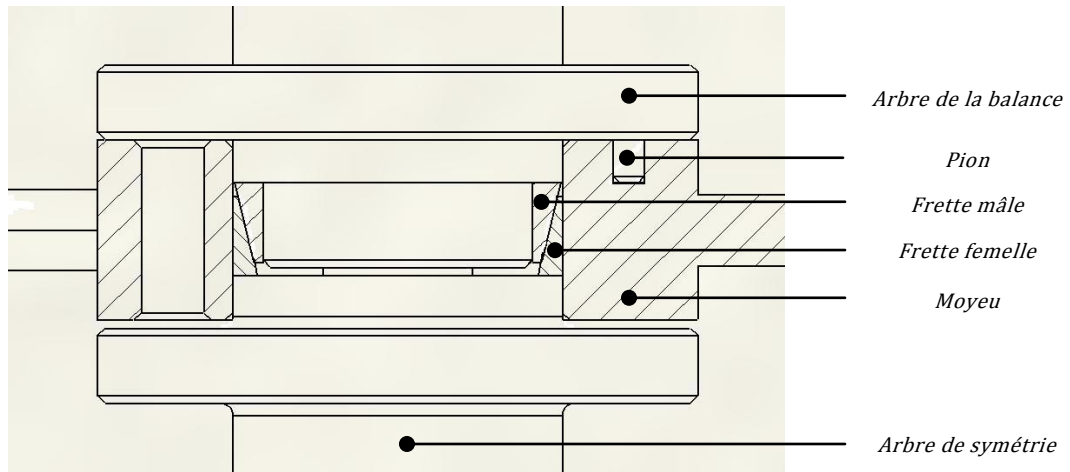


Figure 4-22 : Vue en coupe de la liaison turbine-arbre

Afin de pouvoir « caler » angulairement la turbine, l'arbre est muni d'un pion de positionnement qui vient s'insérer dans un trou ménagé sur les turbines au droit d'une pale. Pour permettre le passage rapide d'un type de turbine à l'autre, on dispose d'un jeu de deux ensembles {arbre ; palier ; génératrice ; capteur angulaire}, dont l'un possède un arbre court (pour les turbines à flasques) et l'autre un arbre long (pour les turbines à moyeu central). Les caractéristiques mécaniques et dimensionnelles de la liaison sont données en annexe (Annexe E ; réf. 018.001)

4.3.2.3 Vérification expérimentale du couple transmissible

Il est primordial que lors d'un essai, il n'y ait pas de glissement entre les surfaces en contact de la liaison, ce qui engendrerait des mesures de couple et de puissance instantanées fausses. Pour vérifier expérimentalement le couple transmissible d'une telle liaison, sans la présence du pion de centrage, une clef dynamométrique a été utilisée. Le constat est que quel que soit le matériau utilisé pour la turbine (aluminium ou acier) le couple transmissible avant glissement est supérieur à 75Nm, soit 15 fois supérieur au couple maximum défini dans le cahier des charges.

4.3.3 Guidage en rotation de l'arbre de la turbine

La conception et la réalisation du guidage en rotation de l'arbre de la turbine doivent répondre -relativement au cahier des charges - aux exigences suivantes :

- un chargement admissible suffisant,
- une grande rigidité,
- un contrôle des frottements,
- une bonne précision du guidage,

- une durée de vie acceptable.

Le montage de roulement retenu est présenté sur la figure 4-19. Deux roulements à rouleaux coniques de précision de marque SKF (33109/Q) ont été montés en O. Compte tenu de la longueur de l'arbre, un roulement à rouleaux cylindriques de précision SKF (NU203) a été adjoint au-dessus de la génératrice.

La suite montrera que par rapport aux chargements admissibles, ces roulements peuvent paraître surdimensionnés. Ce choix a été indispensable pour assurer la rigidité du montage et le bon contrôle des frottements.

➤ Chargement admissible

La modélisation cinématique du palier est présentée sur la figure 4-23 pour un montage correct des roulements, ce qui suppose l'existence et la bonne orientation d'un chargement axial minimal (Cf. Annexe G).

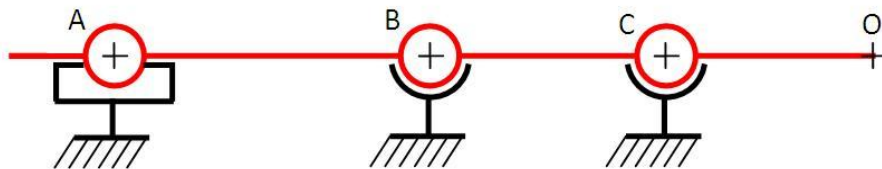


Figure 4-23 : Modélisation cinématique du palier

De ce fait, et pour parer à toute éventualité, deux cas de chargement des roulements seront considérés :

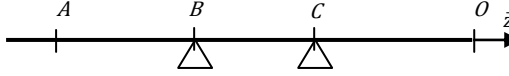
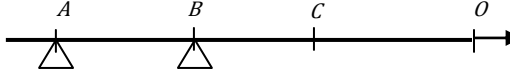
- **Cas 1 :** le montage est correctement réalisé, ce qui permet de faire l'hypothèse que l'intégralité des efforts est reprise en B et en C.
- **Cas 2 :** une erreur de montage entraînant un jeu de fonctionnement interne peut être envisagée. C'est le cas le plus défavorable : l'intégralité des efforts est reprise par A et par B et l'effort axial est dirigé selon $\overrightarrow{BC}$. Il est alors important de vérifier qu'il n'y a pas destruction du roulement A.

Le chargement des roulements est estimé par l'application du principe fondamental de la statique à l'arbre, ce qui revient à la relation torsorielle suivante :

$$\mathfrak{T}_{(\overrightarrow{arbre} \rightarrow arbre)} = 0 \quad (4.8)$$

Les actions mécaniques extérieures considérées, s'appliquant sur l'arbre, sont : (1) les efforts hydrodynamiques transmis par l'hydrolienne à l'arbre (Cf. § 4.3.1), et (2) les actions des roulements sur l'arbre, selon les cas 1 ou 2.

Le tableau suivant précise les efforts axiaux et radiaux maximums supportés par chaque roulement, déterminés par la résolution de l'équation torsorielle 4.8, et selon les cas 1 et 2.

	
Charges radiales maxi. : $Fr(B) \approx 1000N$ / $Fr(C) \approx 1500N$ Charges axiales maxi. : $Fa(B \text{ ou } C) \approx \pm 100N$	Charges radiales maxi. : $Fr(A) \approx 500N$ / $Fr(B) \approx 750N$ Charges axiales maxi. : $Fa(B) \approx 100N$
Chargement des roulements : cas 1	Chargement des roulements : cas 2
Tableau 4-3 : Chargements des roulements	

Ces chargements sont largement en deçà de la valeur des chargements maximums admissibles par les roulements. La durée de vie à 90%¹⁴ correspondante est donc largement supérieure à la durée d'utilisation souhaitée de l'instrument de mesure : $L_{10h} \gg 1000h$ (Cf. annexe G).

Il est à noter que le type de chargement du palier ne permet pas un chargement correct des éléments roulants. Les constructeurs préconisent par expérience qu'en fonctionnement, au moins la moitié des éléments roulants doivent être chargés. Pour cela, on définit le paramètre de charge ε (Cf annexe H). On estime que la moitié des éléments roulants sont chargés lorsque $\varepsilon \geq 0.5$. Or, d'après le tableau précédent, le facteur de charge ε est inférieur à 0.5 dans tous les cas ; les charges axiales étant faibles voire inexistantes. Il convient alors d'introduire un effort axial minimum permettant une meilleure répartition des efforts sur les éléments roulants. Cela constitue par ailleurs une condition nécessaire à l'obtention d'une rigidité suffisante, ainsi qu'un meilleur contrôle des frottements. (Cf. 6.2.2.1)

Il faut une **précharge minimale de 650N** - d'après le chargement maximum estimé du palier - pour satisfaire le critère $\varepsilon \geq 0.5$ pour les deux roulements.

➤ Rigidité

Dans ce paragraphe est utilisée la théorie dite de Hertz, qui permet de relier le rapprochement de deux corps en contact en fonction de la géométrie du contact et des efforts au contact. Cette théorie peut être appliquée aux roulements, pour déterminer la rigidité du palier [Aublin, 1998].

La figure 4-24 présente un modèle du montage de roulements. Les centres de poussée des roulements se trouvent au point B et C : les torseurs respectifs des actions transmissibles par les roulements sont réduits à un glisseur en ces points.

¹⁴ 90% des roulements soumis au chargement défini ont une durée de vie supérieure ou égale à la valeur calculée.

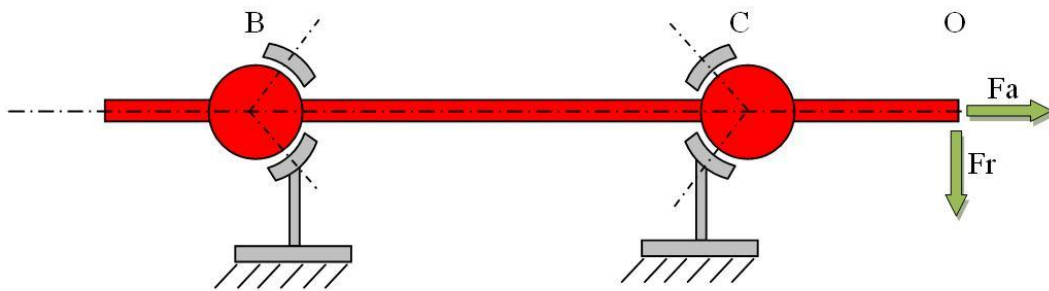


Figure 4-24 : Modélisation cinématique du palier

L'objectif de cette section est d'étudier la variation de la rigidité du montage de roulement en fonction de la précharge appliquée au montage. On pourra en estimer la variabilité en fonction des efforts appliqués sur l'arbre et proposer une valeur minimale de la précharge permettant d'assurer une rigidité optimale.

Dans la suite de l'étude, l'hypothèse suivante est posée : l'arbre et le bâti sont considérés comme infiniment rigides et seule la déformation des roulements est prise en compte. Le problème se ramène à la définition des rigidités axiales (k_{ai}) et radiales (k_{ri}) de chaque roulement (Figure 4-25)

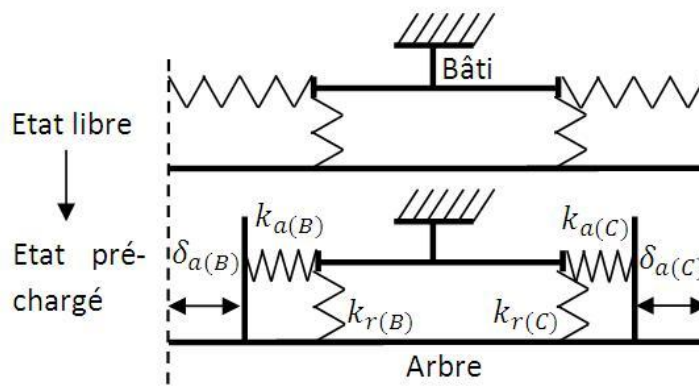


Figure 4-25 : Modélisation de la raideur du montage

La résolution de ce problème est exposée en annexe H. Un programme a été développé en Basic permettant d'automatiser les calculs.

L'exploitation des résultats fait apparaître les constats suivants :

- Le chargement axial du palier entraîne la charge d'un premier roulement et la décharge du second, ces roulements étant montés en opposition. Appliquer une précharge au montage permet d'éviter la décharge complète d'un des roulements et l'apparition d'un jeu interne. Dans notre cas la charge axiale extérieure appliquée reste faible (estimée à +/- 100N au maximum). La précharge doit être au moins de cette valeur. En outre, on remarquera que la rigidité axiale du montage peut être considérée comme constante tant que la force axiale n'entraîne pas le décollement d'un des roulements.

- La rigidité radiale de chacun des roulements dépend de la précharge et du facteur de charge ε .
- La rigidité radiale peut être considérée comme constante pour $\varepsilon \geq 1$. On remarque une chute considérable de la rigidité pour $\varepsilon < 0.5$. Il est donc préférable d'établir une précharge telle que pour tout chargement des roulements l'on ait un facteur de charge ε au moins supérieur à 0.5, ce qui correspond à l'application d'une précharge de **650N** (déplacement axial correspondant de $6,8 \cdot 10^{-3}mm$). Pour avoir $\varepsilon \geq 1$ il faut appliquer une précharge de **850N** (déplacement axial correspondant de $8,3 \cdot 10^{-3}mm$).
- En considérant à présent $\varepsilon \geq 1$, on remarque que la rigidité évolue peu pour différentes valeurs de précharge : pour des valeurs de 650, 800 et 1000N, on obtient respectivement les rigidités radiales de 7.5, 7.7, $8 \cdot 10^5 N/mm$, soit une variation de 6%.
- L'éloignement des centres des roulements permet une diminution de leur chargement axial, et permet une diminution concomitante de la précharge à appliquer.

Mode d'application de la précharge

La précharge a été appliquée lors du montage des roulements suivant deux méthodes, et cela de manière itérative :

- Le modèle de calcul de rigidité permet d'accéder à l'effort appliqué sur le roulement en connaissant le déplacement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure du roulement. L'application de la précharge se faisant par serrage d'un écrou freiné (Cf. figure 4-19), il est possible d'imposer le déplacement (par l'intermédiaire de la valeur du pas du filetage de l'écrou) et ainsi d'imposer l'effort de précharge.
- Il existe une méthode de vérification de cette précharge. En effet, le constructeur propose un logiciel de calcul permettant de connaître le couple de frottement d'un roulement en fonction de différents paramètres comme son type, la charge auquel il est soumis, la graisse utilisée, la température. Cette vérification ne peut se faire qu'après la période de rodage du roulement, les phénomènes de frottement étant plus importants dans cette phase.

➤ Contrôle des frottements

La connaissance des forces de frottements induits par les éléments roulants sur l'arbre est essentielle pour cette application. Cela conditionne la précision des mesures. D'ailleurs, la stratégie suivie ici a davantage consisté à contrôler ces forces qu'à les réduire. Il sera ainsi montré au paragraphe 6.2.2 qu'une précharge suffisante des roulements est un préalable indispensable à ce contrôle.

➤ Précision de guidage

La précision du guidage en rotation de l'arbre de la turbine est un critère important dans notre cas. C'est en effet le seul élément tournant dans ce système, et qui par les effets dynamiques de la rotation, peut engendrer des efforts périodiques

sur la balance. Ces efforts ont une intensité limitée, mais présentent néanmoins une période d'évolution qui est du même ordre que la période d'évolution des efforts à mesurer : il n'est donc pas envisageable de les éliminer en filtrant les signaux de mesure. Ainsi, les effets d'un éventuel désaxement de l'arbre par une augmentation de la précision du guidage ont été limités.

Dans cette application, la précision du guidage en rotation de l'arbre est fonction (1) des roulements utilisés, (2) de la rigidité de leur montage et (3) de la précision des portées sur l'arbre et dans les alésages. Le point (2) est traité ci-dessus, le point (3) au paragraphe 4.3.7, mais voit son effet limité lors de l'équilibrage de l'arbre. En ce qui concerne le point (1), le constructeur des roulements spécifie le critère de faux rond¹⁵ du roulement assemblé, qui dans notre cas reste inférieure à 20 μm , par utilisation de roulement à tolérances réduites.

4.3.4 Liaisons complètes et transmission des efforts

La transmission des actions mécaniques entre l'hydrolienne et les plots de mesure n'est pas directe et se fait selon le schéma de la figure 4-28 (Cf. aussi figures 4-17, 4-19 et 5-30).

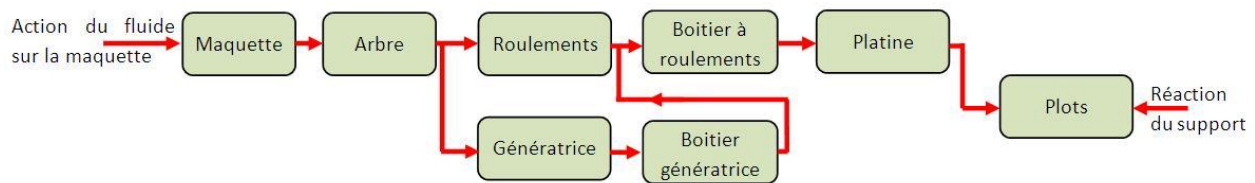


Figure 4-26 : modélisation de la raideur du montage

Les liaisons boitier à roulements-platine, platine-plots, plots-support et boitier génératrice-boitier à roulements ont été réalisées par assemblages boulonnés. Elles ont fait l'objet d'études spécifiques concernant leurs rigidités. Il est en effet important de ne pas détériorer la rigidité du système de mesure en introduisant de la souplesse dans les liaisons. Le dimensionnement de ces liaisons complètes s'est donc fait vis-à-vis du critère de rigidité (ce qui a pour conséquence de surdimensionner la liaison vis-à-vis du critère de résistance) et par modélisation de l'assemblage selon la technique classique de Rasmussen [MASSOL, 1994]. Cette étude a permis :

- d'orienter les choix concernant le nombre de vis, leur taille et leur classe de résistance,
- de proposer un couple de serrage adéquate sans entrer dans les domaines plastique des différents matériaux en contact,
- de déterminer la raideur de l'assemblage.

¹⁵ La valeur de faux rond correspond aux lieux de l'axe réel de rotation qui doit être contenu dans un cylindre de diamètre la valeur du faux rond, dont l'axe de révolution correspond à l'axe théorique de rotation.

4.3.5 Système d'étanchéité

La conception et la réalisation du système d'étanchéité permettant le passage de l'arbre de la turbine dans la section d'essai doivent répondre aux exigences suivantes :

- une étanchéité totale, compte tenu de l'écart de pression entre les deux milieux (section d'essai-milieu extérieur), les valeurs de cet écart retenues étant comprises entre -0.8 et +1bars,
- la minimisation et le contrôle de la puissance dissipée par le système. En effet les valeurs de puissance dissipée par un éventuel contact joint-arbre ne doivent pas accroître les incertitudes de mesure d'effort et de couple au-delà des objectifs fixés dans le cahier des charges.

Deux systèmes distincts ont ainsi été envisagés : (1) un système d'étanchéité dynamique en rotation, sans contact et (2) un système d'étanchéité dynamique en rotation, avec contact.

➤ Système d'étanchéité dynamique en rotation, sans contact

Ce premier type de système présente l'avantage de n'engendrer qu'une très faible dissipation d'énergie lors de la mise en rotation de l'arbre. Celle-ci est fonction essentiellement de la vitesse périphérique de l'arbre ainsi que de la viscosité du fluide à étancher : elle sera négligée pour cette application.

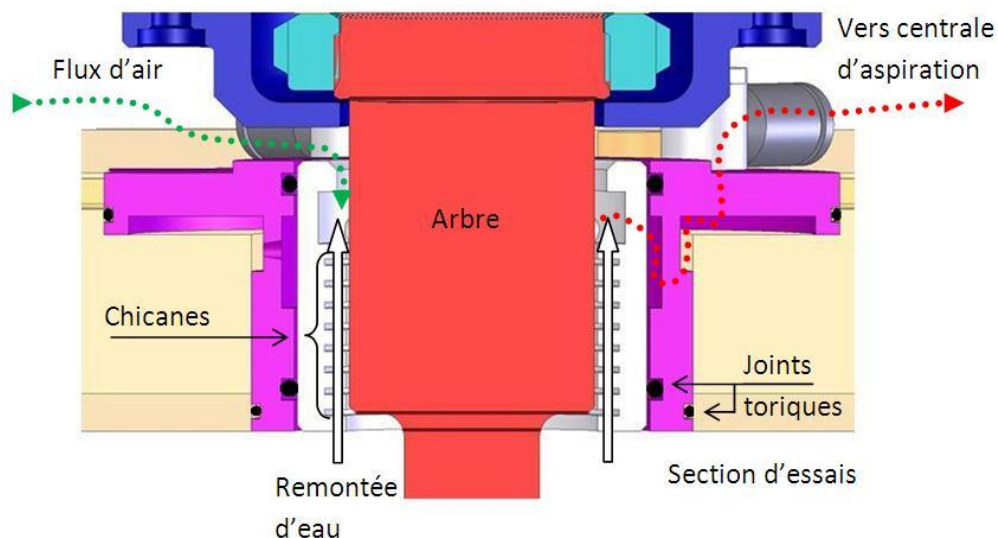


Figure 4-27 : Vue en coupe du système d'étanchéité

Le système est fondé sur la création de perte de charge entre l'arbre tournant et une partie fixe. Grâce à la présence de chicanes sur cette dernière partie [Idel'cik, 1986], il est possible de maximiser les pertes de charges en faisant varier certains paramètres géométriques [Annexe F], et ainsi de diminuer au maximum le débit de fuite du système d'étanchéité. Ce débit de fuite est capté dans un collecteur ou

règne une dépression établie par une centrale d'aspiration (figure 4-27). Le mélange air-eau provenant du système d'étanchéité est alors stocké dans une cuve. Notons que des bulles d'air peuvent pénétrer dans la section d'essai lorsque l'écart de pression milieu extérieur / section d'essai est négatif, ce système ne peut alors être utilisé.

➤ **Système d'étanchéité en rotation, à contact**

Ce système est interchangeable avec le premier. La partie fixe comporte un logement pour un joint à lèvres, qui permet une étanchéité totale, quel que soit l'écart de pression. Il souffre cependant de deux inconvénients :

- l'introduction d'un couple de frottement, mais qui reste néanmoins quantifiable avec suffisamment de précision. (Cf. § 5.4 et 6.2).
- la dissipation d'énergie par déformation du joint, lors de l'application d'une action mécanique sur l'arbre. Compte tenu de la grande rigidité de l'arbre et de son support, la flèche de l'arbre reste dans notre cas très limitée (les modèles numériques donnent une flèche sous charge de l'arbre de l'ordre de $2\mu\text{m}$ au niveau du joint). Les efforts induits restent alors très faibles.

4.3.6 **Analyse modale de la structure**

➤ **Intérêt**

L'intérêt de cette étude est de disposer d'un outil simple, permettant d'obtenir dans une phase de conception, une estimation des premières fréquences propres du système de mesure. Par itérations, cette analyse doit permettre d'orienter au mieux les choix concernant l'architecture du système de mesure vis-à-vis des critères géométriques, de masse et de rigidité des matériaux. L'objectif n'étant pas de définir avec précision les fréquences propres et modes propres associés, ne seront données que les fréquences propres critiques (i.e. les plus basses) correspondant au modèle associé à l'architecture retenue pour la balance.

Connaissant les fréquences d'évolution des efforts s'appliquant sur la turbine, il convient de ne pas « exciter » un mode propre de la structure. C'est pourquoi, on cherchera à avoir la première fréquence propre strictement supérieure à la fréquence de la sollicitation.

En pratique, il est admis que pour éviter des corrections dynamiques de la mesure [Auchet, 2004] et [Laroze, 2005], la première fréquence propre d'une balance de mesure d'effort doit être au moins 3 fois supérieure à celle mesurée. Les mouvements ne sont alors pas amplifiés par rapport au chargement statique de la structure : le facteur d'amplification dynamique est très proche de 1.

➤ **Hypothèses et modélisation**

La relation entre les efforts hydrodynamiques et les efforts mesurés par les plots est établie à partir des équations de la dynamique appliquées au système de mesure :

$$\mathcal{D}_{(\text{Système de mesure}/R_g)} = \mathfrak{F}_{(\overline{\text{Système de mesure}} \rightarrow \text{Système de mesure})} \quad (4.9)$$

La liaison entre la plaque supérieure de la section d'essai (assimilée à un référentiel galiléen) et le système de mesure peut être modélisée par une liaison encastrement. On se ramène au cas statique et la relation torsorielle (4.9 devient :

$$\mathfrak{F}_{(\overline{\text{Système de mesure}} \rightarrow \text{Système de mesure})} = 0 \quad (4.10)$$

En première approche et pour une phase de pré-dimensionnement les hypothèses suivantes sont adoptées :

- **Linéarité et petits mouvements** : les structures mécaniques n'ont pas un comportement rigoureusement linéaire. Dans le cas des petits mouvements, elles sont « linéarisables » autour d'une position privilégiée, qui est la position d'équilibre occupée au repos (en l'absence de sollicitations et d'après le théorème de Lejeune-Dirichlet : position qui correspond au minimum de l'énergie potentiel de l'ensemble mécanique). De plus, compte tenu de la rigidité de la balance ainsi que des faibles chargements vis-à-vis de ce critère, le cas des petits mouvements est bien vérifié. Le paramètre de mouvement $q(t)$ devient donc :

$$q(t) = q_0 + \varepsilon \quad (4.11)$$

- **Structure conservative** : la déformation de la structure n'entraîne pas de dissipation énergétique, ce qui correspond à un amortissement nul.
- **Vibrations libres.**
- **Support du système considéré comme référentiel galiléen.**

L'écriture des équations de Lagrange, appliquées à un ensemble Σ , permet d'obtenir les équations de mouvement de Σ par rapport au référentiel d'étude. On part donc de la relation suivante :

$$\left\{ \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial}{\partial q_i} \right\} \cdot T(\Sigma/R_g) = \mathfrak{F}(\bar{\Sigma}/\Sigma) \otimes \mathcal{V}_{qi}(\Sigma/R_g) \quad (4.12)$$

Comme l'ensemble matériel Σ possède m paramètres de mouvement indépendants q_i , il est préférable de réécrire (4.12) sous la forme matricielle (4.14), qui, d'après les hypothèses adoptées, est réduite à l'expression suivante :

$$\bar{\bar{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \bar{\bar{K}}\mathbf{q} = 0 \quad (4.13)$$

Il résulte donc un système d'équations différentielles linéaires où $\mathbf{q}$ est un vecteur de dimension égale à la mobilité m du système, dont les composantes sont les m variations infinitésimales autour de la position d'équilibre. Les matrices $\bar{\bar{M}}$ et $\bar{\bar{K}}$ étant à coefficients constants, une résolution analytique du système par les techniques classiques est envisagée (Cf annexe I).

On cherche en effet des solutions du type :

$$\mathbf{q} = \mathbf{q}_0 e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (4.14)$$

Ce qui revient à réécrire (4.13) sous la forme :

$$(\bar{K} - \omega^2 \bar{M}) \mathbf{q}_0 e^{i(\omega t + \varphi)} = 0 \quad (4.15)$$

Le système (4.15) n'admet de solutions (hormis la solution triviale $\mathbf{q}_0 = 0$) que si :

$$\det(\bar{K} - \omega^2 \bar{M}) = 0 \quad (4.16)$$

L'équation (4.16) est le polynôme caractéristique du système qui est de degré $2.m$ en ω . Ce polynôme est bicarré en ω et les m valeurs positives ω_i satisfaisant (4.16) sont appelées pulsations propre du système. Le système vibrera, après l'application de conditions initiales quelconques, suivant une fonction périodique constituée de la somme des m fonctions sinusoïdales de fréquences $f_i = \omega_i/2\pi$.

La modélisation de la structure de la balance de mesure en vue de cette étude, est présentée sur la figure 4-28. Le solide 1 (platine suspendue) repose sur 4 appuis (les 4 plots de mesure). Le solide 2 (boîtiers de la génératrice et des roulements) est en liaison complète avec 1. L'arbre est modélisé par deux solides : le solide 4 en liaison avec le solide 3, lui-même en liaisons avec le solide 2.

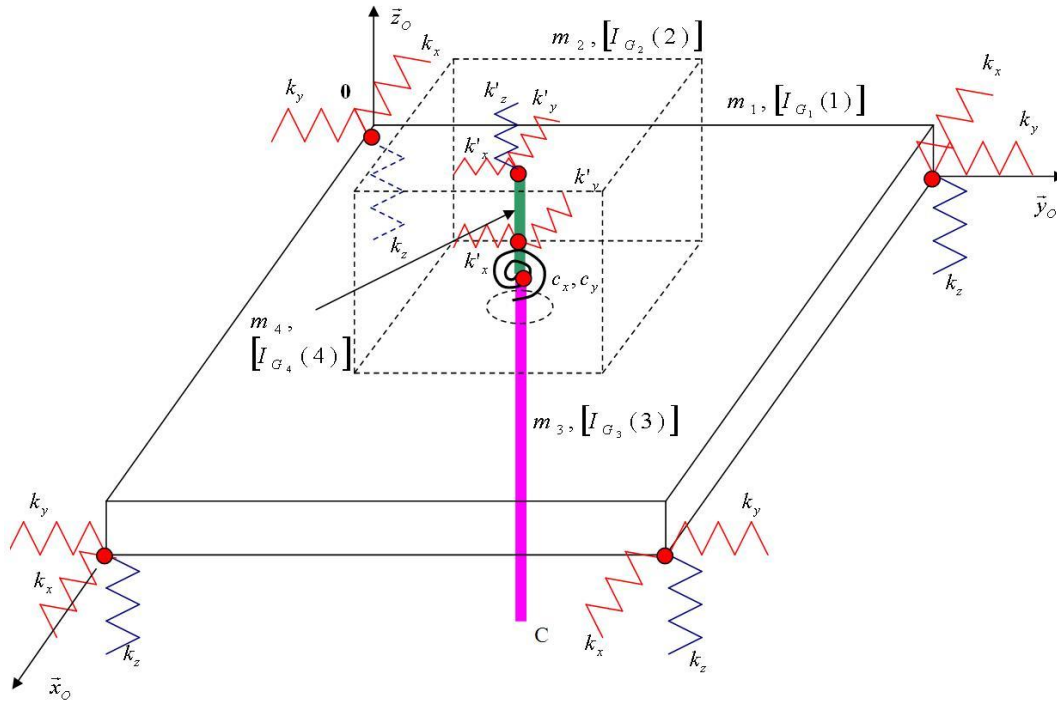


Figure 4-28 : Modélisation de la structure de la balance de mesure par un ensemble de solide indéformables en liaison avec le bâti.

➤ Propriété mécanique des solides

Une résolution analytique de ce problème permet d'obtenir un outil de pré-dimensionnement simple et efficace. Pour cela, il est nécessaire de connaître : (1) les propriétés de masse et d'inertie des solides constituant l'ensemble mécanique

et (2) la raideur des éléments de liaison entre les solides. Le logiciel de C.A.O. (SolidWorks) permet d'obtenir les valeurs recherchées au point (1).

Concernant le point (2), il a été admis que tous les éléments mécaniques de la balance ainsi que leurs liaisons formaient un solide indéformable.

A partir de ce point, il restait à estimer :

- La raideur des plots de mesure (données constructeur)
- La raideur du montage de roulement (Cf. section 4.3.3)
- La raideur en flexion de l'arbre. Ce dernier étant de grande dimension, il a été jugé préférable de le modéliser par deux solides indéformables reliés par deux ressorts de torsion.

➤ Analyse des résultats et conclusions

Dans le cahier des charges sont spécifiés les objectifs relatifs à la bande passante de la balance de mesure d'effort. La bande passante minimale recherchée est de 100Hz au minimum (ce qui permet de mesurer des efforts dont la fréquence d'évolution est de 100Hz). D'après le modèle utilisé, et pour la géométrie et les matériaux retenus pour la fabrication des éléments, la première fréquence propre du système est estimée à 450Hz :

$$f_1 > 450\text{Hz}$$

Avec une première fréquence de vibration libre plus que 4 fois supérieure aux sollicitations d'entrée, un fonctionnement qui évite les modes de résonance semble assuré.

4.3.7 **Cotation géométrique et spécifications des surfaces fonctionnelles**

Conformément à [ISO, 1995], le concept GPS¹⁶ (Spécification géométrique des produits) a été utilisé pour élaborer les dessins de définition des pièces. Cela permet d'assurer leur bon montage ainsi que le bon fonctionnement de la balance de mesure. Cette phase post-conception est d'une grande importance, en particulier pour le montage de la platine sur les plots de mesure. La modélisation du montage, consistant à faire reposer une platine sur 4 plots, (soit l'équivalent de 4 liaisons appuis plan placées en parallèle) contraint fortement le mécanisme (degré de statisme égal à 18). Les exigences vis-à-vis des spécifications fonctionnelles sont élevées (spécifiées par le constructeur) et permettent de respecter l'intégrité des plots de mesure en limitant l'introduction d'efforts internes au montage.

De même, les exigences de précision de montage de la génératrice, les faux ronds admissibles au niveau de l'arbre, etc, font qu'il est indispensable d'augmenter le niveau d'exigence des spécifications pour ce type d'application.

¹⁶ La spécification géométrique des produits : GPS (Geometrical Products Specification), consiste à définir au travers d'un dessin de définition, la forme, les dimensions et les caractéristiques de surface d'une pièce qui en assurent un fonctionnement optimum, ainsi que la dispersion autour de cet optimum pour laquelle la fonction est toujours satisfaite.

5 Système de dissipation d'énergie et de commande de la turbine

Le cahier des charges de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique développé dans la partie 3.4, impose de pouvoir réguler la vitesse de rotation de la turbine. En effet, un des objectifs principaux du moyen d'essai est de suivre l'évolution du couple fourni par une hydrolienne en fonction de sa vitesse de rotation et de sa position angulaire. Cela implique de pouvoir imposer une vitesse de rotation pour tout régime de fonctionnement.

Le principe de la dynamique, appliqué à la turbine et en projection sur l'axe de rotation, conduit à l'équation suivante :

$$C_h - C_r = J_{eq} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (5.1)$$

Figurent dans cette équation le couple fourni par l'hydrolienne C_h , l'ensemble des couples résistants regroupés dans le terme C_r , l'inertie équivalente ramenée sur l'arbre de l'hydrolienne J_{eq} ainsi que la vitesse de rotation de l'hydrolienne ω . A l'exception de l'inertie qui est positive, toutes les autres grandeurs sont algébriques.

Pour garder une vitesse constante, il faut à tout moment équilibrer le couple résistant avec le couple fourni par l'hydrolienne : c'est le point de fonctionnement en régime permanent. Si tel n'est pas le cas, alors la différence entre les couples C_h et C_r est compensée par le terme $J_{eq} \cdot \frac{d\omega}{dt}$, comme le montre la figure 5-1. Cela se traduit par une accélération ou décélération angulaire du système.

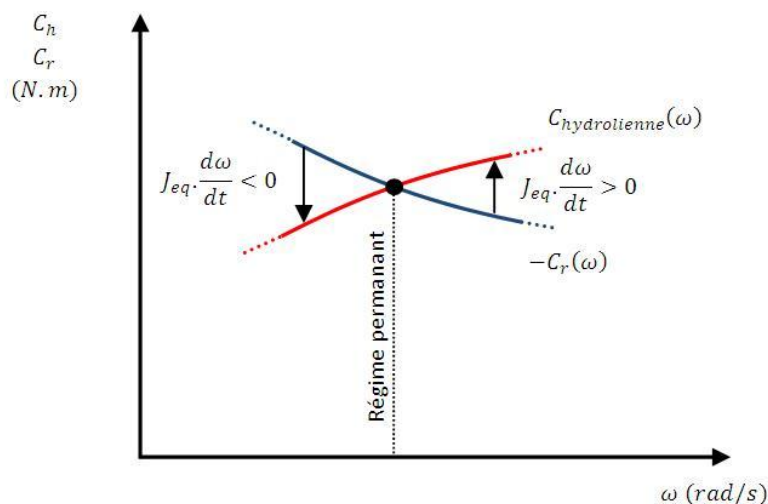


Figure 5-1 : Point de fonctionnement de l'hydrolienne

Le système de commande doit donc permettre, par le biais du dispositif de dissipation d'énergie, d'asservir la vitesse de rotation d'une façon optimale. C'est-à-dire que l'on recherchera un système asservi qui présentera les caractéristiques suivantes: une **bande passante** compatible avec la dynamique de la turbine, une **stabilité** pour tous les régimes de fonctionnement ainsi que des **précision statique** et **dynamique** suffisantes tout en limitant les accélérations angulaires trop importantes, néfastes à la tenue mécanique des hydroliennes.

Le paragraphe 5.1 expose les critères de choix du système de conversion de type électrique et réversible. Le paragraphe 5.2 aborde la problématique de l'implantation de la génératrice sur la balance de mesure d'effort. Le système d'asservissement ainsi que l'interface de communication avec l'utilisateur est présenté au paragraphe 5.3. Enfin, ce chapitre se clôt par l'étude de la mesure de couple au moyen de la génératrice (Paragraphe 5.4).

5.1 Choix d'un système d'asservissement de la turbine et de conversion d'énergie

5.1.1 Recherche d'un système d'asservissement et de conversion d'énergie

Il convient de distinguer deux classes distinctes de système d'asservissement et de conversion d'énergie : des systèmes dits non réversibles¹⁷ et des systèmes dits réversibles (du point de vue mécanique). Les systèmes réversibles permettent soit de fournir un couple résistant (fonctionnement « frein »), soit de fournir un couple moteur (fonctionnement « moteur »).

5.1.1.1 Systèmes non réversibles (au sens mécanique)

Il existe une grande variété de systèmes permettant d'absorber un couple mécanique. Malgré cette diversité, ces systèmes ont tous la même vocation : ils permettent de transformer l'énergie cinétique d'un arbre en rotation en énergie thermique. Ce passage brosse un rapide panorama des principaux mécanismes existants qui sont susceptibles de pouvoir équiper le banc d'essai.

➤ Système à garnitures de frottement : frein mécanique

Les freins mécaniques sont omniprésents dans les systèmes que nous côtoyons : véhicules, trains, avions etc. Le principe en lui-même est simple. Une pièce munie d'une garniture de frottement est appliquée contre la partie mobile solidaire de l'arbre de rotation.

¹⁷ Dans ce paragraphe nous ne faisons pas de distinction entre réversibilité au sens mécanique du terme et réversibilité au sens électrique du terme (fonctionnement quatre quadrants d'une génératrice et de son variateur par exemple)

Les freins pour automobile (Figure 5-2) constituent l'application la plus répandue du frein mécanique. La partie mobile est constituée d'un disque, fixé sur l'arbre relié à la roue. L'effort de freinage est appliqué par l'intermédiaire d'un étrier fixe muni de pistons mobiles. Un fluide hydraulique dont on fait varier la pression selon le couple de freinage désiré, applique un effort sur le piston qui plaque la garniture contre le disque.

Pour une pression dans le circuit hydraulique donnée, on obtient un couple de freinage constant, quelle que soit la vitesse de rotation des roues. En effet, le coefficient de frottement entre le disque et les garnitures est quasi indépendant de la vitesse de glissement. Par l'intermédiaire d'une centrale à pression, il est possible d'asservir la vitesse de rotation, ce qui pourrait répondre aux exigences recherchées.

Dans ce système, toute l'énergie thermique est dégagée dans l'atmosphère par le disque. Le temps d'utilisation du système est donc limité si la quantité d'énergie cinétique absorbée est supérieure à l'énergie thermique dissipée par le disque. De plus, les garnitures de frottement s'usent lors du fonctionnement, ce qui demande un entretien régulier. De manière générale ce système est peu adapté pour un équipement de banc d'essai.

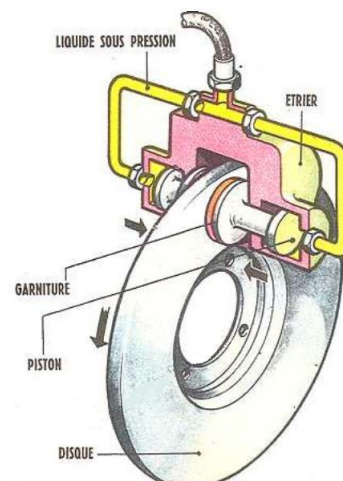


Figure 5-2 : Frein pour automobile

➤ Système électromécanique à poudre magnétique : frein à poudre

Le frein électromagnétique à poudre est constitué d'un stator, d'un rotor, d'une bobine d'excitation et de poudre ferromagnétique placée dans l'entrefer entre le stator et le rotor. (Figure 5-3).

La poudre est constituée de billes d'acier doux de faible diamètre. Lorsque la bobine est alimentée par du courant continu, les billes magnétiques sont concentrées dans l'entrefer et appliquées les unes contre les autres avec une force fonction de l'induction magnétique dans l'entrefer. Elles forment une masse compacte et les frottements transmettent ainsi un couple qui s'oppose à la rotation du rotor.

Un des principaux avantages des freins électromagnétiques à poudre est qu'ils fournissent un couple de freinage pratiquement proportionnel au courant. De plus, ce couple est indépendant de la vitesse de rotation. Alimenté en courant continu d'intensité et de tension faible, l'asservissement de ce système est aisé. De plus il fournit des couples élevés à bas régime.

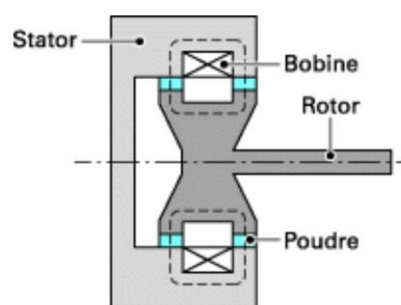


Figure 5-3 : Principe du frein à poudre

En revanche, le couple résiduel à vide (sans alimentation électrique) est élevé. L'évacuation de la chaleur semble poser des difficultés surtout lors d'utilisations longues. Pour cela, ce système est généralement couplé avec un frein à courant de Foucault, que l'on présente au paragraphe suivant.

➤ Système à courant de Foucault

Le frein à courant de Foucault fonctionne sur ce principe : à partir de la variation de flux du B provoquée par une pièce mobile, on dissipe de l'énergie dans une pièce massive, qui doit elle-même être refroidie par un système extérieur.

On soumet ainsi à un champ magnétique B d'intensité variable et de direction fixe ou non une pièce massive et conductrice. Celle-ci est le siège de courants dits de Foucault, se fermant dans la masse (Figure 5-4). On observe alors le dégagement de chaleur dû aux pertes par effet Joule. On exprime ces pertes par la relation suivante [Grellet, et al., 1997] :

$$P_f = K_f \cdot V \cdot e^2 \cdot f^2 \cdot B_m^2$$

Où K_f dépend du matériau, V le volume du matériau, e son épaisseur, f la fréquence d'évolution du flux, et B_m l'amplitude maximale du champ B .

Les figures 5-5 et 5-6 présentent une vue éclatée du frein à courants de Foucault homopolaire¹⁸ fabriqué par le groupe D2T¹⁹. Le rotor est une roue dentée dont les doigts coupent un flux magnétique homopolaire créé par des bobines logées dans le stator, sur tout son périmètre. Le bobinage est alimenté par un courant continu réglable. Les parties du stator en vis-à-vis du rotor (Eddy Current Zone (ECZ): zones placées de chaque côté du rotor et séparées par un entrefer) voient en chacun de leurs points une variation d'induction entre une valeur minimale, $B_{\min}$ (en face de l'interstice entre deux dents), et une valeur maximale, $B_{\max}$ (en face d'une dent). La distribution de l'induction en surface des parties ferromagnétiques fixes (ECZ) est donc variable et présente une valeur moyenne non nulle, que l'on peut faire varier en modifiant la tension aux bornes des bobines électriques.

La variation du flux est donc induite par la rotation du rotor denté. Les courants de Foucault ainsi créés, tendent à s'opposer à la cause qui leur a donné naissance et induisent un couple résistant sur l'arbre.

D'après l'équation précédente, plus la vitesse de rotation sera élevée, plus la valeur de f sera élevée et finalement plus le couple résistant appliqué sur l'arbre sera élevé. Néanmoins, à partir d'une certaine vitesse de rotation (i.e. une certaine valeur de f), le phénomène atteint un palier de saturation et le couple résistant atteint une valeur maximale, indépendante de la vitesse de rotation.

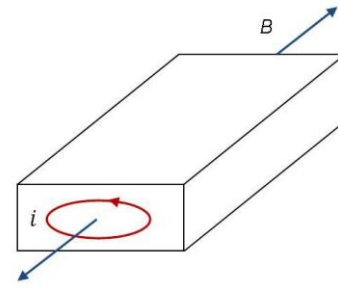


Figure 5-4 : Courant de Foucault

¹⁸ Champs homopolaire : dont la direction est fixe par rapport au repère considéré.

¹⁹ :D2T : centre de recherche et de développement innovant pour l'étude et les essais de groupes motopulseurs. Site internet : <http://www.d2t.com>

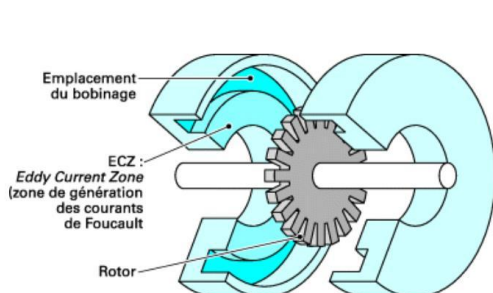


Figure 5-5 : Vue éclatée d'un frein à courant de Foucault développé par D2T

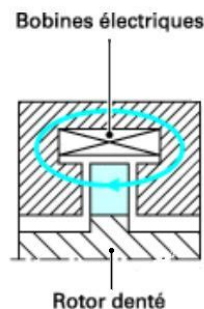


Figure 5-6 : Vue en coupe d'un frein à courant de Foucault développé par D2T

Les avantages de ce système sont principalement sa simplicité de mise en place, la facilité de commande du couple résistant, la faible inertie du rotor et le couple à vide relativement faible. Pour cela, il équipe de nombreux bancs d'essai dès lors que l'on veut une charge de puissance moyenne (typiquement de l'ordre du kW). En revanche, l'absence de couple résistant pour les faibles vitesses de rotation rend le couplage avec un autre système nécessaire. C'est pourquoi, les bancs d'essai faisant appel à cette technologie sont équipés d'un frein à poudre additionnel pour le fonctionnement à bas régime.

➤ **Système hydraulique : frein hydrodynamique**

Ce système est basé sur la dissipation de l'énergie mécanique par la création de turbulences dans un écoulement.

La construction la plus répandue pour créer le couple de charge est d'utiliser un rotor, solidaire de l'arbre et comportant des aubages. Celui-ci tourne dans un stator muni également d'aubages. (Figure 5-7). L'ensemble formant un carter étanche, est relié à une boucle hydraulique fermée, qui permet d'ajuster le couple résistant. L'écoulement traversant le frein est soumis à de grandes pertes énergétiques qui se traduisent par un échauffement important du fluide. De ce fait, il est indispensable d'intégrer à la boucle hydraulique un échangeur thermique permettant de limiter à des valeurs raisonnables la température du système.

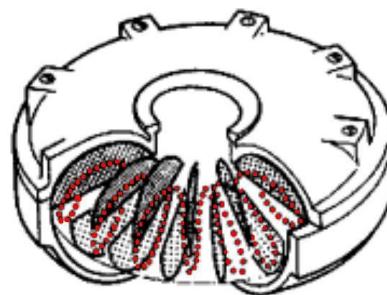


Figure 5-7 : Frein hydrodynamique

Ce type de frein équipait les premiers bancs d'essai pour le test des moteurs automobiles. Les avantages de ce système sont d'une part que les puissances dissipées sont très élevées, et cela jusqu'à de grandes vitesses de rotation et d'autre part un coût relativement faible à l'installation.

Néanmoins, la dynamique de régulation de couple n'est pas très favorable et présente des instabilités. La plage d'utilisation est assez réduite, et ne permet pas d'obtenir un couple élevé à bas régime. Cela rend les domaines d'applications as-

sez réduits. Ce système reste réservé aux tests de turbomachines ou de moteurs rotatifs de grande puissance.

5.1.1.2 *Systèmes réversibles (au sens mécanique)*

Ces systèmes fonctionnent aussi bien en moteur qu'en générateur. Ne sont abordées dans cette partie que les technologies de moteurs électriques qui répondent au critère de réversibilité. Ces machines sont capables de produire de l'énergie électrique à partir de l'énergie mécanique dans un cas (mode générateur) et dans l'autre de fournir de l'énergie mécanique à partir d'une source d'énergie électrique (mode moteur).

On distingue 3 types principaux de machines électriques, présentées dans le paragraphe 5.1.2. :

- Les machines à courant continu
- Les machines asynchrones
- Les machines synchrones

Equiper un banc d'essai avec un générateur électrique implique de prévoir en parallèle une partie commande, qui est en général plus sophistiquée que la commande des systèmes non réversibles. Cependant, les constructeurs proposent des systèmes intégrés prêts à l'emploi permettant la commande en couple ou en vitesse du moteur. Il devient alors possible d'intervenir plus facilement sur la dynamique de régulation, ce qui n'est pas le cas des systèmes non réversibles.

5.1.1.3 *Synthèse*

Le passage en revue des différents systèmes de conversion d'énergie qui équipent traditionnellement les bancs d'essai de laboratoire a permis de dégager leurs principales caractéristiques. La figure 5-8 montre l'évolution des caractéristiques couple-vitesse des systèmes abordés plus haut et permet d'appréhender de manière globale leurs comportements.

Ont été exclus en premier lieu les freins hydrodynamiques ainsi que ceux à garniture de frottements. Leur régulation est peu aisée. Elle présente des performances moyennes et nécessite des installations annexes assez complexes. Ensuite viennent les freins à courant de Foucault. L'impossibilité d'avoir un couple suffisant à basse vitesse de rotation les a éliminés.

Sont finalement restés en lice un frein à poudre magnétique et un système comportant un générateur électrique. Ce dernier l'a emporté, car les possibilités d'avoir un système réversible et une énergie électrique utilisable à des fins de démonstration ont semblé intéressantes. D'autre part, le caractère auto démarreur des turbines n'étant pas acquis, il a semblé souhaitable de garder la possibilité d'entraîner l'arbre par un autre moyen que celui de la turbine.

Le paragraphe 5.1.2 est consacré au choix du générateur et à son dimensionnement.

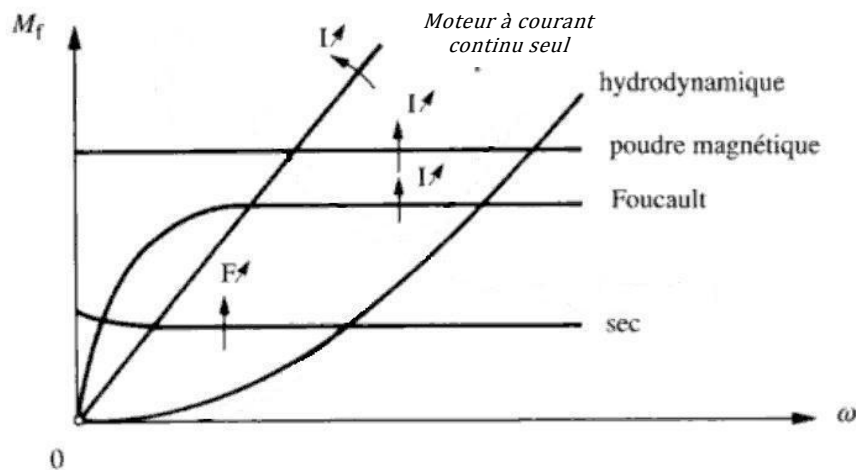


Figure 5-8 Caractéristiques couple-vitesse de freins[Spinnler, 2002]

5.1.2 Choix d'un générateur électrique : technologique et dimensionnement

Comme toutes les machines tournantes, les générateurs électriques présentés sont constitués d'un rotor et d'un stator. L'espace interstitiel qui existe entre ces deux parties est appelée entrefer. Les principes généraux de fonctionnement de ces machines sont exposés, sans étudier les spécificités de leur modélisation électromagnétique ou entrer dans des détails constructifs. Le générateur doit correspondre au mieux au besoin exprimé par le cahier des charges de l'instrumentation.

Enfin, toutes les machines électriques présentées fonctionnent indifféremment en moteur ou en générateur.

5.1.2.1 Générateurs à courant continu

Principe de fonctionnement

Le stator constitue l'inducteur de la machine. Il est destiné à créer un champ magnétique, soit à partir d'aimants permanents, soit à partir de bobines. Dans ce dernier cas, il est possible de régler l'intensité du champ magnétique induit par action sur la valeur du courant inducteur I_E (courant d'excitation). Le moteur bi polaire (1 paire de pôles²⁰) schématisé figure 5-9 comporte, comme son nom l'indique deux pôles.

²⁰ Pôle : peut être défini comme le lieu de « convergence » des lignes de champs magnétiques en présence. Un moteur bi polaire possède un pôle nord et un pôle sud.

Le champ circule du pôle nord au pôle sud en traversant le rotor et en se rebouclant par la culasse. Afin de minimiser les pertes, les composants traversés par le flux sont en matériaux ferromagnétiques et l'entrefer est le plus étroit possible.

Le rotor subit l'action du champ créé par l'inducteur. Il constitue l'induit de la machine. Il comporte à sa périphérie des encoches régulièrement espacées, dans lesquelles sont logés des conducteurs. On voit sur la figure que leur axe est colinéaire avec l'axe de rotation. Ainsi, en faisant circuler un courant I_c dans ces conducteurs, on crée une force normale à

l'axe du conducteur qui est à l'origine du couple (Force de Laplace). Afin que ces composantes ne s'annulent pas entre elles, on inverse le sens du courant de part et d'autre de la ligne neutre. C'est le collecteur qui a pour fonction d'alimenter les conducteurs du rotor avec la même intensité et d'inverser le sens du courant chaque fois qu'ils franchissent la ligne neutre.

Si l'on entraîne le rotor, le déplacement des conducteurs du rotor dans le champ magnétique va provoquer l'apparition de f.e.m. induites au rotor : c'est un fonctionnement en générateur de courant. Ce moteur est donc réversible.

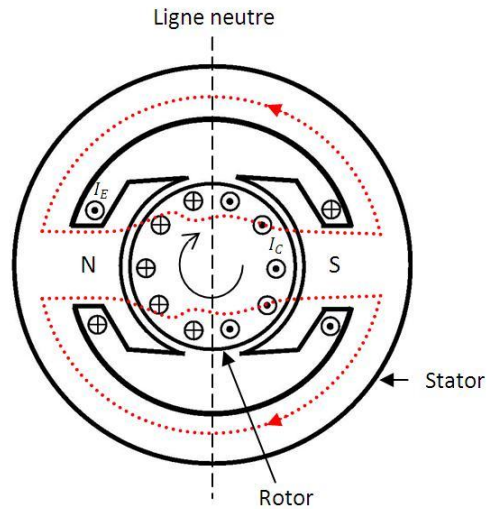


Figure 5-9 : Induction magnétique d'une MCC

Caractéristiques électromécaniques

On considère une machine à courant continu (MCC) dont le rotor est alimenté par un courant électrique de tension U et d'intensité I_c et qui fonctionne en moteur. Son excitation est dite séparée, c'est-à-dire que la bobine qui crée le flux inducteur est alimentée de manière indépendante par un courant d'intensité I_E . Si l'excitation était dite série, l'inducteur serait alimenté par le même courant que l'induit.

On se propose d'exprimer les variables mécaniques de sortie que sont le couple électromagnétique C_{em} et la vitesse de rotation de l'arbre du moteur Ω en fonction des variables électriques d'entrée que sont la tension et le courant d'alimentation de l'induit (respectivement U et I_c) ainsi que le courant d'alimentation de l'inducteur (I_E).

Les conducteurs logés à la périphérie du rotor se déplacent dans le champ créé par l'inducteur. Cela a pour effet d'induire une force électromotrice (f.e.m.), qui pour l'ensemble des conducteurs prend une valeur moyenne que l'on appelle E . L'expression de E est donnée par la relation suivante :

$$E = k \cdot \Omega \cdot \phi(I_E) \quad (5.2)$$

On voit que la f.e.m. dépend de la constante k (paramètre physique de la machine) et est proportionnelle à la fois à la vitesse de rotation Ω et au flux inducteur ϕ . Le flux inducteur s'il n'est pas créé par des aimants permanents est proportionnel au courant I_E .

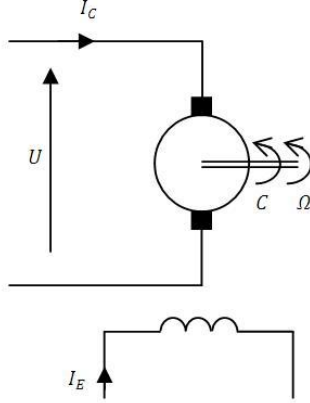


Figure 5-10 : MCC à excitation séparée

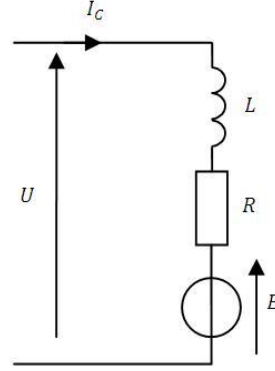


Figure 5-11 : Schéma électrique équivalent de l'induit (rotor)

Le moteur est alimenté par une tension U (tension d'alimentation de l'induit) et le courant qui le traverse est égal à I_c (Figure 5-10). En faisant l'hypothèse de la conservation des puissances, on peut écrire :

$$U \cdot I_c = C_{em} \cdot \Omega \quad (5.3)$$

La figure 5-11 correspond au schéma électrique équivalent de l'induit. En régime permanent, l'inductance L des bobinages n'intervient pas. Autrement dit, le terme $L \cdot \frac{dI_c}{dt}$ est nul. On a donc :

$$U = E + R \cdot I \quad (5.4)$$

➤ Couple électromagnétique

A partir des équations (5.2, 5.3 et 5.4) on obtient l'expression du couple électromagnétique en régime permanent :

$$C_{em} = k \cdot \phi(I_E) \cdot I_c + \frac{R \cdot I_c^2}{\Omega} \quad (5.5)$$

Le deuxième terme de l'expression est généralement négligeable pour les machines conventionnelles et lorsque la valeur de I_c est faible. On retiendra alors l'expression simplifiée du couple électromagnétique, en négligeant la résistance R de l'induit:

$$C_{em} = k \cdot \phi(I_E) \cdot I_c \quad (5.6)$$

On s'aperçoit qu'à flux constant, le couple est directement proportionnel au courant d'alimentation de l'induit, la pente de la caractéristique de couple étant donnée par k .

En remplaçant I_c , on obtient les caractéristiques de couple en fonction de la vitesse et de la tension :

$$C_{em} = -\frac{k^2 + \phi^2(I_E)}{R} \cdot \Omega + \frac{k \cdot \phi(I_E) \cdot U}{R} \quad (5.7)$$

A flux inducteur constant, ce sont des droites quasi verticales du fait de la faible valeur de la résistance R des conducteurs. Il en résulte donc un couplage très faible entre le couple et la vitesse de rotation.

➤ Vitesse de rotation

Comme pour le couple, on obtient pour la vitesse de rotation l'équation suivante :

$$\Omega = \frac{U - R \cdot I}{k \cdot \phi(I_E)} = \frac{U}{k \cdot \phi(I_E)} - \frac{R \cdot I_c}{k \cdot \phi(I_E)} \quad (5.8)$$

A flux inducteur constant, la vitesse de rotation est proportionnelle à la tension U et à l'intensité I_c . La faible valeur de la résistance R des conducteurs implique qu'approximativement, la tension U impose la vitesse de rotation.

Bilan

Une MCC est bien adaptée pour des applications spéciales telle que la robotique, qui nécessite un fonctionnement précis et rapide. On peut adopter à la fois des commandes: (1) en vitesse, par action sur la tension d'induit, qui est pratiquement proportionnelle à la vitesse de rotation (à courant d'excitation constant), (2) en couple par action sur le courant d'induit qui est pratiquement proportionnel au couple (à courant d'excitation constant).

Les variateurs de commande sont quant à eux de constitution simple, car il ne s'agit que de piloter une tension ou un courant continu.

Le découplage naturel du couple et de la vitesse est un atout pour la commande de systèmes. Cette caractéristique d'une MCC est recherchée dans les machines à courant alternatifs qui seront présentées plus bas.

5.1.2.2 Générateurs asynchrones

Principe de fonctionnement

Le moteur asynchrone triphasé est constitué d'un stator à 3 enroulements parcourus par des courants alternatifs de fréquence f et possède p paires de pôles. Le stator crée un champ tournant. On place un rotor métallique dans ce champ. Le rotor est alors le siège de courants de Foucault qui s'opposent à la rotation du champ statorique (loi de Lenz).

Le rotor se met en rotation, et sa vitesse va tendre asymptotiquement vers la vitesse du champ tournant Ω_s , appelée encore vitesse de synchronisme. S'il atteint cette vitesse de synchronisme, le champ tournant devient fixe par rapport au rotor. Vu du rotor, il n'y a alors plus de variation de champ et donc plus de courant induit : le couple produit est nul. Lorsque le rotor dépasse Ω_s , le stator tend à ra-

mener la vitesse du rotor vers la vitesse de synchronisme. Le stator s'oppose au mouvement, c'est un fonctionnement en génératrice. Le moteur asynchrone est réversible.

➤ Création du champ tournant

Le champ tournant est créé dans le stator (Figure 5-12). Si l'on considère le cas d'un moteur triphasé bipolaire (à $p = 1$ paire de pôles), technologie la plus répandue pour les faibles puissances, il apparaît trois bobines identiques, dont les spires sont logées judicieusement dans des encoches du rotor. Les axes physiques des bobines sont décalées d'un angle de $2\pi/3$. Ce décalage se retrouve aussi au niveau électrique, le branchement des bobines se faisant de sorte à obtenir un système triphasé équilibré direct²¹.

Au point M situé dans l'entrefer et repéré par

l'angle θ , on observe une variation temporelle du champ. De même, si on fait varier θ à un instant t , on observe une variation sinusoïdale du champ.

On obtient donc un champ tournant $B(\theta, t)$, qui est la somme des 3 champs élémentaires $B_i(\theta, t)$ induit par les 3 bobines ($B_1(\theta, t)$, $B_2(\theta, t)$ et $B_3(\theta, t)$ sur la figure). $B(\theta, t)$ «tourne» à la vitesse de synchronisme $\Omega_s = \omega$, ω étant la pulsation associée au courant d'alimentation et Ω_s étant la pulsation du champ magnétique tournant au niveau du stator. La vitesse de synchronisme est donc directement proportionnelle à la fréquence du courant d'alimentation des bobines et du nombre p de paires de pôles. Par extension, si $p > 1$, on a alors $\Omega_s = \omega/p$.

De même, il est possible d'introduire la vitesse de rotation du rotor Ω , qui en fonctionnement moteur est inférieure à Ω_s . On définit alors le glissement g , par la relation suivante :

$$g = \frac{\Omega_s - \Omega}{\Omega_s} \quad (5.9)$$

On remarquera que $g = 1$ lorsque le rotor est bloqué et $g = 0$ lorsque le rotor atteint la vitesse de synchronisme.

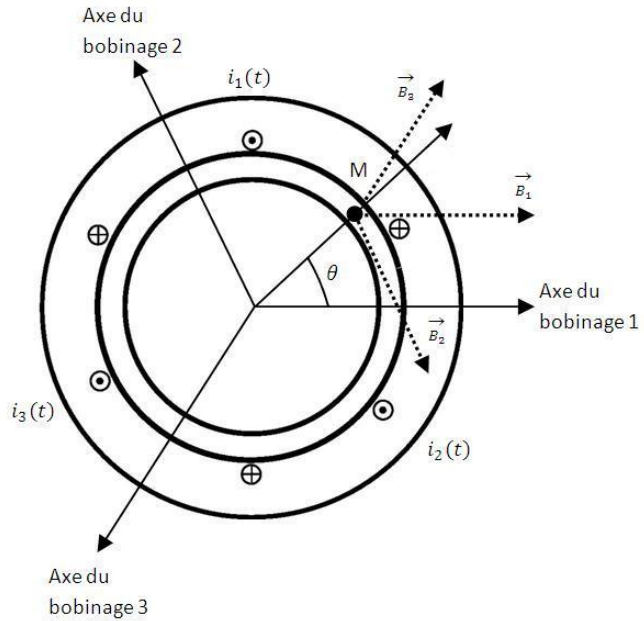


Figure 5-12 : Champs créés par 3 bobinages

²¹ Système triphasé équilibré direct: trois tensions sinusoïdales de même fréquence forment un système triphasé équilibré si leur décalage anti-horaire temporel est égal à 1/3 de période.

➤ Construction du rotor.

Les courants induits dans le rotor doivent être canalisés par des dispositifs conducteurs. Ces courants ont une pulsation ω_r , qui est définie à partir du glissement et de la pulsation électrique ω du stator, par la relation suivante:

$$\omega_r = g \cdot \omega \quad (5.10)$$

Généralement le rotor est en matériau ferromagnétique, ce qui limite les pertes magnétiques. De plus, il est feuilleté pour limiter les pertes internes par courant de Foucault. On retrouve deux types de rotor : les rotors à cage et les rotors bobinés.

Le *rotor à cage* (Figure 5-13) se compose de barres conductrices logées dans des encoches et reliées entre elles à chaque extrémité par un anneau conducteur. C'est ce type de rotor qui équipe le plus souvent les moteurs de faible puissance. Il est de construction simple, mais ses paramètres sont figés.



Figure 5-13 : Rotor à cage

Le *rotor bobiné* est quant à lui composé de bobines logées dans des encoches qui forment entre elles un système triphasé. Elles sont connectées à trois bagues conductrices et isolées entre elles, qui permettent un accès électrique au rotor. On peut ainsi faire varier les caractéristiques du rotor, pour obtenir par exemple des variations de vitesse, et donc piloter de façon optimale le système.

Caractéristique électromécanique

Pour appréhender le fonctionnement du moteur asynchrone (MAS) une modélisation électrique équivalente va permettre d'en dégager les principales caractéristiques.

Considérons que ce moteur se comporte comme un transformateur (Figure 5-14). On retrouve le bobinage du stator (une phase représentée), de résistance R_s , alimentée par une tension U . Le champ magnétique induit φ_s , traverse l'entrefer et induit un courant I_r dans le circuit du rotor de résistance R_r .

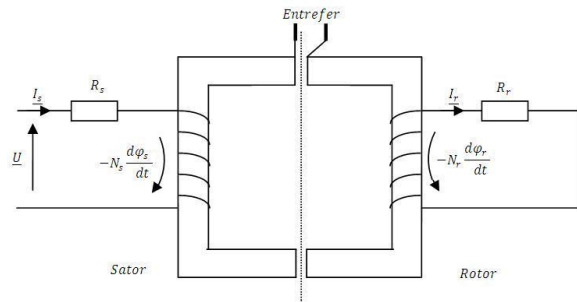


Figure 5-14 : Modélisation du MAS

Les forces électromagnétiques présentent au stator et au rotor sont respectivement :

$$fem_s = -N_s \frac{d\varphi_s}{dt} \quad (5.11)$$

et

$$fem_r = -N_r \frac{d\phi_r}{dt} \quad (5.12)$$

(N_s et N_r correspondent aux nombre d'enroulement au stator et au rotor).

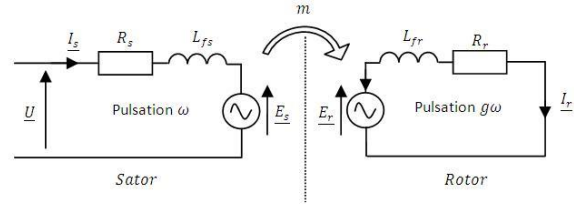


Figure 5-15 : Modélisation du MAS : Schéma électrique

Les schémas électriques corres-

pondants au stator et au rotor sont présentés figure 5-15. Ces schémas ont été établis en prenant en compte la résistance du circuit magnétique et les fuites du flux induit ϕ_s dans l'entrefer stator-rotor. Ces fuites sont modélisées par les inductances L_{fs} et L_{fr} .

On retrouve les f.e.m. $\underline{E_s}$ et $\underline{E_r}$, dont les expressions complexes sont :

$$\underline{E_s} = N_s \cdot j \cdot \omega \cdot \phi_s \quad (5.13)$$

$$\underline{E_r} = N_r \cdot j \cdot g \cdot \omega \cdot \phi_r \quad (5.14)$$

La pulsation des courants au rotor correspond à $\omega_r = g \cdot \omega$. On introduit le rapport de transformation m , qui permet d'exprimer $\underline{E_r}$ à partir de $\underline{E_s}$. En effet, si l'on pose $m = N_r/N_s$ alors on obtient la relation entre $\underline{E_r}$ et $\underline{E_s}$ suivante :

$$\underline{E_r} = g \cdot m \cdot \underline{E_s} \quad (5.15)$$

Par la suite, et pour simplifier la modélisation, il est commode d'exprimer toutes les grandeurs de la figure 5-15 du point de vue du stator. Ce schéma peut être transformé pour obtenir le schéma équivalent vu du stator, représenté figure 5-16.

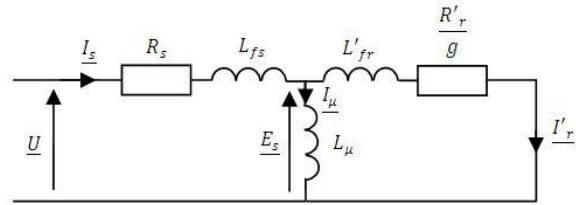


Figure 5-16 : Modélisation du MAS : Schéma équivalent ramené au stator

On a défini pour cela :

- la résistance rotorique ramenée au stator : $R'_r = R_r/m^2$,
- l'inductance rotorique ramenée au stator : $L'_r = L_r/m^2$,
- le courant rotorique ramené au stator : $I'_r = m \cdot I_r$.

En introduisant l'inductance magnétisante L_μ , on peut poser l'équation de liaison entre le rotor et le stator :

$$\underline{E_r} = j \cdot L_\mu \cdot (\underline{I_s} - m \cdot \underline{I_r}) \quad (5.16)$$

➤ Couple électromagnétique

On obtient le couple électromagnétique à partir de la puissance active transmise du stator au rotor diminuée des pertes par effet joule :

$$C = 3 \cdot \frac{p \cdot R'_r}{g \cdot \omega} \cdot I'_r \quad (5.17)$$

Le schéma équivalent (Figure 5-17) permet d'exprimer C en fonction de la tension d'alimentation U , relation obtenue en négligeant la chute de tension au stator :

$$C \approx 3 \cdot \frac{p \cdot R'_r}{\omega} \cdot \frac{g \cdot U^2}{(R'_r)^2 + (g \cdot L'_r)^2} \quad (5.18)$$

On peut donc à partir de cette relation dégager les caractéristiques suivantes :

- Pour des faibles valeurs de glissement, on admet que $g \cdot L'_r \ll R'_r$. Le couple varie donc linéairement en fonction du glissement (Figure 5-17).
- La valeur maximale du couple est obtenue pour $g = R'_r / L'_r$. C_{max} est indépendante de la valeur de la résistance rotorique.
- Le couple est nul pour un glissement nul
- Le couple de démarrage est obtenu pour $g = 1$

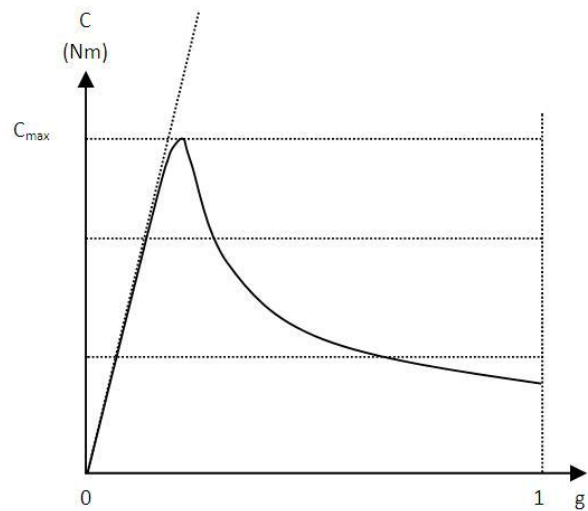


Figure 5-17 : Caractéristique de couple du MAS

➤ Vitesse de rotation.

Comme le montre la figure 5-17, la vitesse de rotation est étroitement liée au couple. On peut néanmoins remarquer que pour des valeurs de glissement faibles, la vitesse est proportionnelle au couple et décrit une droite de forte pente.

La valeur maximale de la vitesse de rotation est bornée par la vitesse de synchronisme Ω_s . Celle-ci, est fixée par le nombre de pôles p du moteur ainsi que la pulsation ω du courant d'alimentation (voir plus haut). Globalement il existe trois leviers qui permettent d'ajuster la vitesse de rotation du MAS:

- La fréquence du courant d'alimentation.
- La tension d'alimentation.
- La résistance rotorique dans le cas d'un rotor bobiné. Pour les faibles puissances, ce paramètre est figé (rotor à cage).

La variation de tension est simple à réaliser, mais dégrade le niveau de couple de la machine. De plus, selon la vitesse initiale du moteur, pour un niveau couple

donné, il existe 2 ou 3 points de fonctionnement stables. La variation de la fréquence du courant d'alimentation permet d'obtenir une large gamme de vitesse. Mais comme le couple est inversement proportionnel à cette fréquence, le couple se dégrade rapidement pour les basses vitesses. De plus le fonctionnement optimal de la machine est assuré pour un niveau de flux, qui dépend de la fréquence.

Pour une variation efficace de la vitesse il faut travailler à flux constant, i.e. garder le rapport U/ω constant. C'est ce que l'on appelle la commande scalaire. L'expérience montre que cette commande n'est pas performante pour les régimes transitoires ainsi que pour les basses vitesses. La commande vectorielle permet d'agir simultanément et de manière indépendante sur le flux et sur le couple. Celle-ci constitue la meilleure option pour la commande du MAS et donne de bons résultats. Cette méthode de commande ne peut être effectuée que de manière numérique, et sort du cadre de cette thèse.

➤ Bilan des puissances

A partir de la puissance active absorbée par le MAS, et selon la modélisation précédente, on peut établir un bilan des puissances, qui permet de retrouver la puissance mécanique utile sur le rotor (Figure 5-18).

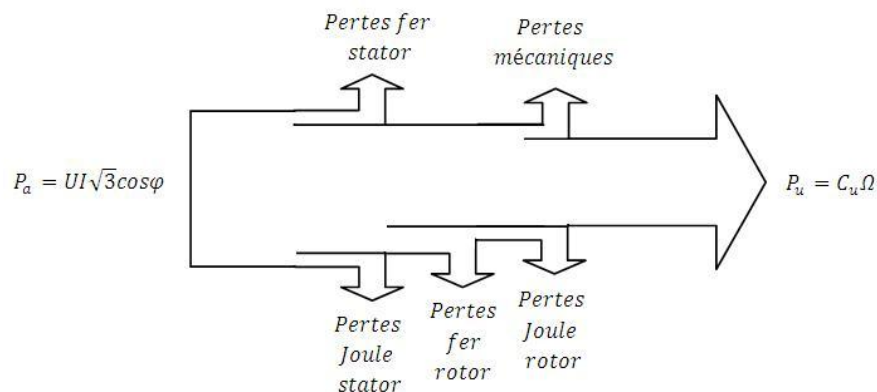


Figure 5-18 : MAS : Bilan des puissances

Bilan

Le MAS, de par ses caractéristiques n'est pas habituellement destiné à des applications requérant un contrôle de vitesse avec une précision élevée. Selon le type de commande (Cf. § 5.1.2.4) on arrive à des performances assez satisfaisantes, comme le détaille le tableau 5-1 :

lois de commande	gamme de vitesse	précision de vitesse	couple à l'arrêt	applications
convertisseurs de fréquence E/F	1 à 10 1 à 20	$\pm 1\%$	non	pompes centrifuges - ventilateurs - compresseurs convoyeurs - transporteurs à bande - extracteurs agitateurs - broyeurs - presses (volant)
contrôle vectoriel de flux sans capteur	1 à 100	$\pm 1\%$	non	pompes doseuses levage/manutention machines à cycles machines d'emballage et de conditionnement
contrôle vectoriel de flux avec capteur	1 à 100 1 à 1000	$\pm 0.01\%$	oui	levage lourd manutention automatisée avec positionnement précis aménagement de presse

Tableau 5-1 : Convertisseurs de fréquence pour MAS [Peers, 1997]

5.1.2.3 Générateurs synchrones

Principe de fonctionnement

Le stator du moteur synchrone est rigoureusement le même que pour le moteur asynchrone. Lorsque le bobinage statorique est connecté à une source de tension triphasée de pulsation ω , il est parcouru par des courants de pulsation ω qui engendrent dans l'entrefer un champ magnétique tournant à la vitesse angulaire $\Omega_s = \omega/p$. Il constitue l'induit de la machine.

Le rotor, pour les machines de faible puissance, est constitué d'aimants permanents qui créent un champ magnétique fixe par rapport à lui-même, tournant donc à la vitesse du rotor Ω . C'est l'inducteur de la machine. Pour des puissances plus élevées le champ magnétique au rotor est créé par un bobinage. Cela nécessite l'alimentation du rotor par une source de courant continu, et donc la présence de collecteurs, qui ne se justifie que pour les grandes puissances. [Grenier, et al., 2001]

Le champ rotorique, comme le montre la figure 5-19, tend à s'aligner sur le champ statorique. Il en résulte un couple mécanique.

Si le rotor tourne à une vitesse différente du champ statorique, le couple change alors sans cesse de signe selon que le champ rotorique précède ou suit le champ statorique. Le couple moyen est alors nul.

Lorsque l'on entraîne le rotor à une vitesse angulaire Ω , on induit un courant de pulsation ω au niveau des bobines du stator. C'est un fonctionnement en mode générateur.

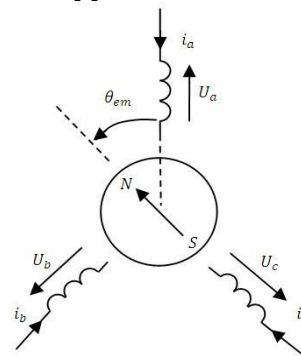


Figure 5-19 : Schéma de principe d'une machine synchrone

Caractéristique électromécanique

➤ Couple électromagnétique

On appelle $\vec{B}_r$ le champ magnétique rotorique créé par l'aimant permanent et φ_r le flux magnétique correspondant. De même on appelle $\vec{B}_s$ le champ magnétique tournant induit par le stator et φ_s le flux magnétique correspondant. On définit θ l'angle orienté entre $\vec{B}_r$ et $\vec{B}_s$.

Le couple électromagnétique résultant s'exprime à partir de la relation suivante :

$$C_{em} = K \cdot \varphi_r \cdot \varphi_s \cdot \sin\theta \quad (5.19)$$

K est ici une constante associée à la machine.

On voit que le couple électromagnétique dépend de l'angle entre les champs rotorique et statorique. Il atteint une valeur maximum pour un angle θ de 90° . Dans le cas d'un moteur à aimants permanents, le flux φ_r est constant. Le fonctionnement optimal du moteur correspond à l'angle de 90° , de façon à minimiser le flux φ_s , et donc d'optimiser le rendement de conversion de la machine.

Pour faire varier le couple, il convient d'ajuster le flux induit φ_s , cela en ajustant le courant d'alimentation du stator. On remarque alors que le couple est l'image de l'intensité d'alimentation à un facteur de proportionnalité près.

➤ Vitesse de rotation

Le rotor du moteur tourne ainsi de façon synchrone avec le champ tournant induit par le stator. La seule façon de faire varier la vitesse de rotation est donc de faire varier la pulsation du courant d'alimentation du stator.

On a par conséquent :

$$\Omega = \Omega_s = \omega/p \quad (5.20)$$

On voit que le moteur synchrone ne peut démarrer seul lorsqu'il est couplé sur un réseau à fréquence fixe (50Hz par exemple). Cela imposerait une accélération infinie du rotor, qui ne peut pas suivre le champ tournant. Il convient donc, lors des démarrages d'augmenter progressivement la fréquence du courant d'alimentation du moteur, jusqu'à atteindre la vitesse de fonctionnement du système.

A cet effet, on procède habituellement à la mesure de la position du rotor au moyen d'un résolveur. Celui-ci détecte le décalage angulaire entre le rotor et le stator, et en informe le variateur. Ce dernier modifie en conséquence le courant d'alimentation du moteur afin de retrouver le déphase de $\theta = 90^\circ$. Le moteur est dit **autopiloté**.

Bilan

Comme indiqué plus haut, le moteur synchrone ne fonctionne qu'associé à un variateur de fréquence. Cet aspect, qui fût autrefois une contrainte, a été résolu avec l'apparition des variateurs électroniques (Cf. ci-dessous). Ce type de moteur présente des performances qui égalent maintenant celles d'un moteur de type MCC.

Ce dernier est actuellement préféré à la MCC, car, lorsqu'il est équipé d'aimants permanents, il ne demande aucun entretien. De plus sa production en série a entraîné une baisse notable des coûts, qui le rend plus abordable que son concurrent.

5.1.2.4 Les variateurs électroniques

S'il est aisé de commander le moteur à courant continu (ce qui a favorisé son développement pour les applications demandant une grande précision), il n'en va pas de même pour les moteurs synchrone ou asynchrone. Les variateurs électroniques remplissent cette fonction commande, et agissent en convertisseur d'énergie électrique. Le variateur fait partie intégrante du système de commande de l'hydrolienne, et doit être choisi à partir de critères, qui doivent correspondre à notre d'application. Sa structure est fonction :

- de la nature du réseau d'alimentation,
- du type de moteur,
- des niveaux de tension et de courant,
- des performances exigées : gamme de vitesse, précision, réversibilité...

On retrouve ainsi 4 grandes familles de variateurs, aux différentes propriétés :

- Le **hacheur** : il permet à partir d'une source de courant continu, de fournir un courant continu dont on contrôle la valeur moyenne de la tension.
- Le **redresseur** : il permet à partir d'une source de courant alternatif, de fournir un courant continu dont on contrôle la valeur moyenne de la tension.
- Le **gradateur** : il permet à partir d'une source de courant alternatif, de fournir un courant alternatif dont on contrôle la valeur efficace de la tension. La fréquence de sortie est fixe et est égale à la valeur de la fréquence d'entrée.
- Le **convertisseur de fréquence** : il permet à partir d'une source de courant alternatif (fixe), de fournir un courant alternatif (variable) dont on contrôle la fréquence et la valeur efficace de la tension.

L'ensemble « moto-variateur » constitue un couple qui doit satisfaire les exigences spécifiées par le cahier des charges (Cf. tableau 3-2).

5.1.2.5 Synthèse

On retiendra que pour les applications standards, tous les critères sont favorables aux moteurs alternatifs. Seuls la précision, la gamme de vitesse et parfois les cycles de fonctionnement favorisent le choix d'un moteur à courant continu. Les progrès fait sur les variateurs permettent dans la plupart des cas, pour ces applications spéciales, de se tourner vers le moteur synchrone autopiloté. Une synthèse pour le choix du couple moto-variateur est proposée dans le tableau 5-2.

Pour l'application développée au cours de cette thèse, le moteur synchrone-autopiloté, associé à un convertisseur de fréquence, a été choisi parce qu'il offre les caractéristiques suivantes :

- la **précision** nécessaire pour les mesures de couple et de puissance sur l'hydraulienne ;
- la **gamme de vitesse** assurant un fonctionnement optimal entre 0 et 1500 trs/min ;
- les **quadrants de fonctionnement** qui permettent de fonctionner dans un sens de rotation comme dans l'autre, et indifféremment en moteur ou en générateur ;
- les valeurs de **puissance** à atteindre qui laissent l'opportunité de choisir un modèle « brushless » (cf. § 5.1.2.3), simple et sans entretien ;
- une **tension d'alimentation** qui permet de se raccorder au réseau électrique du laboratoire, et qui ne nécessite pas d'installation complémentaire.

Fonctions recherchées	Moteur		Type de variateur	Gamme de vitesse	Applications caractéristiques
	Standard	Spécial			
Démarrage	Asynchrone		Gradateur		Ventilateur-pompes
		Asynchrone à cage résistante			Convoyeurs
Variation de vitesse sans régulation	Asynchrone		Gradateur	1 à 3	Levage ventilation
			Convertisseur de fréquence	1 à 50	Applications diverses ne nécessitant pas de précision
Variation de vitesse avec régulation		Asynchrone à bagues	Gradateur	1 à 20	Gros levage
	Asynchrone		Convertisseur de fréquence	1 à 50	Applications diverses ne nécessitant pas de précision élevée et de cycles intensifs
		Synchrone	Convertisseur de fréquence	1 à 10000	Robotique machine outil
	Continu		Redresseur contrôlé	1 à 300	Applications nécessitant une grande plage de variation de vitesse, une grande précision, des cycles intensifs.
			Hacheur	1 à 10000	Petite puissance : robotique machine outil positionnement Grande puissance : traction

Tableau 5-2 : Choix du couple moteur-variateur [Peers, 1997]

5.2 Implantation de la génératrice sur la balance de mesure d'effort

L'intégration d'une génératrice électrique dans un système mécanique ne suit pas de règles spécifiques. Il s'agit avant tout de transmettre couple et vitesse de l'hydraulienne à la génératrice. Compte tenu de la nature de notre système et du

nombre important de fabricants de moteurs électriques, plusieurs options se présentaient. Deux types d'architectures d'implantations furent retenus : (1) à deux lignes d'arbres en parallèle et (2) à une ligne d'arbre, cette dernière pouvant donner lieu à 3 possibilités selon la génératrice choisie. Il en a donc résulté 4 cas différents sur lesquels ont été exercés dix critères discriminants afin d'aboutir au choix final ; ces critères sont :

- l'adéquation avec le niveau de couple caractéristique de l'hydrolienne,
- l'adéquation avec la plage de vitesse de rotation de l'hydrolienne,
- les pertes énergétiques dans la chaîne de transmission de couple,
- la rigidité de la chaîne de transmission de couple,
- la possibilité de mesurer le couple,
- la possibilité de mesure de la vitesse de rotation,
- le poids,
- l'encombrement,
- la simplicité du système vis-à-vis de la mise en œuvre, du montage et de l'entretien,
- le coût.

5.2.1 Les différentes architectures envisagées

5.2.1.1 Montage parallèle à deux lignes d'arbre

Dans cette configuration (Figure 5-20), l'arbre relié à l'hydrolienne et l'arbre de la génératrice sont distincts et placés en parallèle. L'ensemble est posé sur une platine qui repose sur les 4 plots de mesure piézoélectriques. L'arbre de l'hydrolienne est en liaison pivot par rapport à la platine. La génératrice est fixée sur la platine par l'intermédiaire d'un élément support. Pour transmettre le couple d'un arbre à l'autre, plusieurs solutions ont été envisagées : un système de poulie-courroie crantée, un système à engrenage ou un encore système de transmission par chaîne.

Les deux principaux avantages de cette configuration sont (1) que l'on peut choisir le rapport de vitesse entre la génératrice et l'hydrolienne et (2) que la hauteur du système peut être minimisée, ce qui est important pour conserver une fréquence propre optimale de la structure de mesure.

Plusieurs obstacles ont été soulignés. La liaison entre les deux arbres pose le problème de la quantification des pertes énergétiques, qui devient nécessaire si la mesure de couple se fait au niveau de la génératrice. La « rigidité » de la liaison, si elle est insuffisante, peut entraîner des difficultés d'asservissement et de légers décalages angulaires entre les deux arbres lors de phases d'accélération ou de décélération. Tous ces éléments, ajoutés à un encombrement assez important et un poids total important, ont conduit à écarter cette configuration.

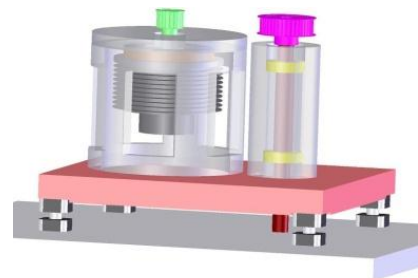


Figure 5-20 : Montage parallèle

5.2.1.2 Montage série à une ligne d'arbre

➤ Génératrice à architecture traditionnelle

Une génératrice, telle que vendue dans le commerce (Figure 5-21), comporte les éléments suivants : un arbre de sortie, un système de refroidissement à air ou par liquide, un boîtier permettant le câblage ainsi qu'un système de fixation.

Ce type de génératrice impose d'utiliser l'architecture suivante (Figure 5-22): l'arbre de l'hydrolienne est en liaison pivot (boîtier à roulement) par rapport à la platine. Entre ce boîtier à roulement et la génératrice, peut être interposé un couplomètre permet-

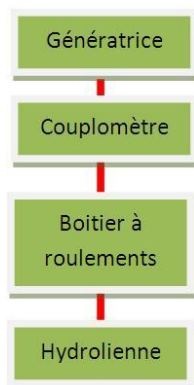


Figure 5-22 :
Implantation des composants

tant de mesurer de façon précise le couple. Les arbres sont reliés par des dispositifs d'accouplement qui peuvent être de différentes natures : accouplement direct avec éléments d'interposition (type clavette, vis de pression ou goupille) ou joint d'accouplement élastique. L'avantage principal de cette architecture est la possibilité d'adjoindre un dispositif de mesure de couple indépendant de la génératrice et de la platine de mesure piézoélectrique. En revanche, l'empilement des éléments sur un même arbre confère à l'ensemble une certaine hauteur qui diminue la fréquence propre de la structure. Cela est d'autant plus critique que l'élément le plus lourd (génératrice) est placé à l'extrémité supérieure de la chaîne. De plus, l'accouplement de trois éléments possédant chacun leur propre arbre et guidage, implique une coaxialité parfaite des éléments, sous peine d'introduire des efforts parasites ainsi que de rendre le montage fastidieux. Les dispositifs d'accouplements doivent quant à eux présenter une rigidité en torsion suffisante, tout en minimisant les pertes énergétiques.

➤ Génératrice à arbre creux

La figure 5-23 est un moteur générateur à arbre creux débouchant. Il permet d'opter pour un placement en « sandwich » entre deux composants, ce qui conduit à l'architecture figure 5-24. La génératrice est intégrée entre un roulement inférieur et un roulement supérieur qui composent à eux deux la liaison pivot de l'arbre de l'hydrolienne. Le couple est transmis à l'arbre creux de la génératrice par interposition d'un élément d'arrêt



Figure 5-21 : Moteur-générateur



Figure 5-23 : Moteur-générateur à arbre creux

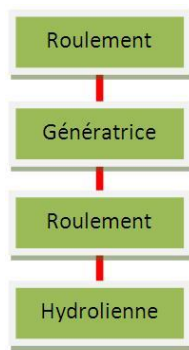


Figure 5-24 :
Implantation des
composants

(Clavette, vis de pression ou goupille) ou directement par frettage.²²

Cette configuration permet d'optimiser au maximum la hauteur de la structure, lui conférant ainsi une fréquence propre optimale. La réduction des composants de la chaîne de transmission de couple confère une bonne rigidité en torsion à cette chaîne. Cela implique néanmoins une bonne coaxialité des arbres de la turbine et de la génératrice, car la présence du guidage en rotation de l'arbre de la génératrice est redondante avec celui de l'hydrolienne. On pourra rajouter que ce type de génératrice étant destinée à des applications très particulières, cela augmente considérablement le coût du composant.

➤ Génératrice à éléments séparés

Dans l'architecture de la génératrice à arbre creux précédente, il est apparu l'équivalent de deux liaisons pivots pour au final ne guider qu'un arbre. Cette redondance entraîne un degré de statisme²³ du mécanisme important, qui peut poser des problèmes de fonctionnement. On notera que dans tous les cas, il n'est pas possible d'utiliser directement le palier de la génératrice pour maintenir l'arbre. En effet, ces paliers, dont on ne contrôle pas le jeu de fonctionnement, ne peuvent offrir une rigidité de liaison suffisante, et ne sont pas destinés à supporter des efforts axiaux ou radiaux.

La figure 5-25 présente un exemple de montage d'une génératrice à partir d'éléments séparés, à savoir d'un rotor et d'un stator. Il est alors possible de contrôler de manière optimale les caractéristiques de la liaison pivot qui relie l'arbre de l'hydrolienne et le bâti fixe. On peut ainsi ajuster la rigidité de la liaison, sa précision en terme de guidage par le choix de roulements de précision ainsi que d'estimer au mieux les frottements internes, qui peuvent dégrader la précision de la mesure de couple.

En contrepartie, cette architecture nécessite de concevoir et de fabriquer le logement pour le stator ainsi que l'arbre permettant de recevoir le rotor, tout cela, en intégrant les préconisations du fabricant.

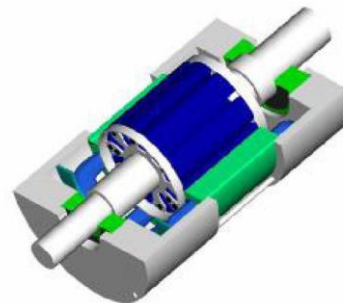


Figure 5-25 : Montage d'un moteur-
générateur en « kit »

²² Procédé d'assemblage de deux pièces. La première pièce est insérée dans le logement de la deuxième dont les dimensions sont légèrement inférieures. Il existe après montage une pression de contact entre les surfaces de contact des deux pièces, qui grâce au coefficient de frottement entre les deux matériaux, permet de transmettre des efforts d'une pièce à l'autre.

²³ On parle d'hyperstatisme lorsque les inconnues de liaisons dans un mécanisme sont plus nombreuses que le nombre d'équations issues du principe fondamental de la statique.

5.2.2 Architecture retenue pour l'implantation du générateur électrique

Le tableau 5-3 passe les différentes architectures d'implantation au filtre des dix critères énoncés ci-dessus.

	Montage en parallèle	Montage en série		
Critères	Génératrice à architecture traditionnelle	Génératrice à architecture traditionnelle	Génératrice à arbre creux	Génératrice à éléments séparés
Adéquation avec le niveau de couple de l'hydrolienne	+	+	++	+++
Adéquation avec la vitesse de rotation	+++	++	++	++
Pertes énergétiques de la chaîne de transmission de couple	-	+	++	+++
Rigidité de la chaîne de transmission de couple	-	+	++	+++
Possibilité de mesurer le couple	+	++	+	+
Possibilité de mesurer la vitesse de rotation	++	++	+++	+++
Poids	-	+	++	+++
Encombrement	-	+	++	+++
Simplicité du système	-	+++	+++	+
Coût	-	+++	-	+

Tableau 5-3 : Critères pour le choix de l'architecture d'implantation de la génératrice

La solution d'une génératrice en « kit » paraît la plus appropriée et un moteur générateur de marque Parvex a donc été choisi (Figure 5-26). Le rotor est directement freiné sur l'arbre de l'hydrolienne. L'arrêt en translation se fait par un épaulement au niveau inférieur. Le maintien en position est assuré par un système d'entretoise surmontée d'un écrou « Nylstop ». Il en va de même pour le rotor, qui est freiné dans son logement. On notera la présence du boîtier à roulements réalisant la liaison pivot entre l'arbre de l'hydrolienne et la platine de mesure. La présence d'un roulement supérieur est rendue nécessaire de par les contraintes de coaxialité entre le rotor et stator (conditions de non interférence) et la grande longueur d'arbre. Il permet ainsi une meilleure précision de guidage de l'arbre. Pour permettre l'asservissement de la génératrice et assurer l'autopilotage du moteur synchrone, un capteur de position et de vitesse est nécessaire. Pour remplir cette fonction, un résolveur en bout d'arbre a été installé.



Figure 5-26 : Rotor et stator de la génératrice.

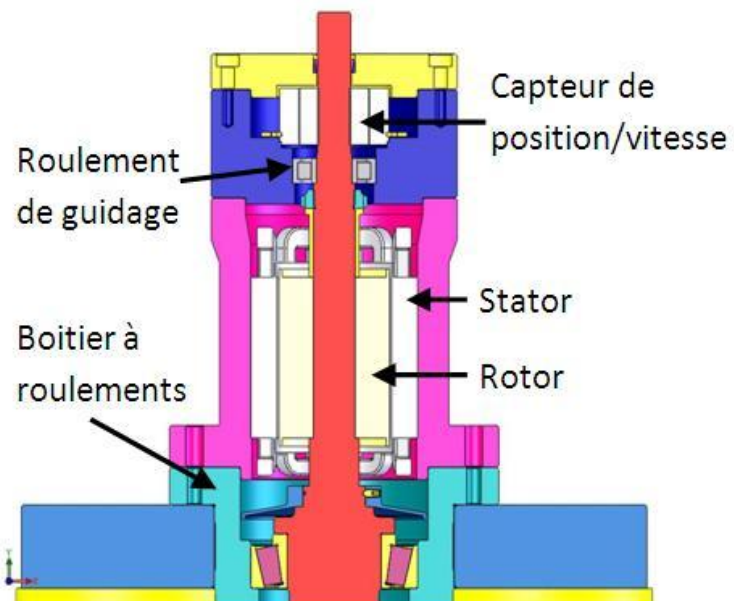


Figure 5-27 : Implantation de la génératrice sur le système de mesure d'effort

5.3 Caractéristiques du moto-variateur de commande de l'hydrolienne

L'ensemble moto-variateur qui a été choisi, est conçu et fabriqué par la société Parvex. (Groupe Parker). Ce fabricant est un des seuls à proposer un moteur dont le stator et le rotor sont livrables en pièces détachées, et qui répond à toutes nos attentes. Le variateur proposé par le constructeur répond lui aussi parfaitement à nos attentes et est dispose d'un logiciel de commande à installer sur PC. Sont détaillées dans les paragraphes suivants les caractéristiques principales de l'ensemble.

5.3.1 Caractéristiques de la génératrice

La génératrice (voir aussi annexe A : moteur NX430) est du type synchrone commandé à aimants permanents (« brushless »). Le tableau 5-4 récapitule ses principales caractéristiques mécaniques, qui sont comparées aux besoins identifiés dans le cahier des charges pour l'entraînement des turbines testées dans la section d'essai.

Génératrice		Turbine	
Couple nominal C_{nom}	5,22 Nm	4 Nm	Couple maximum (estimé)
Vitesse de rotation N_{nom}	1700 trs/min	1500 trs/min	Vitesse de rotation maximum (estimée)
Puissance P_{nom}	930 W	<500 W	Puissance maximum (estimée)
Inertie du rotor	$42,60 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$	Tableau 5-4 : Caractéristiques de la génératrice NX430	
Coefficient de couple	$1.95 \text{ Nm/A}_{(rms)}$		

5.3.2 Variateur de commande de la génératrice

Les caractéristiques générales du variateur sont regroupées dans le tableau 5-5:

Type	Réseau	Puissance contrôlable	Courant permanent (crête sinus)	Courant maximum (crête sinus)
DLD 4/8	230V/Mono 50HZ/60Hz	750W	4A	8A

Tableau 5-5 : Variateur Parvex DLD 4/8

Son principe général de fonctionnement est présenté dans le synoptique ci-dessous (Figure 5-28). Il comporte deux parties distinctes :

- La partie **alimentation** de puissance, qui transforme la tension du réseau (230V-50Hz) en une tension continue de 325V et la fournit au pont de puissance, pour l'alimentation du moteur. On retrouve également un transformateur qui produit les alimentations auxiliaires nécessaires aux régulations. Cette partie assure le fonctionnement dans les quatre quadrants du moteur. De plus, comme notre système est destiné à fonctionner la plupart du temps en mode générateur, il a été nécessaire d'intégrer une résistance de dissipation d'énergie complémentaire. (non représentée)
- La partie **gestion des surveillances et commande d'axe**. C'est à cette dernière que l'on impose les valeurs consignes de vitesse ou de couple désirées. On notera, qu'il est possible de fixer ces valeurs soit par le logiciel installé sur le PC, soit par une entrée analogique qui permet de fonctionner de manière autonome, sans passer par l'intermédiaire du PC. A noter que toutes les protections et sécurités fonctionnent sans l'intermédiaire du PC. Le variateur, pour des questions de sécurité est donc une entité totalement autonome.

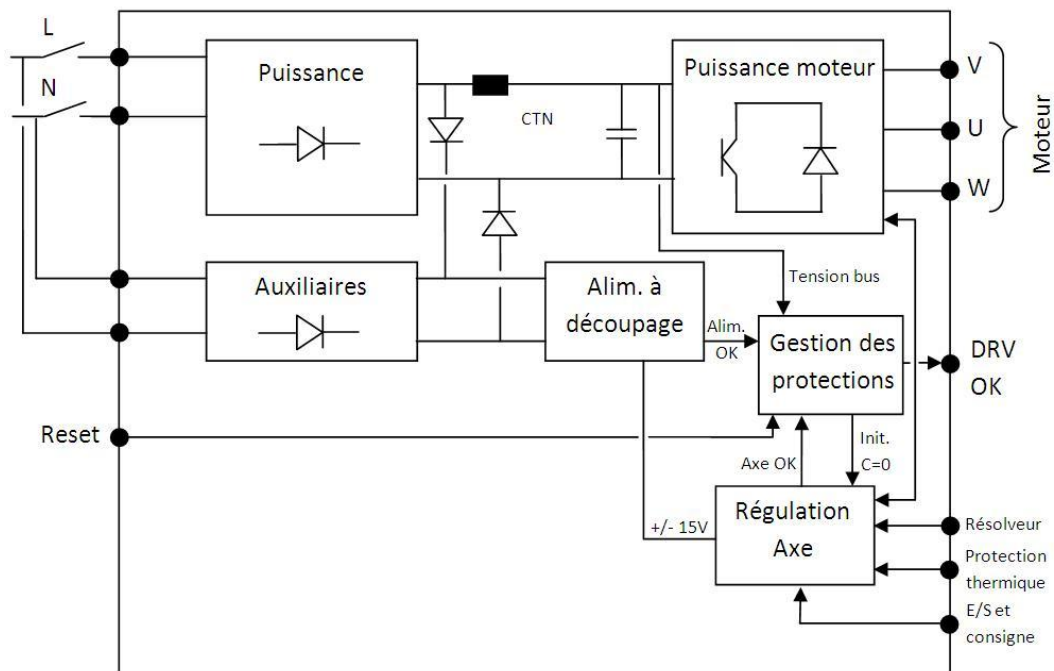


Figure 5-28 : Synoptique du variateur (alimentation, commande d'axe et gestion des surveillances)

5.3.3 Interface « utilisateur/génératrice » & acquisition des grandeurs physiques caractéristiques liées à la génératrice

5.3.3.1 Paramètres de réglage de l'asservissement

Les paramètres de personnalisation de l'ensemble moteur-variateur sont introduits lors de la mise en service, à l'aide d'un PC, par le logiciel fourni par le constructeur (Digivex). Le canevas de réglage est présenté par le synoptique en figure 5-29 (voir aussi annexe B). Deux types de régulation sont possibles : (1) soit on fixe une consigne de courant (donc de couple) ou (2) soit on fixe une consigne de vitesse.

Dans le cas (1) on choisit ensuite une limitation du courant I et un filtre du deuxième ordre. Dans le cas (2) on impose les limitations nécessaires (comme la vitesse de rotation maxi, le sens de rotation, le courant maxi...). En fonction de la charge entraînée, on peut procéder au réglage de l'asservissement en ajustant la valeur des correcteurs (P, PI, ou PI^2). On a de plus la possibilité d'affiner ces réglages par l'usage de prédicteurs, qui prennent en compte l'inertie de l'arbre, les frottements ou encore les accélérations attendus des éléments en rotation. Les stratégies de réglage de l'asservissement seront précisées dans le chapitre 6.

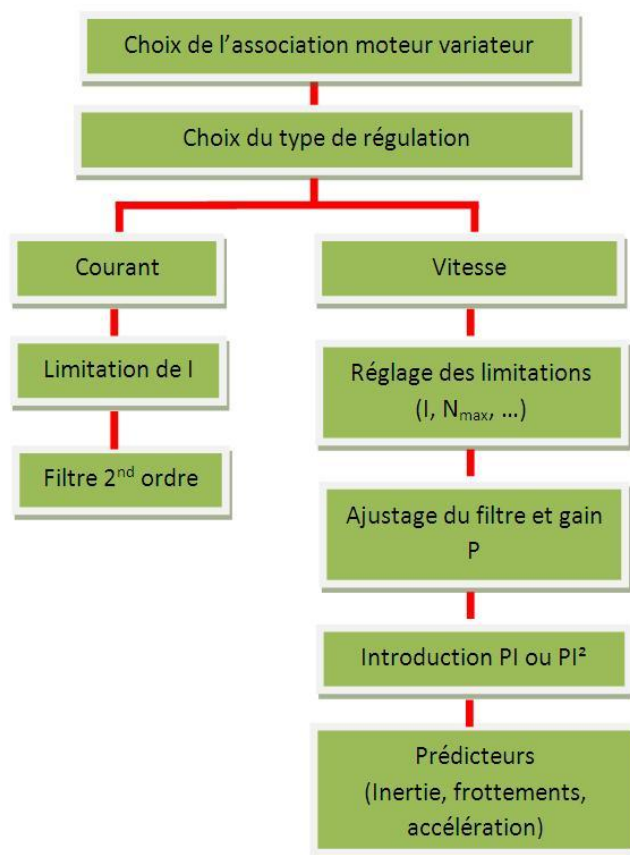


Figure 5-29 : Procédés de réglage des paramètres du moto-variateur

5.3.3.2 Valeurs consignes de vitesse ou de courant

Pour la commande effective de la génératrice, l'utilisateur dispose de deux choix distincts :

- Passer par une interface PC et fixer, grâce au logiciel Digivex, la valeur consigne de la vitesse de rotation, ou la valeur consigne du courant. Il est par ailleurs possible de choisir des lois d'entrée à évolution variable telles qu'une impulsion, un échelon, une rampe ou encore un signal en créneaux. (Cela apparaîtra par la suite très utile pour le réglage efficace des paramètres des correcteurs de la boucle de régulation en fonction du type de turbine utilisée).
Une interface de commande développée sous LabVIEW, permettant la commande de la génératrice, mais aussi l'acquisition de données sera en outre présentée plus loin (Cf. chapitre 6).
- Fonctionner sans l'interface PC, en passant par des entrées analogiques. Cela laisse la possibilité d'utiliser un générateur de fréquence pour la commande du moteur.

5.3.3.3 *Visualisation et acquisition des grandeurs physiques liées à la génératrice*

Toutes les variables liées à la génératrice, comme l'allure de la tension ou du courant délivrés, sa vitesse de rotation, la position angulaire du rotor, etc., sont observables en temps réel grâce à un oscilloscope intégré au logiciel Digivex. En revanche pour l'acquisition de ces données, il existe comme précédemment, deux choix distincts :

- Passer par le logiciel Digivex, qui propose des acquisitions dont la fréquence d'échantillonnage peut être choisie (de 1 ms à quelques s) mais dont le nombre de points est limité à 512.
- Passer par 2 sorties analogiques (Sorties DAC), qui permettent soit d'utiliser un oscilloscope ou encore une carte d'acquisition raccordée à un PC et gérée par LabVIEW (Cf. chapitre 6).

5.4 *Mesure du couple de l'hydrolienne au moyen de la génératrice électrique*

L'estimation du rendement d'une hydrolienne passe par la mesure de couple fourni par l'hydrolienne, associée à la mesure de sa vitesse de rotation. L'obtention de la vitesse est aisée, et se fait à l'aide d'un résolveur (Cf. §5.3.1). Il n'en va pas de même du couple. L'architecture de notre instrumentation permet d'obtenir cette grandeur physique par deux voies distinctes et indépendantes : (1) par mesure des efforts à l'aide de la balance de mesure et (2) par le biais de la génératrice. Cette deuxième possibilité, qui a semblé la plus raisonnable, tant au niveau des délais que de la précision, est étudiée dans ce paragraphe.

5.4.1 **Relation entre les grandeurs électriques et le couple mécanique**

On a montré dans le paragraphe 5.3, qu'il était possible d'estimer le couple fourni par la génératrice à partir des grandeurs électriques mesurées par le système de commande de la génératrice. Ce préalable est nécessaire pour obtenir le couple utile fourni par une turbine C_u (ou couple hydrolienne C_h).

5.4.2 **Caractérisation de la chaîne de mesure de couple**

Pour remonter jusqu'au couple développé par l'hydrolienne C_h , appliquons le principe fondamental de la dynamique à l'ensemble $\{E\}$ des éléments tournants. Cet ensemble que l'on suppose infiniment rigide, est constitué des éléments suivants :

- l'arbre,
- le rotor de la génératrice,
- le rotor du résolveur,
- chacune des bagues intérieures des 3 roulements,
- la turbine et ses éléments additionnels (vis, anneaux éventuels, etc.),

- l'arbre de « symétrie » pouvant être monté en bout de turbine.

L'équation des moments en projection sur l'axe de rotation, permet d'exprimer le couple C_h en fonctions des couples résistants, de l'accélération angulaire de l'ensemble des éléments tournants, ainsi que de leur inertie équivalente.

Le bilan des efforts conduit à distinguer 3 couples s'appliquant l'ensemble $\{E\}$ (Figure 5-30) :

- le couple C_h développé par l'hydrolienne,
- le couple C_g récupéré par la génératrice,
- l'ensemble des couples de frottement rassemblés sous le terme C_f .

Divers éléments sont à l'origine de ce dernier terme. On distingue ainsi les couples de frottement créés par :

- le joint d'étanchéité,
- le boîtier à roulements,
- le roulement supérieur de guidage,
- le résolveur.

L'équation qui régit le mouvement est donc la suivante :

$$C_h + C_f + C_g = I_{eq} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (5.21)$$

C_g , C_f , C_h et ω sont ici des valeurs algébriques. I_{eq} , qui correspond à une inertie a une valeur toujours positive.

La mesure du couple fourni à un instant t par la génératrice nécessite une étape préalable, qui est l'identification des différents termes qui composent l'équation précédente.

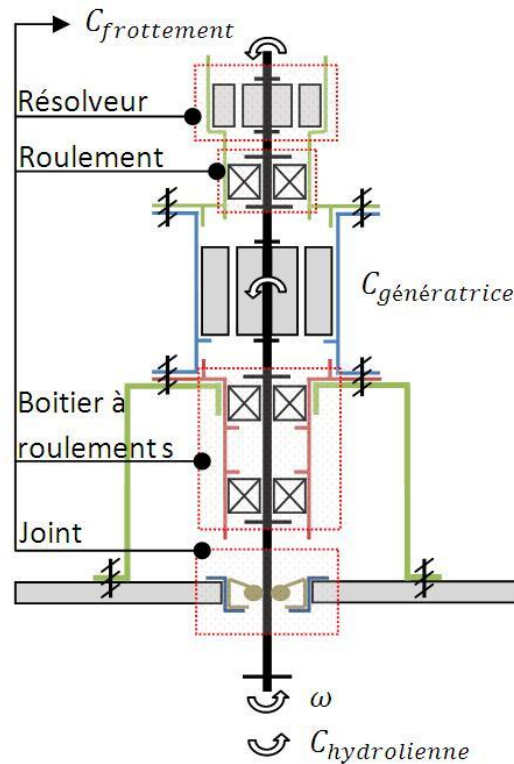


Figure 5-30 : Schéma d'architecture de la balance de mesure

5.4.3 Paramètres à identifier pour permettre la mesure du couple

5.4.3.1 Coefficient de couple

Le couple de la génératrice est lié à l'intensité du courant délivré par une constante de couple. La valeur de cette constante est donnée par le constructeur de l'appareil. Dans le paragraphe 6.2.1 on vérifiera expérimentalement la valeur de cette constante, et on identifiera les paramètres pouvant influencer sa détermination.

5.4.3.2 *Couples résistants*

Dans le paragraphe précédent, des différents couples qui s'opposent au mouvement de rotation de l'arbre ont été repérés.

Il est nécessaire, pour chacun de ces couples, d'en déterminer précisément le niveau ainsi que les paramètres dont ils sont dépendants. (Vitesse de rotation, position angulaire de l'arbre, température, etc.). Le chapitre suivant expose la manière dont ont été déterminés les couples résistants.

5.4.3.3 *Accélération angulaire de l'arbre*

L'accélération angulaire de l'arbre a une influence déterminante sur la mesure instantanée de couple. Si les mesures sur une turbine sont en théorie effectuées en régime établi (qui signifie dans ce cas que la dérivée temporelle de ω est nulle), il est bien évident que le système réel ne se comporte pas rigoureusement de cette façon.

En effet, lorsque l'on impose une valeur consigne fixe pour le paramètre ω , par le biais du système de commande de la turbine, la dynamique du système d'asservissement induit en fait de petites fluctuations autour de la valeur consigne. Il y a donc une variation instantanée de la vitesse angulaire, qu'il faudra prendre en compte lors de l'estimation du couple instantané C_h .

On pourra noter que cela n'affecte pas la valeur moyenne du couple calculée sur un nombre de révolutions de la turbine suffisamment grand. L'accélération angulaire de l'arbre n'affecte donc pas les calculs du rendement et de la puissance moyenne.

5.4.3.4 *Synchronisme des signaux*

Il sera important de vérifier si, lors d'une phase d'acquisition, il n'y a pas de déphasage (retard) entre les différents signaux.

6 *Mesure sur maquette en tunnel hydrodynamique*

Dans le troisième chapitre, figure un cahier des charges définissant les besoins de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique qui a été établi afin de caractériser les maquettes de turbines d'hydrolienne (modèle réduit). Les chapitres 4 et 5 exposent les choix technologiques retenus pour le système de mesure des efforts hydrodynamiques s'appliquant sur la turbine ainsi que pour le système de dissipation d'énergie et de régulation de la turbine. La possibilité de mesurer le couple fourni par la turbine avec la génératrice synchrone a ainsi été mise en évidence.

Dans ce chapitre trois étapes concernant la mise en œuvre de ces différents matériels sont présentées : (1) le développement d'une interface utilisateur permettant la commande de l'instrumentation et l'acquisition de données, (2) la caractérisation de la chaîne de mesure de couple via la génératrice et (3) la caractérisation de la chaîne de mesure des efforts par la platine à capteurs piézoélectriques.

Enfin, les résultats des mesures obtenus sur une maquette de type Achard sont présentés et clôturent ce chapitre.

6.1 *Développement et caractérisation de l'interface utilisateur permettant l'acquisition des données et la commande de la turbine.*

L'optimisation de l'ergonomie du poste de mesure, de l'interface de commande et d'acquisition a été conduite dans le but d'obtenir un poste de travail simple et facile à utiliser, ne nécessitant pas, pour un nouvel expérimentateur, de formation longue. La validation de ce système a constitué une deuxième étape, tant sur le point de la commande de l'hydrolienne que sur les capacités d'acquisitions des données.

6.1.1 **Architecture, matériels et composants utilisés**

Les premiers développements de l'instrumentation visant à la caractérisation des hydroliennes ont été initiés par Guittet [2005]. Dans la mesure du possible, le matériel alors introduit a été réutilisé, à savoir: le **pupitre de commande** du tunnel hydrodynamique, le **PC**, la **carte d'acquisition** National Instrument, ainsi que les **capteurs** installés dans la veine. Pour des raisons de compatibilité, cette carte a continué d'être exploitée sous LabVIEW, logiciel installé sur le PC.

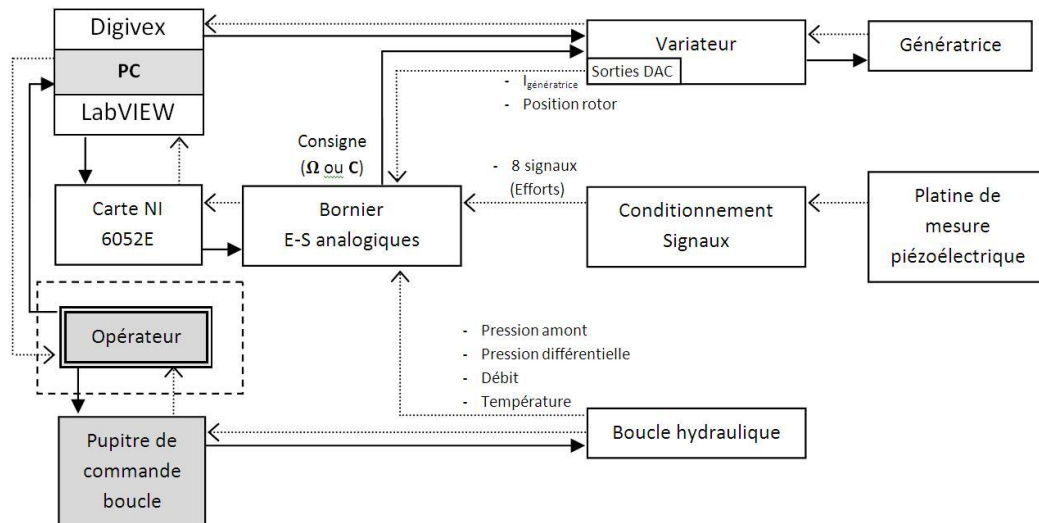


Figure 6-1 : Synoptique des flux d'informations du système de commande et d'acquisition

On retrouve sur le synoptique ci-dessus (Figure 6-1), les éléments de l'instrumentation du tunnel ainsi que les flux d'informations transitant entre ces éléments.

La personne en charge des essais est en relation avec deux interfaces distinctes qui sont :

- le pupitre de commande du tunnel hydrodynamique,
- la centrale d'acquisition, constituée du PC sur lequel sont installés les logiciels d'acquisitions (Digivex pour la génératrice et LabVIEW qui gère la carte d'acquisition).

Les informations, les commandes et le système d'acquisition sont regroupés sur le même lieu géographique. Ainsi, il est possible de contrôler et visualiser presque tous les paramètres à partir du PC, via LabVIEW et la carte d'acquisition. Néanmoins, on remarquera que subsiste toujours le pupitre de commande du tunnel hydrodynamique. Ce type de matériel ancien (installation datant des années 1960), aurait nécessité de gros investissements pour permettre la commande à partir du PC, ce qui, dans notre cas, ne se justifiait pas. On remarquera aussi qu'il est possible, à partir du PC, de commander et d'acquérir les données issues de la génératrice de deux manières différentes: (1) par le logiciel Digivex ou (2) par l'interface développée sur LabVIEW (via la carte d'acquisition).

Les données à acquérir sont dans notre cas toutes de type analogique : à chaque grandeur physique (par exemple une pression), correspond une tension. On définit alors la **caractéristique de transfert** qui doit permettre à chaque valeur de la grandeur physique (entrée) de lui associer une valeur de tension (sortie). La fonction de la carte est d'acquérir ces tensions. La carte d'acquisition doit dans notre cas comporter au minimum 14 entrées qui correspondent:

- aux 8 signaux de forces provenant de la platine piézoélectrique,
- aux 2 sorties analogiques provenant du variateur : le courant fourni par la génératrice ainsi que la position angulaire du rotor (au choix),

- aux 4 signaux provenant des capteurs installés sur la veine : température pression amont, pression différentielle amont-aval ainsi que le débit.

La carte doit également comporter une sortie, permettant d'envoyer la consigne de vitesse au variateur.

La carte d'acquisition installée sur le PC est une National Instrument de type 6052E. Ses principales caractéristiques se trouvent sur le tableau 6-1 :

Type	Format	Entrées analogiques	Sorties analogiques	Fréquence d'échantillonnage	Résolution	Précision	
						Entrées	Sorties
Ni 6052E	PCI	8 (différentielles) / 16 (asymétriques)	2	333 kéchantillons / seconde	16 bits	+/- 4.75 mV (Gamme +/-10V)	+/- 1.18 mV (Gamme +/-10V)

Tableau 6-1 : Caractéristiques générales carte d'acquisition NI 6052 E

Ces caractéristiques sont satisfaisantes tant sur le point de la capacité d'acquisition (maximum 16 voies pour un besoin de 14 voies) que sur le point de la capacité de commande (maximum 2 voies pour un besoin de 1 voie).

Les critères relatifs à la fréquence d'échantillonnage ainsi qu'à la précision seront abordés plus loin.

6.1.2 Développement de l'interface : programmation en G sur LabVIEW

LabVIEW est un environnement de programmation graphique (programmation en G), qui par l'intermédiaire de périphériques d'acquisition, permet la commande de systèmes et l'acquisition de données. Cet environnement est brièvement présenté dans les sections 6.1.2.1 et 6.1.2.2.

6.1.2.1 Face avant : interface utilisateur

La face avant constitue l'interface graphique entre l'utilisateur et les systèmes. Elle permet d'entrer des informations dans le programme, ou de visualiser certaines informations en retour. Celle-ci, bien entendu, est évolutive et personnalisable en fonction des besoins des utilisateurs qui seront à l'avenir en charge des essais.

La figure 6-2 montre la face avant du programme telle qu'elle fut utilisée lors des premiers essais en 2008.

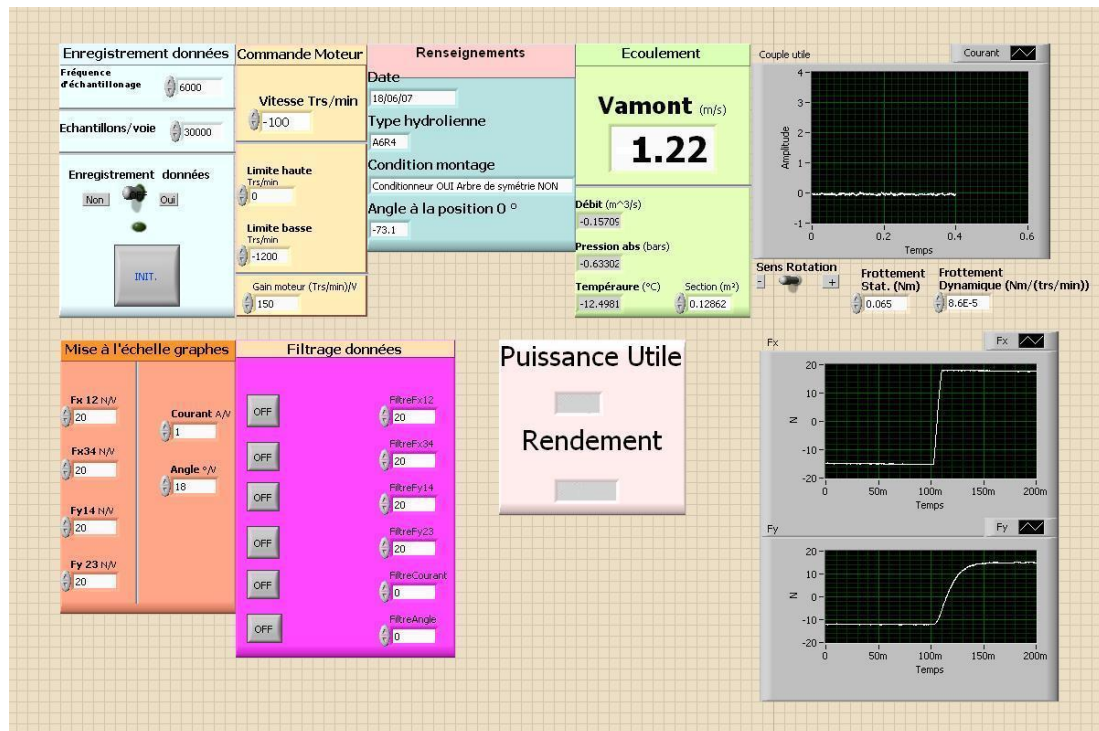


Figure 6-2 : Face avant de l'interface d'acquisition et de commande (Version 2008)

Pour la partie visualisation des données, on retrouve :

- les paramètres physiques définissant l'écoulement dans la veine (pression, température, vitesse),
- les données concernant les efforts hydrodynamiques, comme par exemple la traînée,
- les données concernant le couple, la puissance et le rendement de la turbine.

Pour la partie commande, on retrouve :

- la consigne de vitesse de rotation de la turbine, avec les protections associées (limites haute et basse),
- les caractéristiques de l'acquisition des données : la fréquence, le nombre de points, la possibilité filtrage ou non des données, le calibre des signaux.

6.1.2.2 Face arrière : stratégie de programmation

Le développement proprement dit du programme (« face arrière ») a nécessité de nombreux essais, qui ont permis d'identifier certaines limites techniques, émanant principalement de la capacité du PC utilisé, et particulièrement de sa mémoire vive, ainsi que de sa vitesse d'exécution des tâches.

L'architecture du programme est détaillée sur le synoptique de la figure 6-3.

On peut dans un premier temps distinguer le **périmètre d'action du programme**. Celui-ci échange des informations avec la carte d'acquisition (dont les caractéristiques ont été présentées plus haut), mais aussi avec l'utilisateur via la face avant, sujet qui a été abordé lors du paragraphe précédent.

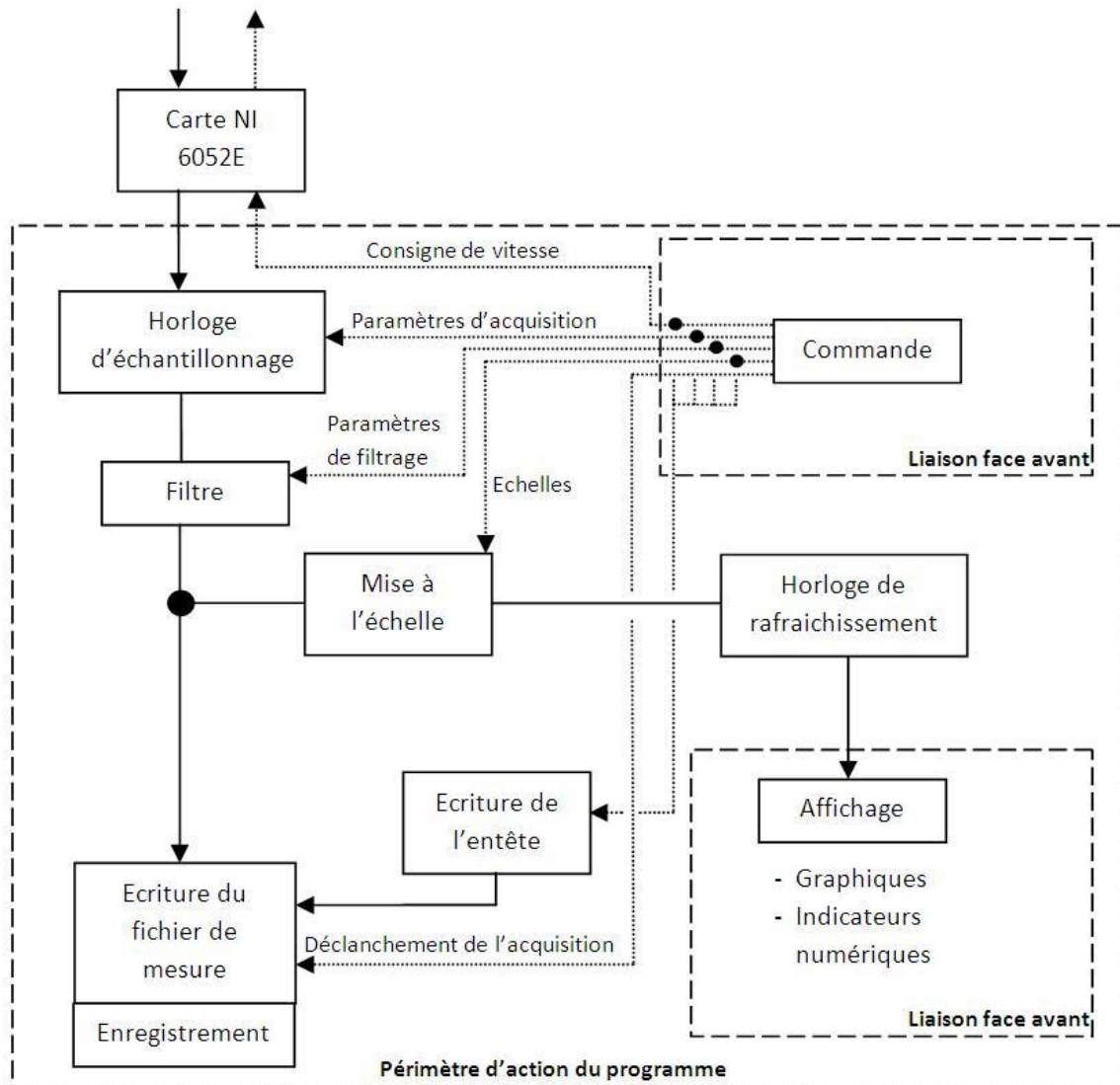


Figure 6-3 : Synoptique du programme de commande et d'acquisition

La structure même du programme repose sur les différents éléments suivants :

- **l'horloge d'échantillonnage**, qui récupère successivement les valeurs de chacune des entrées de la carte (On montrera que l'acquisition ne se fait pas en temps réel, mais par balayage des voies). L'horloge est paramétrée par l'utilisateur, qui choisit la fréquence d'échantillonnage. Ce paramètre est explicité au paragraphe suivant ;
- **les filtres**, dont l'utilisateur peut choisir les caractéristiques (type, fréquences de coupure, etc.). Toutefois cette option n'a jamais été utilisée lors des acquisitions ;
- **la mise à l'échelle** des signaux, pour permettre à l'utilisateur de visualiser en temps réel toutes les informations recueillies par la carte d'acquisition, au moyen d'afficheurs numériques ou encore de graphes. Une horloge permet en outre de limiter le flux d'information vers les affi-

cheurs, qui, s'il est trop important, ralentit considérablement l'évolution du programme.

- **l'écriture et l'enregistrement** des données, qui se font en deux étapes : (1) l'écriture de l'en-tête comportant toutes les informations utiles au dépouillement des valeurs obtenues pendant l'essai et (2) l'écriture des données au format texte, qui comporte les valeurs acquises sur chacune des voies de la carte, classées par ordre chronologique. Il n'a pas été possible d'intégrer les valeurs d'une horloge afin d'obtenir une base de temps indépendante de la carte, car le temps d'accès à l'horloge s'est révélé être bien plus grand que la fréquence de balayage des entrées de la carte. La base de temps est alors simplement fixée par la fréquence d'échantillonnage.

6.1.3 **Validation du système d'acquisition et de commande**

6.1.3.1 *Etude des entrées de la carte*

La validation du bon fonctionnement de la carte d'acquisition conditionne la validité des essais effectués sur les turbines. Considérons dans ce but les points suivants :

- la **sensibilité aux perturbations** de type magnétique, en recherchant la présence de bruit de fond, qui détériore la qualité du signal. Cet aspect est d'autant plus sensible, que le raccordement des voies sur la carte est asymétrique (à masse commune). Dans cet objectif, les voies ont été testées en « situation », c'est-à-dire lorsque tous les équipements électriques sont en fonctionnement (pompes du tunnel hydrodynamique et générateur électrique de la turbine en marche) ;
- le **niveau de précision**, et de manière annexe la répétabilité et l'hystérésis ;
- le respect de la **fréquence d'échantillonnage** imposé par l'utilisateur, qui sert par ailleurs de base de temps à nos essais ;
- le bon **ordonnement** des données lors de l'écriture des fichiers ainsi que le volume de données que l'on peut acquérir successivement, sans saturer la mémoire du PC.

Pour ces essais un signal a été émis au moyen d'un générateur de fréquence, puis envoyé sur les entrées de la carte. Les performances de la carte ont été étudiées pour des tensions de nature différente (Tableau 6-2). Le nombre de points d'acquisition maximum a été choisi en fonction du cahier des charges : acquisition à la fréquence maximale de la carte sur 5 tours de turbine avec un point par degré, à la vitesse maximum de 1500 trs/min.

Type de sollicitation en entrée	Nombre de points d'acquisition	Nombre de voies utilisées	Fréquence d'échantillonnage
Tension continue : $UE[-10 \text{ à } +10V]$ Tension alternative : sinusoïde $\pm 1V$, fréquence 100, 500 et 1000Hz	45000 (correspond au nombre de balayages des voies d'entrée)	16 (à masse commune)	333 kéchantillons / seconde

Tableau 6-2 : Récapitulatif des tests des entrées carte NI 6052

Les résultats obtenus, avec une tension d'entrée sinusoïdale de fréquence 1000Hz, sont représentés sur la figure 6-4.

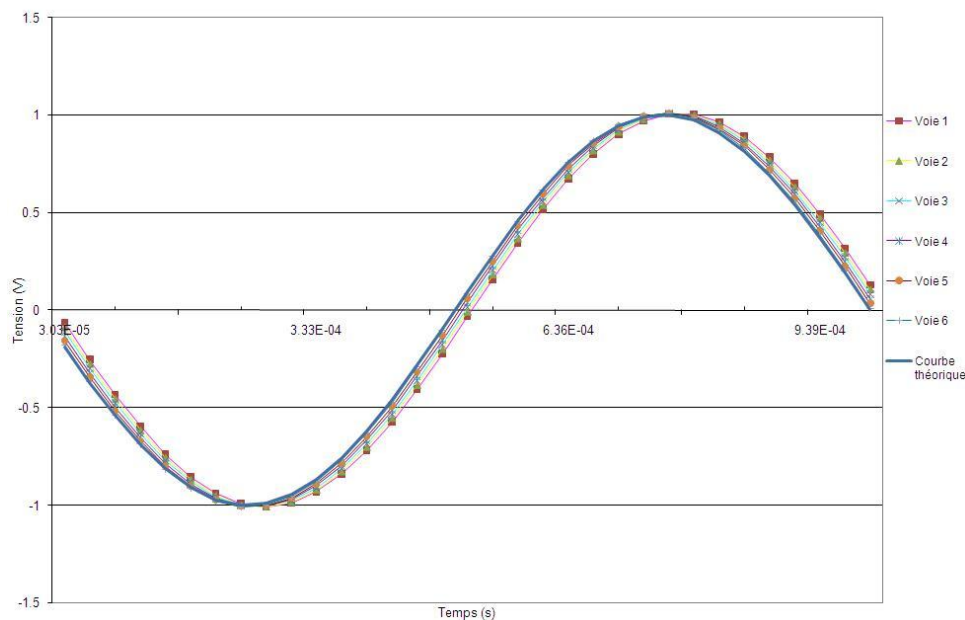


Figure 6-4 : Acquisition d'un signal sinusoïdal avec LabVIEW

On compare le résultat de l'acquisition des 6 premières voies à la courbe théorique (signal d'entrée), et ce pour 1 période. Ce graphique apporte les informations suivantes :

- il existe un décalage temporel fixe Δt_{voie} (retard) entre chacune des voies qui correspond exactement au rapport entre le nombre de voies d'acquisition N_{voie} (ici 16) et la fréquence d'échantillonnage de la carte f_{carte} (ici égale à 333 kéchantillons/s ou 333 KHz) :

$$\Delta t_{voie} = \frac{N_{voie}}{f_{carte}} \quad (6.1)$$

- la fréquence d'échantillonnage effective f , pour une voie, est par conséquent le rapport entre f_{carte} et N_{voie} . Celle-ci est obligatoirement la même pour toutes les voies.

$$f = \frac{f_{\text{carte}}}{N_{\text{voie}}} \quad (6.2)$$

- l'ordre de balayage des voies est chronologique, et peut être choisie (lecture de la voie 1 puis la voie 4 par exemple).

On remarquera qu'ont été intentionnellement reportées les valeurs d'un balayage (valeur de chacune des voies) au même instant t . C'est pourquoi les points obtenus se répartissent sur une droite verticale, et ne forment pas un seul point unique. Cette dispersion, qui correspond au décalage temporel, est liée au mode d'acquisition (induit par la « lecture » successive de chacune des voies). En tenant compte de ce décalage, les 6 sinusoïdes sont confondues avec la courbe théorique.

Sur la figure 6-5 l'acquisition de la première voie est comparée avec la courbe théorique. Pour cette dernière l'épaisseur de trait correspond à un encadrement de ± 1.5 mV. Tous les points sont confondus dans l'épaisseur du trait. Cette figure est une représentation remarquable de la précision de la carte NI associée au logiciel LabVIEW, et reste en deçà de la précision annoncée par le constructeur (4,7 mV).

Une bonne répétabilité (45000 balayages de voies ont été observés) sans que ne soient détectés des phénomènes d'hystérésis, qui se seraient manifestés par une phase de montée différente de la phase de descente. Le signal n'est pas bruité, et ne semble pas sensible à la mise en marche de la pompe du tunnel hydrodynamique, ni au fonctionnement de la génératrice.

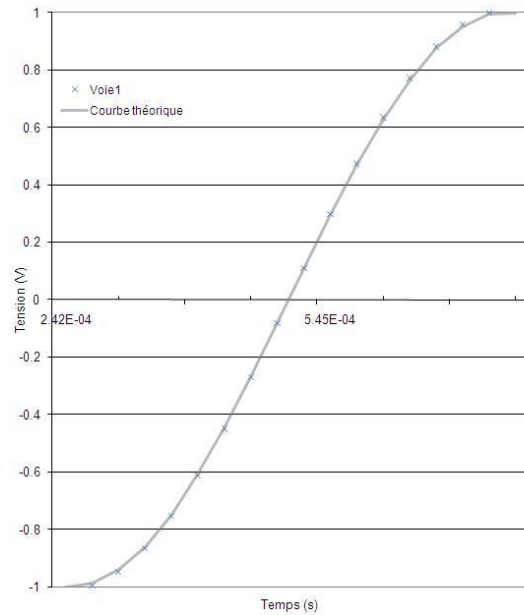


Figure 6-5 : Acquisition d'un signal sinusoïdal : Voies 1/16

6.1.3.2 Etude des signaux de sortie de la carte

Il a semblé important d'étudier les sorties analogiques de la carte selon le même protocole que pour les entrées. Une de ces sorties est en effet utilisée pour la consigne de vitesse de rotation, qui est reliée à une entrée DAQ du variateur. A partir de la valeur de la tension, le variateur impose la vitesse correspondante à la génératrice. Il est donc important de s'assurer de la précision de la consigne. Dans ce but un oscilloscope numérique a été utilisé, relié aux deux sorties de la carte. Deux configurations ont été testées : (1) une consigne dite « statique » correspondant à une valeur de tension constante, comprise entre + 10V et -10V et affec-

tée simultanément aux 2 sorties et (2) une consigne dite « dynamique » correspondant à une sinusoïde de valeur moyenne nulle, d'amplitude 20V et dont les fréquences sont comprises entre 100 et 1000Hz. On compare ensuite la valeur lue sur l'oscilloscope avec celle attendue.

Ces essais ont été réalisés dans les mêmes conditions que pour le test des entrées.

Les conclusions sont les suivantes :

- pour une valeur « statique », les signaux obtenus par les deux sorties sont parfaitement confondus, et ce pour toute la gamme de tension. L'erreur sur la valeur est de l'ordre du mV. On ne constate pas de dérive de la valeur pour un temps de 30min. Ces essais ont de plus montré une bonne répétabilité, sans phénomène d'hystérésis ;
- pour la consigne dite « dynamique », on obtient les mêmes comportements que cités plus haut pour les entrées.

6.1.4 **Limitations**

6.1.4.1 *Nombre de voies*

Le nombre de voies peut devenir une limitation, si l'on vient à l'avenir, rajouter des capteurs ou d'autres instruments. L'aspect le plus critique ici est le fonctionnement en masse commune, sensible aux perturbations et engendrant des bruits de mesure. Pour remédier à cela il aurait fallu raccorder les instruments en mode différentiel ce qui ramène le nombre de voie maximum de 16 à 8 voies. Dans notre cas, les signaux ne sont pas bruités. Le nombre de voie n'est pas un aspect limitatif.

6.1.4.2 *Fréquence d'échantillonnage*

Le mode de fonctionnement de la carte comporte à notre sens 2 contraintes du point de vue de la fréquence d'échantillonnage : (1) une fréquence égale pour toutes les voies de mesure, et (2) un balayage des voies avec un ordonnancement chronologique. Celui-ci entraîne un décalage temporel, fonction de la fréquence de la carte. Pour notre application ces deux aspects ne se sont pas montrés critiques :

- Le point (1) engendre des fichiers de taille plus importante. (il ne serait par exemple pas nécessaire d'acquérir les informations de température dans la veine à une fréquence importante). Or, malgré ces contraintes, la gestion des données engendrées (45000 balayages maximum) ne pose pas de difficulté.
- Le point (2) entraîne un déphasage non négligeable entre la première et la dernière voie. Prenons l'exemple d'une acquisition de 1 points/° à 1000trs/min pour 14 voies. La fréquence d'échantillonnage de la carte f_{carte} sera égale à 2333Hz. Le déphasage entre deux voies successives Δt_{voie} sera égal à 6ms, soit l'équivalent de 1°. De même, entre la première et la dernière voie le déphasage sera de 78ms, soit l'équivalent de 12.9°. Une manière simple de remédier à cela consiste à raccorder sur les dernières voies, des capteurs dont la valeur est supposée constante, ou qui

dans tous les cas, ne demande pas de précision temporelle. Typiquement, c'est le cas des valeurs de température, de vitesse d'écoulement ou de pression dans la veine. Une autre solution serait d'augmenter en parallèle la fréquence de la carte.

6.1.4.3 Nombre de points

On constate qu'au-delà de 50 000 balayages de 16 voies, à la fréquence maximale de la carte, il y a une saturation de la mémoire interne de la carte. L'inscription du fichier texte ne peut alors plus se faire. Ces conditions sont bien entendu extrêmes et vont au-delà des critères retenus dans le cahier des charges : acquisition sur 5 tours de turbine avec 1point/° à la vitesse maximum de 1500 trs/min.

6.2 Mesure de couple à partir de la génératrice

Le chapitre 5 expose la possibilité de mesurer le couple à partir de la génératrice. On détaille ici les méthodes expérimentales mises au point pour atteindre cet objectif, tout en caractérisant la chaîne de mesure qui y est associée.

6.2.1 Détermination de la constante de couple associée à la génératrice

Le couple appliqué sur la génératrice est estimé par une constante de couple K_t , dont la valeur est spécifiée par le constructeur. Cette constante relie la valeur de I_d , (issue du variateur et qui correspond à la composante de couple du courant alimentant la génératrice) à la valeur du couple C_g :

$$C_g = K_t \cdot I_d \quad (6.3)$$

6.2.1.1 Hypothèses

La valeur de K_t est une valeur constructeur. Elle peut donc légèrement varier d'une génératrice à l'autre. Pour le test des turbines, deux génératrices sont utilisées, l'une à arbre court et l'autre à arbre long. Les résultats pour cette dernière sont les seuls présentés.

La valeur de K_t peut être très légèrement influencée par les conditions expérimentales : humidité, température, vitesse de rotation etc. Elle sera considérée indépendante de ces paramètres, ce qui a pu être vérifié pour la température.

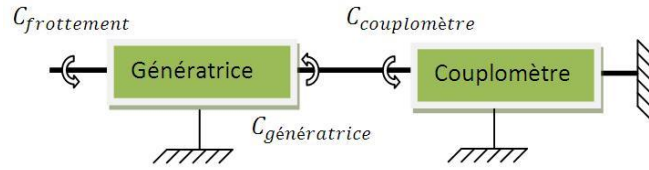
Les tests présentés sont des tests « statiques », c'est-à-dire que l'arbre de rotation est bloqué au cours d'un essai. Comme K_t est supposée indépendante de la vitesse de rotation, on extrapolera ces résultats pour des vitesses non nulles.

6.2.1.2 Montage expérimental

La génératrice est montée en série (Figure 6-6) avec un couplomètre de précision (Cf. annexe C), dont on a bloqué l'un des arbres de sortie. On demande alors à la génératrice de fournir un couple C_h que l'on compare au couple indiqué par le couplomètre C_c .

Hypothèses :

- les axes de la génératrice et du couple mètre sont parfaitement alignés : il n'y a pas d'efforts parasites ;
- on estime le couple de frottement statique C_f en libérant l'arbre. Cette valeur correspond au couple nécessaire pour mettre en mouvement l'arbre.

**Figure 6-6 : Montage pour le test de K_t**

Moyennant ces hypothèses, les équations de la statique donnent la relation suivante :

$$C_h + C_f + C_c \approx 0 \quad (6.4)$$

Résultats

Plusieurs séries d'essai ont été effectuées à des niveaux de couple compris dans la gamme du capteur, à savoir de 0 à 2 Nm et pour différentes températures. Cela permet d'obtenir une valeur moyenne de K_t en fonction du couple et des températures. Les constats sont les suivants :

- dans la gamme de couple 0 à 2 Nm, K_t est indépendant de I_d et de la température du moteur ;
- la dispersion des valeurs entre les différents essais est très faible, inférieure au pourcent ;
- la valeur moyenne de K_t , tous essais confondus est de 1,407 ;
- cette valeur est supérieure de 2% à la valeur constructeur.

6.2.1.3 Synthèse

La relation $C_g = K_t \cdot I_d$, donnant le couple fourni par la génératrice, est vérifiée pour les cas statiques. La valeur trouvée expérimentalement est très proche de celle donnée par le constructeur. L'étude d'un cas dynamique nécessitant un banc s'est révélée trop lourde dans le cadre de cette thèse et seul le cas statique a été considéré. Lors des mesures de couple avec la génératrice, il sera conservé la valeur constructeur de K_t qui est de 1.38.

6.2.2 Détermination des couples résistants

Trois sources de couple résistant ont été identifiées. Par ordre croissant, on trouve : (1) l'ensemble des éléments qui constitue le palier et qui lie la turbine et son arbre au bâti, (2) le joint qui assure l'étanchéité entre l'intérieur de la veine et l'extérieur et (3) le résolveur, qui en fonctionnement, exerce un couple électromagnétique résistant. Aucun modèle prédictif donnant le niveau des couples de frottement ne sera proposé mais la caractérisation expérimentale du niveau de frottement avant chaque essai apparaîtra comme une méthode appropriée.

6.2.2.1 Couple de frottement exercé par le palier sur l'arbre

On rappelle que le palier est constitué de deux roulements à rouleaux coniques montés en « 0 », auxquels a été adjoint, en bout d'arbre, un roulement à rouleaux cylindriques. Les frottements internes dans les roulements sont avant tout déterminés par la charge auxquels ils sont soumis, mais aussi par le mode de lubrification et le type de lubrifiant utilisé.

➤ Montée en température de la graisse

Lors de la conception de la balance, une lubrification du palier à la graisse a été choisie. Ce choix a une influence déterminante sur le frottement. Le laminage de la graisse à l'intérieur du roulement est un processus exothermique. Cela provoque un échauffement de la graisse, qui a pour conséquence une baisse de sa viscosité. On s'attend donc à une baisse des frottements visqueux en fonctionnement jusqu'à un état d'équilibre. Cet état correspond à l'équilibre entre le flux thermique apporté par le laminage de la graisse et le flux sortant par conduction à travers les pièces, puis par convection naturelle et rayonnement entre ces mêmes pièces et le milieu extérieur (atmosphère).

Ces évolutions sont difficilement prévisibles en première approche. Pour contourner cette difficulté, il convient de procéder avant chaque essai à une mise en température de la graisse. Cela se fait simplement par la mise en rotation de l'arbre jusqu'à la stabilisation de la valeur du couple de frottement.

➤ Chargement des roulements à rouleaux coniques - précharge

Le frottement à l'intérieur des roulements à rouleaux coniques est fonction de la charge à laquelle ils sont soumis. Cette charge peut être de deux types : charge radiale (F_r) et charge axiale (F_a) (Figure 6-7). Dans notre cas, la précharge des deux roulements à rouleaux coniques correspond à un chargement axial appliqué lors du montage de façon égale sur les deux roulements. Lorsque la précharge augmente, le couple de frottement augmente. En fonctionnement, les roulements sont soumis à des efforts extérieurs qui peuvent être radiaux et axiaux.

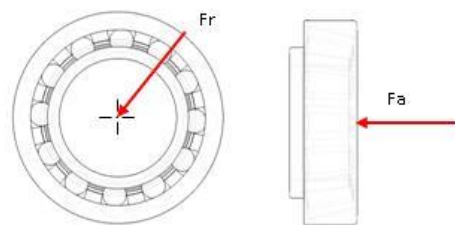


Figure 6-7 : Chargement d'un roulement

En effet, le passage du fluide induit des efforts de traînée variables sur l'hydrolienne. Cela entraîne ainsi une variation du couple de frottement.

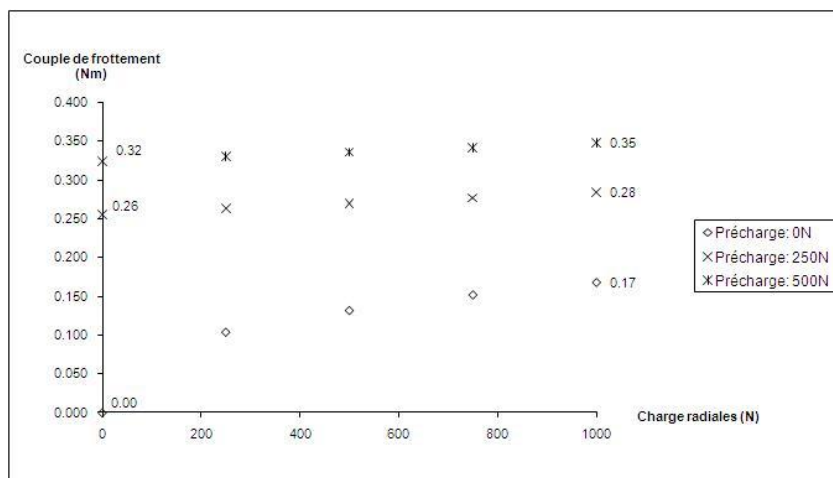


Figure 6-8 : Couple de frottement pour 2 roulements à rouleaux coniques en fonction de la précharge et des charges radiales.

La figure 6-8 montre l'évolution générale du couple de frottement pour 2 roulements à rouleaux coniques en fonction de la charge axiale qui leur est appliquée et cela pour une vitesse de rotation de 1000trs/min²⁴. On remarque sur la figure que plus la précharge des roulements est importante, moins ils sont sensibles aux efforts axiaux. En effet si l'on reprend l'analyse statique du chargement des roulements (cf. § 4.3.6), on s'aperçoit que pour un effort de traînée de 320N développé par la turbine, le chargement radial des roulements du bas et du haut atteint respectivement 940N et 1260N. Pour une précharge nulle du montage on peut s'attendre à une augmentation du couple de frottement supérieure à 0.17Nm, alors qu'elle ne serait que de 0.02 à 0.03 Nm pour une précharge initiale de 250N. On voit alors tout l'intérêt d'appliquer une précharge suffisante, de telle sorte à pouvoir négliger la variation du couple de frottement induite par la variation des chargements axiaux.

➤ Dilatation différentielle du couple arbre alésage

On a vu que le frottement était lié à la précharge des roulements. Celle-ci peut être modifiée par une dilatation différentielle du couple arbre-alésage, ce qui par conséquent, induit une variation du frottement en fonctionnement.

On notera, comme le montre les figures 6-9 et 6-10, qu'un roulement à rouleaux coniques ne peut reprendre des efforts axiaux que dans un sens. C'est pourquoi ils sont généralement montés par paire et en opposition. Il faut absolument éviter la configuration de la figure 6-10, car cela correspond à un fonctionnement avec jeux, qui outre le fait d'induire des vibrations dans le mécanisme, provoque la destruction rapide des pistes de roulement des rouleaux.

²⁴ D'après le modèle proposé par SKF, fabricant des roulements, et sur la base de la théorie du contact de Hertz.

On considère par la suite 2 longueurs caractéristiques du montage, sur la figure 6-11:

- L_e qui correspond à la distance entre les deux appuis des bagues extérieures et T_e la température de l'arbre ;
- L_i qui correspond à la distance entre les deux appuis des bagues intérieures et T_i la température de l'alésage.

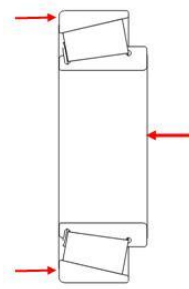


Figure 6-9 :
Chargement correct

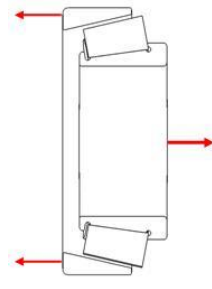


Figure 6-10 :
Désolidarisation des bagues

Soit le rapport $(L_i/L_e)_0$, correspondant à un montage précontraint avec une précharge P_0 . C'est le cas d'un fonctionnement normal des roulements, sans jeu. On étudie à présent 2 cas, correspondant à des rapports $(L_i/L_e)_1$ et $(L_i/L_e)_2$ auxquels on associe respectivement des chargements axiaux P_1 et P_2 (On ne considère pas de chargement extérieur) :

- Dans le premier cas, on suppose $(L_i/L_e)_1 > (L_i/L_e)_2$. On a alors une augmentation de la charge axiale des roulements et $P_1 > P_0$. Cette augmentation correspondrait à une augmentation importante de $(T_i - T_e)$ au cours du fonctionnement ($(T_i - T_e)$ étant nulle au départ: les pièces sont toutes à la même température !) ou à une diminution parallèle de T_i et de T_e . En effet l'alésage et l'arbre étant du même matériau, ils possèdent le même coefficient de dilatation thermique. Or la longueur L_e est environ deux fois plus importante que L_i . Donc la diminution parallèle de T_i et de T_e provoque une augmentation du rapport (L_i/L_e) .
D'une manière générale, la pratique montre que l'augmentation du rapport (L_i/L_e) est un scénario peu probable. On le rencontre dans les 3 configurations suivantes. (1) : soit il y a un apport de chaleur important, au niveau de l'alésage uniquement : T_i augmente. La seule possibilité est que la génératrice apporte une quantité de chaleur suffisante. Or celle-ci est relativement éloignée des roulements et reste au court du fonctionnement de l'hydrolienne à une température proche de la température ambiante. (2) : l'arbre est suffisamment refroidi par l'eau qui circule dans la veine. L'expérience a montré que ce n'est pas le cas, l'échauffement au niveau des roulements étant prépondérant. (3) : on a une diminution parallèle de T_i et de T_e .

- Dans le second cas, on suppose $(Li/Le)_1 < (Li/Le)_2$. On a alors une diminution de la charge axiale des roulements et $P_2 < P_0$. Cette diminution correspondrait à une diminution de $(T_i - T_e)$ au cours du fonctionnement, ou, à une augmentation parallèle de T_i et de T_e . Ces scénarios se rencontrent dans les 3 configurations suivantes. (1) : soit il y a un apport de chaleur important au niveau de l'arbre uniquement. T_i augmente. En pratique cela n'est pas possible. (2) : soit l'alésage est suffisamment refroidi par le milieu extérieur. L'expérience a montré que ce n'est pas le cas,

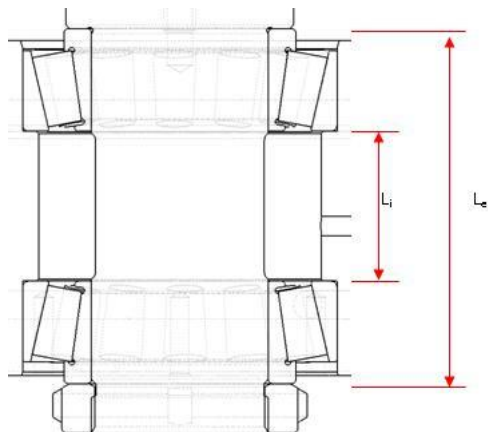


Figure 6-11 : Chargement d'un roulement

l'échauffement au niveau des roulements étant prépondérant aux phénomènes de convection libres au niveau des pièces. (3) : on a une augmentation parallèle de T_i et de T_e . Ce scénario est le plus probable, car l'échauffement de la graisse augmente la température globale du boîtier à roulements. Il a en effet été observé, lors d'un essai avec une précharge P_0 faible, l'apparition d'un jeu interne dans les roulements après une période de fonctionnement de l'ordre d'une ½ heure.

Il apparaît clairement qu'une précharge adaptée est indispensable non seulement à l'évaluation précise du coefficient de frottement, mais aussi au bon fonctionnement mécanique du système. De plus, l'expérience montre qu'il est indispensable d'attendre un temps de fonctionnement de l'ordre de l'heure, avant de procéder à la mesure des couples de frottement. Cette mesure doit être répétée après un essai, dans le cas où l'équilibre thermique n'aurait pas été tout à fait atteint.

➤ Influence de la qualité géométrique du système

La modélisation cinématique du palier fait apparaître un système dit « hyperstatique » de degré 2. En effet, l'adjonction d'un roulement à rouleaux cylindriques aux 2 roulements à rouleaux coniques (qui forment à eux-seules une liaison pivot), apporte 2 inconnues statiques supplémentaires pour le même nombre d'équations (6 équations issues de la statique). Cela correspond, d'un point de vue cinématique, au blocage de 2 degrés de liberté au centre de poussé du roulement (« blocage » de 2 translations).

C'est pourquoi, il est important que les pièces répondent à des tolérances géométriques précises. Le cas contraire se traduirait par une déformation de l'arbre après montage, ce qui induirait alors des pertes énergétiques dans le système et un couple de frottement variant avec la position angulaire de l'arbre.

Finalement, la mesure de l'évolution angulaire du couple de frottement n'a pas fait apparaître de variation significative. Les dispositions constructives adoptées, ont permis d'éviter ces variations et le couple peut être considéré comme indépendant de la position angulaire de l'arbre.

6.2.2.2 Couple de frottement exercé par le joint d'étanchéité sur l'arbre

Pour éviter la remontée d'eau en provenance de la veine, il a été prévu un système d'étanchéité au niveau du passage de l'arbre à travers la plaque supérieure de la veine d'essai. Deux systèmes différents ont été envisagés (chapitre 4): (1) un système de type joint à lèvres, et (2) un système sans contact muni de chicanes et d'un système de récupération du débit de fuite résiduel. Ce dernier système ne nécessite pas de caractérisation, car la puissance dissipée par frottements entre l'eau et l'arbre en rotation est très faible. Les premiers essais ont été effectués avec ce système d'étanchéité. Malheureusement, lors des essais à grands débits, ce système n'arrive plus à contenir la remontée d'eau. C'est pourquoi, il semblait préférable de monter un joint à lèvres, dont l'utilisation pose moins de difficultés.

La contrepartie est le couple de frottement qu'il engendre sur l'arbre. La figure 6-12, donne un ordre de grandeur de la puissance dissipée par un joint à simple lèvre pour une application standard [SKF, 2010]. Le couple de frottement estimé du graphique atteint une valeur de 0.15 Nm à une vitesse de 1000tr/min.

Bien que cette valeur ne puisse être négligée lors des mesures, elle reste raisonnable par rapport au couple fourni par une turbine. Une recherche d'identification des paramètres pouvant en influencer la valeur du couple de frottement du joint et de celui résultant du palier, a été développée.

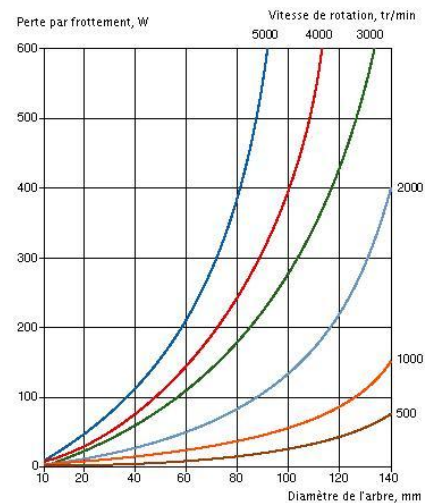


Figure 6-12 : Allure des pertes par frottement d'un joint à lèvre. [SKF, 2010]

D'après SKF [2010] le frottement est principalement fonction :

- du type d'agent à étanchéifier,
- de la lubrification,
- de la rugosité de la surface de frottement,
- de la température ambiante,
- de la différence de pression de part et d'autre du joint,
- de la vitesse périphérique.

Les 3 premiers points sont des facteurs invariants lors d'un essai. En revanche, il faut revenir sur les 3 derniers points.

En ce qui concerne l'évolution de température, on constate un changement de température de la plaque (logement du joint) induite par le passage de l'eau. Il conviendra donc d'effectuer la mesure de frottement après avoir atteint l'équilibre thermique.

En ce qui concerne la différence de pression, celle-ci peut varier dans des proportions limitées. Ce paramètre a été testé en faisant varier la vitesse d'écoulement et la pression dans la veine (dépressurisation) sans détecter de variation du frottement.

La vitesse périphérique (vitesse relative entre l'arbre et les lèvres du joint), est le paramètre le plus influent. En effet, au cours d'un essai, la vitesse de rotation de

l'arbre (et donc la vitesse périphérique) peut évoluer entre 0 et 1500 trs/min, ce qui d'après la figure 6-12 entraîne une forte variation de couple de frottement. En conséquence, il convient de mesurer le frottement à différentes vitesses de rotation afin d'obtenir la courbe caractéristique de l'évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation.

6.2.2.3 Couple de frottement exercé par le résolveur sur l'arbre

Le résolveur utilisé est du type « brushless », c'est-à-dire sans contact entre le stator et la partie tournante. Pour mesurer la position angulaire de l'arbre, le résolveur possède de 2 enroulements rotoriques, soumis chacun à un champ magnétique tournant (induit par 2 enroulements statoriques). On a la création de deux tensions, dont la combinaison permet de déduire la position du rotor. Il existe ainsi un couple électromagnétique appliqué sur l'arbre.

Le constructeur annonce une consommation de référence de 0.02W. Dans l'hypothèse où cette puissance est entièrement dissipée en puissance mécanique, on s'aperçoit que la contribution du résolveur au couple résistant est infime.

6.2.2.4 Synthèse

On a vu l'importance de caractériser pour chaque essai l'évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation. Il convient d'ajouter que le couple de frottement est exprimé par deux composantes :

une première composante appelée habituellement frottement « sec », dont la valeur est indépendante de la vitesse de glissement des surfaces en contact et une deuxième composante, appelée habituellement frottement « visqueux », dont la valeur peut être considérée proportionnelle à la vitesse de glissement des surfaces en contact.

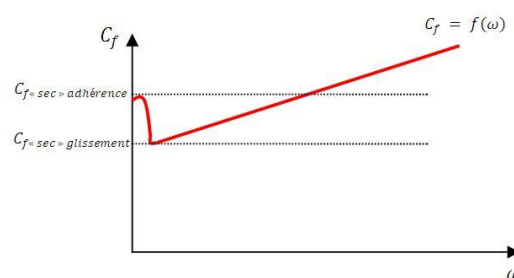


Figure 6-13 : Allure de la caractéristique couple de frottement-vitesse

Pour la première composante, on fait généralement la distinction entre le frottement « de glissement » et le frottement « d'adhérence ». On notera, qu'à l'exception de quelques essais spécifiques, il ne sera pas nécessaire de mesurer le couple de frottement « d'adhérence », la vitesse de rotation étant différente de 0. Pour chaque essai on s'est attaché à retrouver la caractéristique de la figure 6-13, c'est-à-dire l'évolution de C_f en fonction de ω , en tenant compte des observations faites dans les paragraphes précédents.

On utilise la génératrice de courant pour mesurer les couples de frottement, sans turbine, bien évidemment, et en négligeant tous les autres paramètres autres que la vitesse de rotation (position angulaire, température, etc.)

6.2.3 Réglage et optimisation de l'asservissement de l'arbre de rotation

Pour estimer le couple C_h fourni par une turbine, il faut connaître les termes de l'équation présentée § 5.4.2 :

$$C_h + C_f + C_g \approx I_{\text{eq}} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6.5)$$

Les paragraphes 6.2.1 et 6.2.2 montrent comment obtenir les termes C_f et C_g . Est abordé ici le réglage de la boucle de vitesse, qui doit en théorie permettre d'obtenir une vitesse de rotation de la turbine constante, c'est-à-dire une valeur nulle pour le terme $I_{\text{eq}} \cdot \frac{d\omega}{dt}$. Cet objectif sera d'autant plus difficile à atteindre, que C_h présentera une forte variabilité angulaire.

Le chapitre 2 présente certains dispositifs constructifs permettant de « lisser » le couple, ce qui est bénéfique à la tenue mécanique et à la qualité de l'énergie fournie. Une autre solution simple consisterait à augmenter artificiellement l'inertie de l'ensemble en rotation, en ajoutant un volant d'inertie par exemple. D'un point de vue mécanique, cela s'apparente à une action de filtre passe-bas, qui entraîne un lissage du couple et réduit ainsi les fluctuations de vitesse. Si cela n'a pas d'incidence sur la valeur moyenne du couple obtenue, et donc sur les performances moyennes (rendement) de la turbine, cela entraîne en revanche une perte d'informations importante au niveau de son comportement et masque ainsi certaines de ses caractéristiques. Il a plutôt été recherché d'optimiser les paramètres de la boucle d'asservissement afin d'obtenir un comportement dynamique acceptable.

Il convient d'ajouter que les turbines n'ont pas été dimensionnées pour supporter des accélérations importantes, qui induisent des contraintes de flexion supplémentaires au niveau des bras. Cette contrainte a été intégrée lors des réglages.

Chaque turbine a un comportement qui lui est propre, une inertie propre et présente des variations angulaires de couple plus ou moins marquées. Ces différences de comportement sont principalement influencées par le nombre de pales (deux ou trois) et par l'angle de couverture circonférentiel (turbines à pales droites ou en V). C'est pourquoi, il convient d'effectuer un réglage spécifique de la boucle d'asservissement pour chaque type de turbine.

Les critères qui ont été retenus pour optimiser la boucle de vitesse correspondent aux 3 critères habituellement utilisés pour régler les systèmes de commande asservis : la **stabilité**, la **précision** et la **rapidité**.

Pour améliorer les performances des systèmes de commande, on utilise habituellement des correcteurs, qui ont 3 types d'action :

- une action proportionnelle P, qui consiste à modifier le gain global de la fonction de transfert en boucle ouverte (FTBO),
- une action intégrale I, qui consiste à placer un intégrateur dans la boucle. On augmente ainsi la classe de la FTBO,
- Une action dérivée D, qui n'est pas utilisée ici.

La figure 6-14 représente la boucle de vitesse utilisée pour la commande de la génératrice (document Parvex).

La vitesse réelle de la génératrice, mesurée au moyen d'un résolveur, est comparée à la consigne. La valeur de l'écart est ensuite corrigée et filtrée pour arriver ensuite au variateur. Celui-ci ajuste en conséquence la charge électrique de la génératrice, en s'appuyant sur la mesure du courant à ses bornes.

La correction peut être proportionnelle (P), proportionnelle-intégrale (PI) ou proportionnelle-double intégrales (PI²). Il est en outre possible d'utiliser un filtre passe-bas afin d'éliminer certaines fréquences, émanant de perturbations, avant l'entrée du variateur.

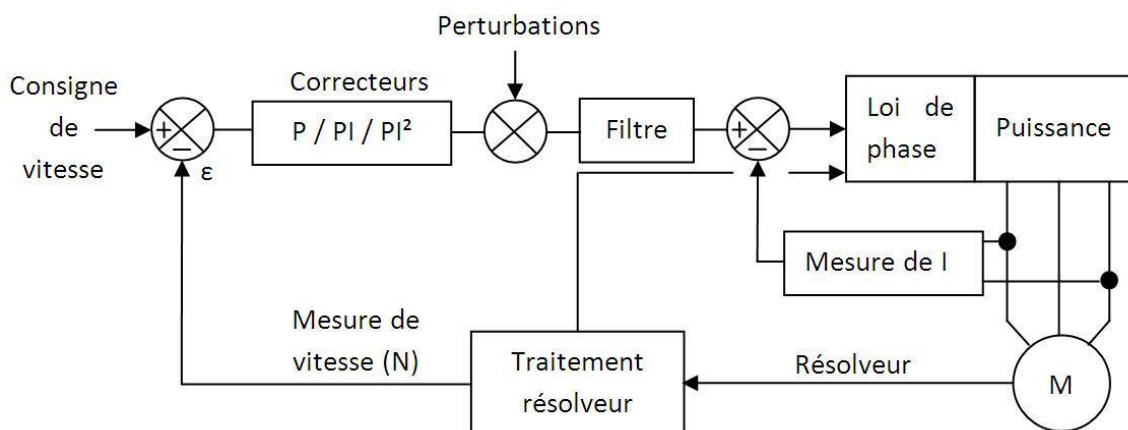


Figure 6-14 : Boucle d'asservissement de vitesse (Parvex)

Les caractéristiques de ce système de commande ne sont pas toutes connues. Il n'est donc pas possible de le modéliser par une fonction de transfert²⁵ et en déduire le type de correcteur et les valeurs associées à utiliser. Le réglage des correcteurs et la fréquence de coupure du filtre ont par conséquent été déterminés expérimentalement.

Les actions des 3 corrections, de type P, I et PI, selon les trois critères cités plus haut ont été regroupées dans le tableau 6-3. Dans chaque cas, la fonction de transfert associée au correcteur est indiquée.

L'utilisation d'une correction proportionnelle ou d'une correction intégrale seule, rend le système instable. Cela se traduit par des brusques variations de vitesse de l'arbre, pouvant nuire à la tenue mécanique d'une turbine. Cette situation est à proscrire.

La correction proportionnelle-intégrale, lorsque K n'est pas trop important, apporte une certaine stabilité et de la précision. En revanche, pour des valeurs de K faibles, la rapidité diminue. Le réglage de la boucle d'asservissement relève d'un compromis entre stabilité, précision et rapidité, dont l'optimum devra être recherché lors des essais de réglage.

²⁵ La fonction de transfert d'un correcteur (ou autre) est le rapport entrée-sortie, exprimé dans le domaine de Laplace.

Correcteur	Stabilité	Précision	Rapidité
Proportionnel $C(p) = K$ avec $K > 1$	-	+	+
Intégral $C(p) = \frac{1}{\tau_i p}$	- -	+ +	-
Prop.-Intégral $C(p) = \frac{K(1 + \tau_i p)}{1 + a\tau_i p}$ avec $a > 1$	+ (Si $K = a$)	+	- (Si $K = a$)

Tableau 6-3 : Bilan des actions de correction

En pratique, une consigne de vitesse en rampe à l'entrée du système a été appliquée. La rampe a été préférée à l'échelon, pour limiter les accélérations angulaires. Grâce à un oscilloscope, qui récupère la valeur effective de la vitesse de la turbine, la réponse du système est visualisée et comparée à la consigne. Ensuite, les paramètres des correcteurs sont ajustés en deux étapes :

- *Réglage du gain pour la correction proportionnelle*

Sur la figure 6-15 apparaît la réponse du système à une consigne en rampe. Lorsque la valeur de gain est trop faible, le système perd en rapidité, et tend de façon très lente vers la valeur consigne de vitesse. On augmente alors le gain, jusqu'à voir apparaître des oscillations autour de la valeur consigne, ce qui correspond à la limite de stabilité du système. On baisse alors le gain jusqu'à la disparition de ces instabilités.

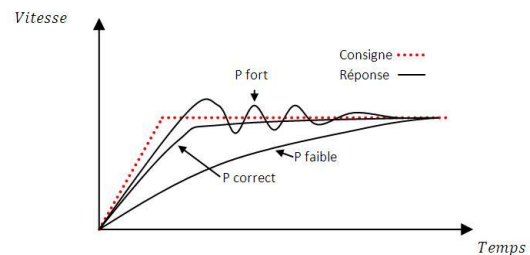


Figure 6-15 : Réglage du gain, réponse à une rampe.

- *Réglage de la fréquence d'intégration (correcteur PI)*

Sur la figure 6-16 apparaît la réponse du système à une consigne en rampe. On règle ici la fréquence d'intégration, en gardant la valeur de gain trouvée précédemment. Lorsque la fréquence d'intégration est trop grande, on voit apparaître des oscillations autour de la valeur consigne, ce qui correspond à la limite de stabilité du

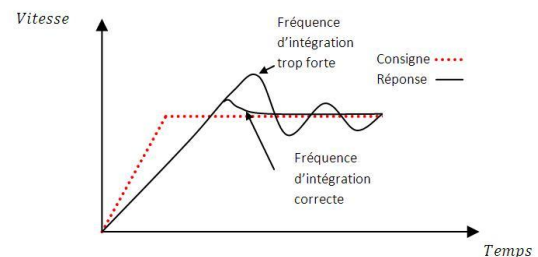


Figure 6-16 : Réglage de la fréquence d'intégration, réponse à une rampe.

système. On baisse ensuite cette fréquence, de façon à limiter le dépassement à 30% de la valeur de consigne (valeur conseillée par le constructeur). Le réglage correct du correcteur PI est alors obtenu.

- *Réglage du filtre passe bas*

Il reste ensuite à éliminer d'éventuelles oscillations, à l'aide du filtre passe bas placé en amont du variateur.

Ces perturbations, souvent d'origine mécanique, peuvent entraver le bon fonctionnement du système de mesure en induisant des vibrations parasites. On voit sur la figure 6-17, les conséquences que peuvent avoir ces perturbations sur la réponse du système. On place alors un filtre passe-bas avant l'entrée du signal dans le variateur, dont la fréquence de coupure doit être inférieure aux fréquences des perturbations constatées.

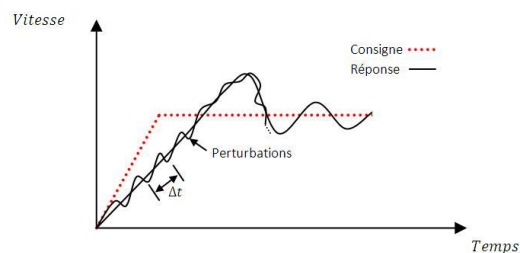


Figure 6-17 : Perturbations.

6.2.4 Correction dynamique des valeurs de couple

Le réglage de la boucle d'asservissement ne permet pas d'obtenir une vitesse rigoureusement constante comme le montre la figure 6-18, représentant les évolutions en fonction du temps de la position angulaire de la turbine, du courant fourni par la génératrice et de la vitesse instantanée.

Il apparaît que la vitesse de la turbine, qui oscille autour de la valeur consigne de 600 trs/min, n'est pas rigoureusement constante. Il est donc possible de calculer l'accélération angulaire à chaque instant, le terme $I_{eq} \cdot \frac{d\omega}{dt}$ de l'équation (6.5) étant, par conséquent, non nul.

Le terme d'accélération angulaire n'a pas été pris en compte dans un premier temps. Or, les premiers essais de mesure de couple effectués avec la balance, ont montré dans certains cas, des résultats déphasés avec les simulations numériques. C'est donc en comparant les résultats expérimentaux aux résultats de simulations numériques, qu'a été émise l'hypothèse

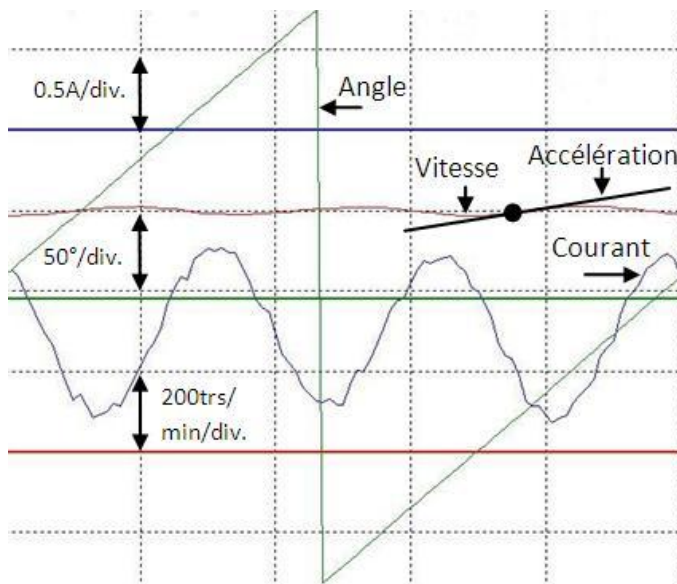


Figure 6-18 : Acquisition du couple avec Digivex.

d'un éventuel décalage angulaire des résultats. Une étude portant sur la recherche de l'ensemble des causes pouvant être à l'origine d'un déphasage des résultats a alors été entreprise. Les principaux résultats de cette étude initiée pendant cette thèse, ont été approfondis par Aumelas [2011] et seront développés plus en avant dans ses travaux.

Pour se rendre compte de l'importance du déphasage, deux rosaces de couple sur les figures 6-19 et 6-20 ont été comparées. L'une correspond à des résultats expérimentaux de la turbine A8R4 avec anneaux (cf. annexe D) et l'autre est issue d'une simulation numérique, considérée comme représentative de l'essai expérimental:

- La figure 6-19 correspond à un essai expérimental, dont les données ont été acquises avec le système développé sous LabVIEW. On y représente l'évolution du coefficient de couple en fonction de la position angulaire. Ces données sont issues des deux sorties analogiques du variateur. La vitesse amont est de 1.8 m/s, pour $\lambda = 2$. Pour cet essai, le terme d'accélération n'a pas été pris en compte.
- La figure 6-20 correspond à la simulation numérique d'une turbine en configuration canal, pour une vitesse amont de 1.8 m/s, et pour $\lambda = 2$. On y représente l'évolution du couple en fonction de la position angulaire.

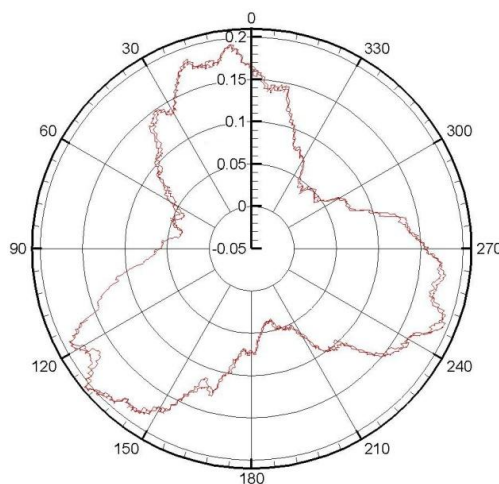


Figure 6-19 : Evolution angulaire du coefficient de couple, turbine A8R4, $\lambda = 2$, $U_\infty = 1,8$, juin 2008

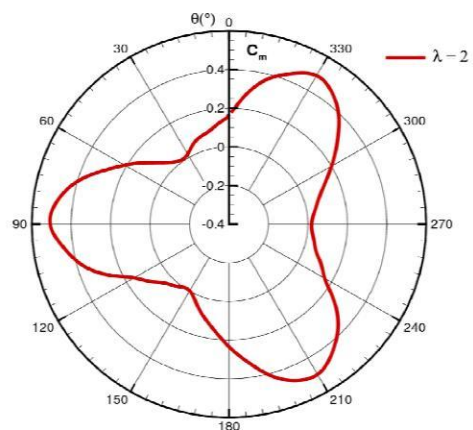


Figure 6-20 : Rosace de couple numérique (C en Nm).

Si, d'une manière qualitative, l'allure des deux courbes est comparable (en terme d'évolution globale, d'amplitude et de fréquence), on ne peut pas en dire en dire autant du calage angulaire des valeurs. On note en effet un déphasage de plus de 45° entre les courbes expérimentale et numérique.

L'identification des causes de ce déphasage comporte trois points principaux : le premier concerne l'étude des sorties DAC du variateur, le deuxième porte sur le contrôle de l'information de la position angulaire donnée par le résolveur et le troisième sur la correction dynamique du couple.

➤ **Premier point** : étude des sorties DAC du variateur (cf. figure 6-1).

Ces 2 sorties comportent un filtre (Figure 6-21) qui pourrait contribuer au déphasage. Les diagrammes de Bode ont permis de retrouver la fréquence de coupure du filtre qui est de l'ordre de 340Hz.

Le capteur de position donne un signal évoluant entre -10V et +10V, qui correspond respectivement à -180° et $+180^\circ$ (cf. figure 6-18). On s'aperçoit que la discontinuité du passage de $+180^\circ$ à -180° est mal décrite. Par exemple, à une vitesse de 500trs/min, les valeurs maximum et minimum sont respectivement de $+160^\circ$ et -170° . Cela ne se retrouve pas lors d'une acquisition directe avec Digivex. On peut raisonnablement affirmer que le filtre est responsable de la mauvaise description de la discontinuité. Pour les premiers essais, ce problème a été contourné en tronquant, puis en extrapolant les extremums de la courbe. De plus, et d'après les résultats obtenus par Aumelas [2011], pour une vitesse de rotation de 500 trs/min, ce filtre serait responsable d'un déphasage de 1.5° (fondamental à 8,33Hz).

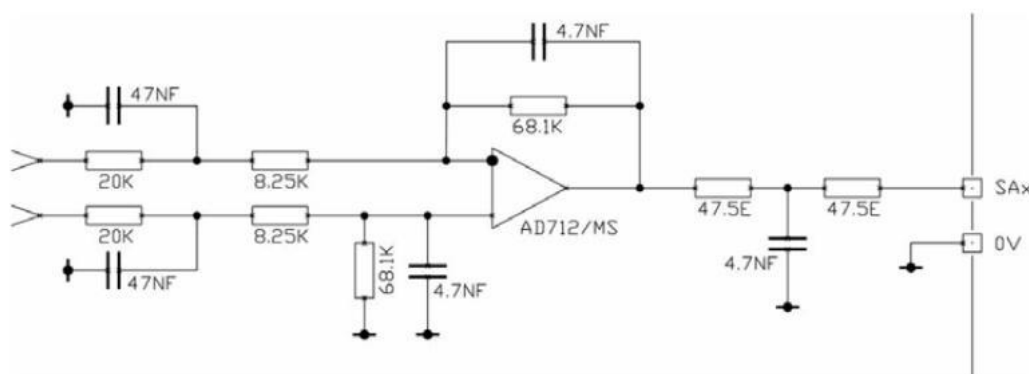


Figure 6-21 : Filtre passe-bas placé en amont des 2 sorties DAC variateur.

Pour ce qui est du couple, qui a 500trs/min présente un fondamentale à 25Hz (turbine à 3 pales), le filtre induit un déphasage de 5° . Une comparaison des courbes de courant en utilisant les deux modes d'acquisition, a quant à elle montré que l'atténuation est presque nul. Le filtre n'a pas d'influence sur la valeur mesuré du couple.

➤ **Deuxième point** : contrôle de l'information de la position angulaire donnée par le résolveur

Ces tests ont été effectués de deux manières : (1) en montant un balourd en bout d'arbre et (2) en utilisant la force magnétique d'un aimant. L'idée est simple : pour pouvoir vérifier l'information de position angulaire, il suffit de créer un couple variable sur l'arbre dont l'évolution angulaire est connue.

Dans le premier cas, le balourd, placé dans le champ de pesanteur, exerce une couple négatif à la montée et un couple positif à la descente.

Dans le deuxième cas, on place un aimant sur le rotor et un aimant sur une partie fixe. Lorsque les deux aimants, au cours de la rotation de l'arbre, sont à proximité, un couple est exercé sur l'arbre.

Ces tests ont montré que le signal de position envoyé par le résolveur est l'image exacte de la position angulaire de l'arbre. La mesure de position est donc correcte, et, n'introduit pas de déphasage.

➤ **Troisième point** : Prise en compte de l'accélération angulaire.

La figure 6-22 illustre ce point par un essai dont les données ont été acquises avec le logiciel Digivex (cf. figure 6-1). La position angulaire, la vitesse instantanée, ainsi que le couple, sont des données issues directement du variateur, afin d'éviter la modification des signaux par les filtres. La vitesse amont est de 1.8 m/s, pour $\lambda = 2$. Lors du traitement des données, la valeur du couple a été corrigée par le terme d'accélération. Cette rosace a ainsi été obtenue pour la même turbine et dans les mêmes conditions que la rosace figure 6-19.

Ces deux rosaces expérimentales sont tout à fait semblables, les niveaux de couple étant tout à fait comparable. On s'aperçoit ici que la correction dynamique du couple permet de retrouver la même orientation que sur la rosace numérique. Le terme d'accélération est donc bien responsable du déphasage observé lors des premiers essais.

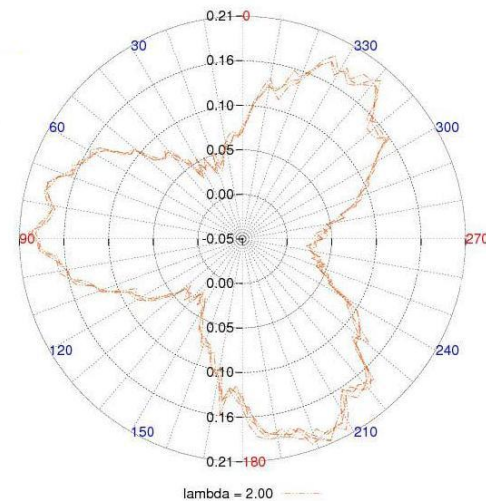


Figure 6-22 : Evolution angulaire du coefficient de couple, turbine A8R4, $\lambda = 2$, $U_{\infty} = 1,8$, décembre 2008 par [Aumelas, 2011]

Pour conclure ces essais, on retiendra l'importance de la correction dynamique dans la mesure couple, qui, si elle n'est pas prise en compte, entraîne un déphasage important (de l'ordre de 45° pour l'essai présenté).

Si on envisage une acquisition du couple avec LabVIEW, il est important de supprimer le filtre présent en amont de la sortie DAC, qui entraîne un déphasage (limité à quelques degrés), et détériore fortement le signal de position. Reste à contourner les difficultés pour obtenir l'accélération angulaire. On peut ici envisager deux solutions : (1) augmenter la fréquence d'échantillonnage, afin d'avoir suffisamment d'information pour pouvoir, à partir de la position et par dérivation, obtenir l'accélération, ou (2) acquérir la vitesse instantanée soit à partir du variateur (le nombre de voie en sortie de variateur étant limité à deux, il conviendrait de créer une troisième sortie), soit directement à partir du résolveur.

L'acquisition à partir de Digivex ne pose pas de difficulté du fait que toutes les informations variateur sont directement accessibles. Le principal défaut est le nombre limité de point (512), qui pour les essais à grandes vitesses de rotation, peut être juste au niveau de la résolution.

6.3 Mesure des efforts de traînée sur une turbine avec une platine piézoélectrique

La mesure des efforts de traînée sur une turbine est un aspect important, et a nécessité une longue période de réflexion et de mise au point. La platine de mesure est un système délicat, et sa mise en œuvre demande de la rigueur et de nombreux essais préliminaires. Les étapes ainsi que les difficultés de cette mise au point sont exposées dans cette partie. Celle-ci est découpée de façon quelque peu artificielle, en présente en premier lieu une phase de mise au point sans hydrolienne puis une phase d'essais en situation (c'est-à-dire avec une turbine en fonctionnement), en essayant de relever tous les points sensibles pouvant influencer la qualité des résultats.

6.3.1 Etape préliminaire : mesure des efforts sans hydrolienne

6.3.1.1 Mesure des efforts statiques

➤ Essais de mesure d'effort statiques

Objectifs

Ces essais ont trois objectifs principaux : (1) s'assurer que le repère pour le calcul des efforts s'appliquant sur la platine est bien orienté, (2) s'assurer de la localisation du point de réduction du torseur des efforts transmissibles par un capteur et (3) s'assurer du bon fonctionnement de l'électronique de mesure. Le principe est simple. La platine de mesure est soumise à un effort constant, dont la valeur et le point d'application sont à priori connus. Les valeurs ont ensuite été récupérées sur le conditionneur de la platine et ont été comparées aux valeurs attendues.

Protocole

Pour appliquer un effort sur la platine, un filin a été tendu entre un capteur à jauges de contrainte (cf. figure 4-8) et un anneau fixé sur le haut du résolveur (Figure 6-23). La tension du filin est contrôlée à l'aide d'une vis de serrage. Le fil est supposé de même direction que l'axe y . Sa masse propre est négligée dans le calcul des efforts. Les efforts étant appliqués progressivement et restant constants, l'hypothèse d'un cas de chargement statique est vérifiée.

Les valeurs sont ensuite relevées sur le conditionneur de signaux du capteur à jauge et comparées à celles fournies par la balance de mesure. Ces dernières sont elles aussi directement relevées au niveau du conditionneur de signaux des capteurs piézoélectriques (sans passer par la carte d'acquisition) : cela évite de multiplier les incertitudes.

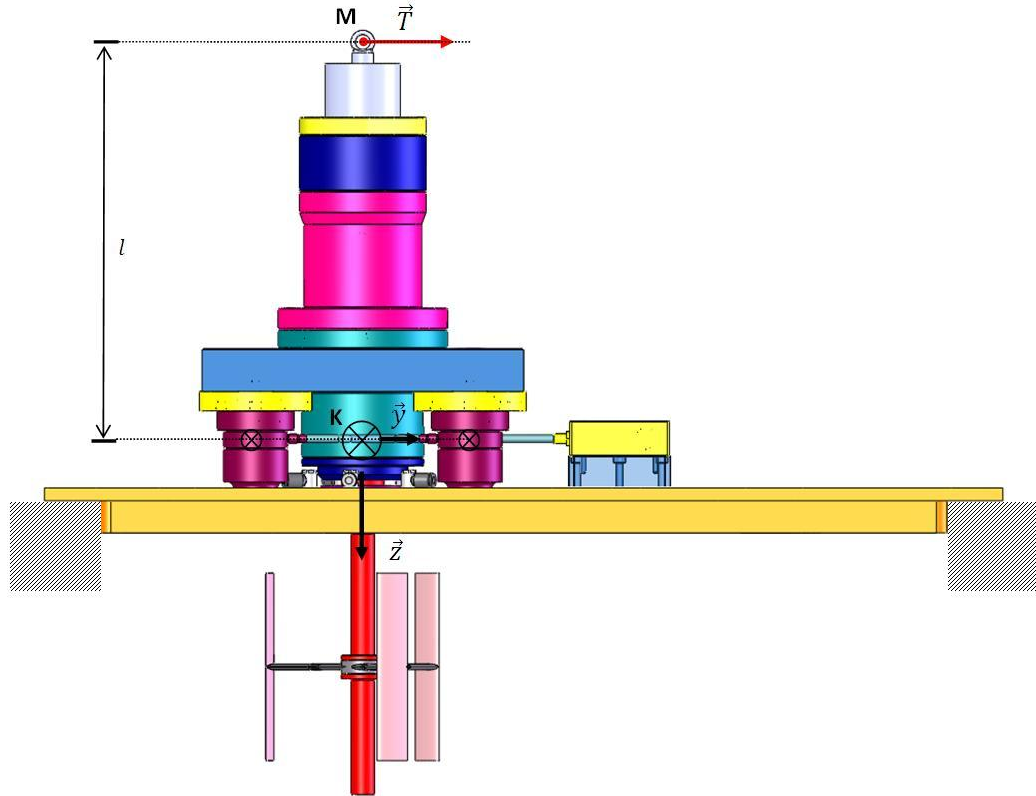


Figure 6-23 : Application d'un effort sur la platine.

Exploitation des résultats et conclusion

L'action mécanique appliquée est un glisseur d'axe central $(M, \vec{y})$:

$$\mathfrak{F}_{(ext \rightarrow platine)} = \begin{cases} \vec{T} = T \cdot \vec{y} \\ \vec{0} \end{cases} \quad (6.6)$$

Au centre de mesure défini par le point K (cf. figure 4-18), ce torseur devient alors :

$$\mathfrak{F}_{(ext \rightarrow platine)} = \begin{cases} \vec{T} \\ \vec{KM} \wedge \vec{T} = l \cdot T \cdot \vec{y} \end{cases} \quad (6.7)$$

Or d'après le § 4.2.2.3 et après application du principe fondamental de la statique à l'ensemble suspendu sur les capteurs piézoélectriques, les efforts mesurés par la platine satisfont le système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} F'_x = F_{x1+2} + F_{x3+4} = 0 \\ F'_y = F_{y1+4} + F_{y2+3} = T \\ F'_z = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} = 0 \\ M'_x = a * (F_{z1} + F_{z2} - F_{z3} - F_{z4}) = T.l \\ M'_y = a * (-F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} - F_{z4}) = 0 \\ M'_z = l * (-F_{x1+2} + F_{x3+4} + F_{y1+4} - F_{y2+3}) = 0 \end{array} \right. \quad (6.8)$$

Connaissant la valeur de la tension de T, le relevé des F_{zi} ainsi que des F_{yi} permet de résoudre ce système et de trouver une valeur expérimentale pour l .

Les conclusions sont les suivantes :

- Cet essai très simple a permis de mettre en évidence le lieu de réduction (point K sur la figure précédente) du torseur des actions mécaniques extérieures appliquées à la platine de mesure. La définition de ce lieu géométrique est primordiale pour la mesure des efforts hydrodynamiques appliqués sur la turbine. Le lieu de K correspond au lieu annoncé par le constructeur, retrouvé avec une précision inférieure à 5%, ce qui compte tenu des incertitudes inhérentes au protocole de mesure (Incertitudes sur la valeur, la direction et le point d'application de T) est tout à fait acceptable.
- La valeur de T a été retrouvée avec une précision meilleure car ne dépendant pas de l'incertitude sur la valeur de l, et a permis de mettre en évidence une dérive de la mesure avec le temps, inhérente à la technologie des capteurs et caractérisée ci-dessous.
- L'orientation du repère associé à la platine est respectée : le montage est bon.

➤ Etude de la dérive temporelle des signaux de force

Objectifs

Le principe de mesure des capteurs piézoélectriques a été abordé dans le paragraphe 4.2.1. Cette technologie fait appel à des condensateurs dont la charge est induite par des électrons en provenance des éléments sensibles, à savoir des cristaux de quartz. On mesure alors la tension aux bornes des condensateurs pour en déduire l'effort appliqué sur le capteur. Il n'est malheureusement pas possible d'éviter une « fuite » d'électrons au niveau des condensateurs, ce qui par conséquent, entraîne une diminution de la tension et donc une dérive de la valeur de l'effort mesurée pour un effort appliqué constant.

La dérive temporelle des signaux de force se traduit par le phénomène suivant : pour un chargement constant de la platine, on constatera ainsi une baisse progressive des signaux (jusqu'au déchargement complet des condensateurs). Le constructeur donne des indications sur la possibilité de dérive, mais pas de valeur précise. Il a en effet été constaté que la dérive est propre à chacun des capteurs. L'étude de cette dérive permettra d'affiner le protocole de mesure d'effort et d'éviter certaines approximations dans le dépouillement des mesures.

Protocole

Les informations de chacune des 8 voies du conditionneur de signaux sont acquises grâce à la plateforme d'acquisition sur LabVIEW. Toute la chaîne de mesure et d'acquisition est ainsi caractérisée. Les capteurs ne sont soumis à aucun effort variable, et sont « shuntés » avant chaque essai (remise à zéro). Le temps d'acquisition est du même ordre que le temps prévu pour un essai de mesure sur une maquette (environ 15min) et la fréquence d'acquisition est de 10Hz de façon à limiter le nombre de points. Différents calibres sont testés, (le calibre correspond ici à l'étendue de mesure permise par un capteur : en pratique le constructeur utilise des condensateurs dont les capacités diffèrent selon le calibre souhaité) à différentes température d'utilisation (enceinte du laboratoire $\approx 20^\circ$ et $\approx 30^\circ$)

Exploitation des résultats et conclusion

Un essai type, pour une température du laboratoire de 20° - et concernant uniquement la première voie - est présenté sur les figures suivantes. La figure 6-24 correspond à l'utilisation d'un petit calibre ($\pm 50\text{N}$) et la figure 6-25 à l'utilisation d'un calibre 10 fois supérieur ($\pm 500\text{N}$)

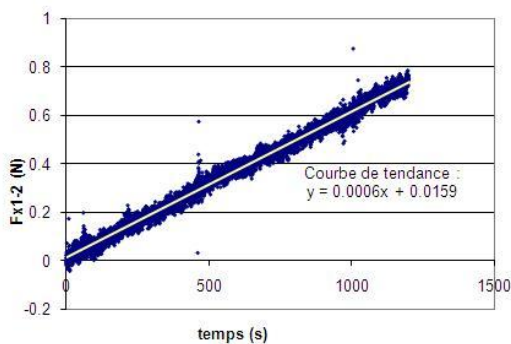


Figure 6-24 : Dérive temporelle du signal d'effort de la voie 1 ($F_{x1} + F_{x2}$), pour le calibre $\pm 50\text{N}$

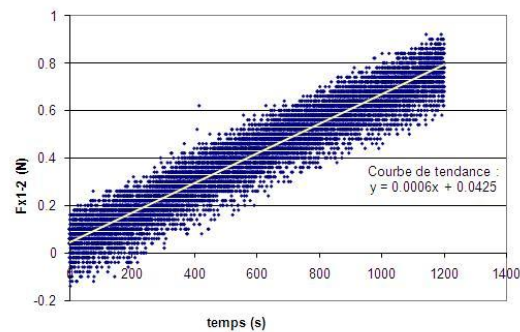


Figure 6-25 : Dérive temporelle du signal d'effort de la voie 1 ($F_{x1} + F_{x2}$), pour le calibre $\pm 500\text{N}$

Plusieurs séries d'essai ont été effectuées pour chacune des 8 voies et ont permis d'établir les conclusions suivantes quant à la dérive :

- La mise à zéro des voies se fait avec une très bonne précision : il ne reste donc que très peu de charges résiduelles sur les lames des condensateurs de charge (Cela correspond à l'ordonnée à l'origine des courbes de régression linéaire présentées ci-dessus). Pour l'ensemble des essais et pour chacun des calibres, la distribution autour du zéro des valeurs initiales des efforts (post-shuntage) est inférieure au dix-millième de l'étendue de mesure, donc tout à fait négligeable.
- L'évolution temporelle du signal peut être considérée comme linéaire et indépendante du calibre et de la température. Les figures précédentes montrent que les coefficients directeurs des courbes de régression linéaire sont indépendants du calibre pour une même voie, mais sont en réalité dépendants des voies testées.

On retiendra que pour la voie testée, celui-ci est inférieur au centième de newton par seconde, ce qui reste vrai pour les voies concernant les mesures des efforts selon les axes x ou y.

- La dérive peut être positive ou négative selon les voies.
- La dérive est environ 5 fois plus importante pour les voies de mesure des efforts selon l'axe z (non utilisées dans notre cas).
- La dispersion des mesures est faible. Celle-ci est de l'ordre de $\pm 0.25 \%$ de l'étendue de mesure et cela tous calibres confondus.

On pourra ainsi raisonnablement négliger la dérive temporelle du signal pour les mesures des efforts de traînée compte tenue de la durée des essais envisagée. La durée d'un essai sera alors définie par le temps entre la mise à zéro des capteurs et la fin de l'acquisition des efforts.

6.3.1.2 *Mesure des efforts dynamiques*

Les efforts de traînée s'appliquant sur la turbine sont variables. Ils seront en général mesurés lors de la rotation d'une maquette d'hydrolienne pour différentes vitesses de rotation. Il faut donc s'assurer : (1) que la rotation de l'arbre de la balance n'entraîne pas de perturbation de la mesure par des effets dynamiques, et que (2) les capteurs soient opérationnels pour ce type de mesure. Ces deux points sont étudiés successivement dans les paragraphes suivants.

➤ **Influence des efforts dynamiques induits par la rotation de l'arbre**

Pour établir la relation entre les efforts mesurés par les plots de mesures et les efforts hydrodynamiques supportés par la turbine, le système matériel {balance} a été isolé. Cet isolement ne fait pas intervenir d'éventuels efforts internes qui seraient induits par la rotation de l'arbre.

Dans le chapitre 4, l'hypothèse de géométrie parfaite des pièces – et par conséquent de l'arbre – a été posée. En particulier, la question des tolérances géométriques des pièces est abordée. Dans ce cas précis cela signifie qu'il a fallu minimiser les défauts géométriques du guidage en rotation (portées des roulements, alésage ainsi que précision de fabrication des roulements), pour se rapprocher de cette hypothèse.

Ces précautions étant prises, la question de l'équilibrage dynamique de l'arbre s'est posée. La classe d'équilibrage la plus exigeante selon la norme NF E90-600 [AFNOR, 1985] a été choisie (Classe G 1) de telle sorte à minimiser les effets dynamiques. Cela revient en pratique à faire tendre vers 0 les produits d'inerties indésirables du solide en rotation et à ramener le centre d'inertie sur l'axe de rotation théorique de l'arbre. On notera que les efforts induits présentent une évolution périodique, dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation de l'arbre. De plus, ces perturbations ne peuvent pas être éliminées par filtrage, car proche de la fréquence d'évolution des efforts à mesurer.

Toujours au sens de cette norme, cela revient à admettre après équilibrage, un balourd maximum de 19g.mm. (A titre indicatif, cela correspond à une variation d'un effort radial induit, à vitesse de rotation constante et à 1500 trs/min, de $\pm 0,45\text{N}$). A noter, qu'après montage, il n'est pas certain que ce critère soit respecté,

car les roulements présentent une valeur de faux-rond non nulle (spécifiés au chapitre 4).

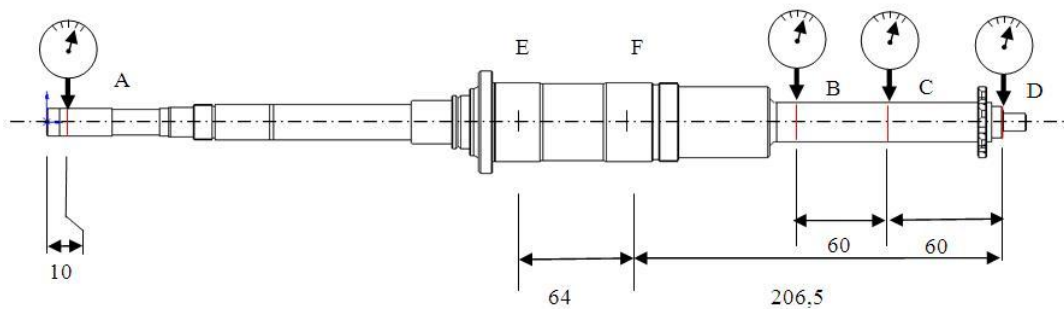


Figure 6-26 : Contrôle du battement de l'arbre.

Une mesure de battement de l'arbre à l'aide de comparateur a été effectuée après montage (Cf. figure 6-26). Cette mesure s'est révélée très concluante : celui-ci ne dépasse pas $40\mu m$ aux extrémités. Cette valeur est en deçà des tolérances des roulements : il n'a pas été nécessaire de la diminuer.

Enfin, une série de mesures a été menée afin mettre en évidence l'influence de la rotation de l'arbre sur les mesures. Celle-ci consiste en l'acquisition continue des signaux d'efforts, avec : (1) une première phase sans rotation de l'arbre et (2) une seconde phase avec une rotation à 1500 trs/min (valeur maximale permise pour les mesures). Il n'y a pas d'efforts extérieurs variables s'appliquant sur la platine de mesure pendant ces essais.

Ceux-ci ont mis en évidence une modification marginale de la mesure en régime permanent. (Ce qui n'est pas le cas des phases d'accélération)

Ainsi, on retiendra de cette section les points suivants :

- Tout a été mis en œuvre pour limiter l'influence des effets dynamiques, en particulier en soignant la géométrie des pièces et par un équilibrage précis de l'arbre.
- Les tolérances géométriques des pièces vérifiées après montage sont respectées.
- Les résultats de mesure d'effort « à vide » et à vitesse de rotation constante n'ont pas mis en évidence la nécessité de prendre en compte les effets dynamiques.
- Les phases d'accélération se traduisent par une réaction du support mesuré par la balance, mais ces aspects n'ont pas vocation à être corrigés. En effet le système réel possède lui aussi une inertie, qui est une de ses caractéristiques propre, au même titre que pour ce dispositif expérimental. De plus les phases transitoires ne font pas l'objet de campagne de mesure. Néanmoins, dans l'objectif de séparer les effets induits par une accélération angulaire de l'arbre (évolution périodique de la vitesse angulaire autour de la vitesse moyenne consigne par exemple) il est possible de faire une correction des mesures, par post-traitement, en utilisant les données d'accélération angulaire et d'inertie de l'ensemble {Turbine-arbre}.
- Il semble raisonnable de renouveler ces essais après une certaine période d'utilisation afin de s'assurer de l'état des roulements. En pratique, on retrouve en effet un endommagement progressif des roulements, ce qui se

traduit par des ondes vibratoires induites dans la structure de la balance. Cela est dû à l'écaillage progressif des pistes de roulement des éléments roulants.

➤ Sollicitations cycliques par montage d'un balourd sur l'arbre

Afin de s'assurer du bon fonctionnement du système et de sa précision, lors de mesures d'efforts cycliques, a été menée une série d'expériences en utilisant un balourd monté en bout d'arbre (Figure 6-27).

Les équations d'évolution théorique des efforts selon les axes $\vec{x}$ et $\vec{y}$ sont obtenues à partir des équations de la dynamique, appliquées au balourd. Les hypothèses simplificatrices formulées sont les suivantes :

- les propriétés de masse du balourd sont obtenues à partir d'un modeler volumique (SolidWorks), et sont supposées très proches des propriétés réelles ;
- compte tenu du dernier paragraphe, l'arbre est considéré comme parfaitement équilibré ;
- l'accélération angulaire de l'arbre est considérée comme nulle.

La vitesse de rotation choisie pour les essais est de 1500trs/min, de telle sorte à obtenir des valeurs d'efforts assez grandes. La figure 6-28 présente le résultat des mesures de l'évolution des efforts expérimentaux comparé à l'évolution théorique.

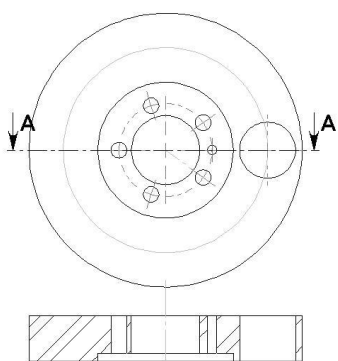


Figure 6-27 : Balourd test

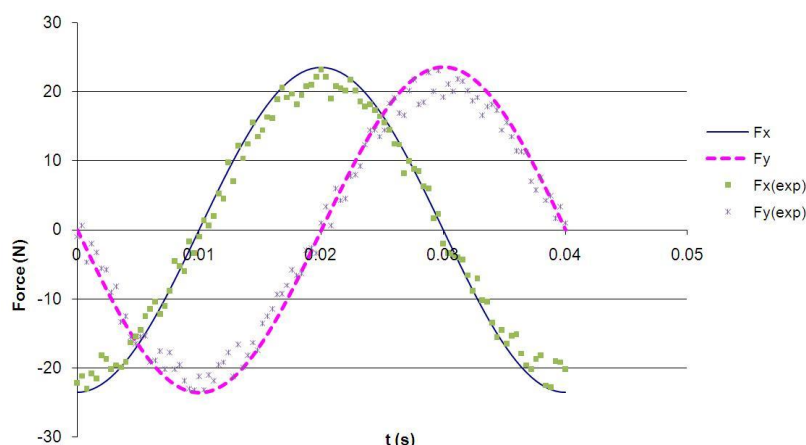


Figure 6-28 : Mesure expérimentale de forces avec balourd (Vitesse de rotation 1500trs/min)

On retiendra de cette section les points suivants :

- les courbes théoriques et expérimentales peuvent être considérées comme parfaitement en phase. La présence d'un pion de centrage sur le balourd permet de caler angulairement les mesures ;
- il existe une dispersion des valeurs expérimentales de l'ordre de ± 2 N. Ce qui est conforme aux incertitudes de mesures spécifiées dans le cahier des charges.
- les résultats expérimentaux suivent de manière remarquable l'évolution sinusoïdale attendue, malgré un léger amortissement. Les incertitudes

concernant les propriétés de masses du balourd ainsi que la mesure de vitesse de rotation peuvent en être l'origine.

On peut raisonnablement affirmer que la balance de mesure d'effort est apte à la mesure d'effort dynamique fortement variable.

6.3.2 Mise en évidence de l'influence du support de la platine piézoélectrique sur la mesure des efforts

6.3.2.1 Mouvements du support de la balance

De potentiels mouvements du support peuvent influencer la qualité de la mesure des efforts s'appliquant sur la platine. Il est en effet important que ce support puisse être considéré comme référentiel galiléen (cf § 0).

Dans ce paragraphe, est présentée la démarche mise en œuvre dans l'objectif de s'assurer de l'immobilité du support. Cela prend tout son sens lors du fonctionnement de la boucle hydrodynamique, ou, lors du passage de personnes à proximité immédiate du dispositif de mesure.

L'application des théorèmes de la dynamique sur la balance de mesure (Platine, génératrice, arbre, turbine), donne la relation suivante, écrite en O (Cf. figure 4-18) :

$$\vec{\mathcal{F}}_{(\overline{balance} \rightarrow balance)} = \begin{cases} m \cdot \vec{\Gamma}_{(G; balance/Rg)} \\ \vec{\delta}_{(O; balance/Rg)} \end{cases} \quad (6.9)$$

Celle-ci ne peut être mise sous cette forme que si le référentiel d'étude est galiléen. De plus, et comme cela a été vérifié au chapitre 4, si la rigidité des éléments de la balance montée sur les plots est suffisante, la relation (6.9) se ramène au cas statique.

Dans un premier temps, des mesures d'accélération ont été menées directement sur la veine. Des accéléromètres ont été posés dans les trois directions de l'espace et en plusieurs points de la section d'essai. Ces capteurs n'ont pas permis de détecter un quelconque mouvement du support lors de la mise en route de la boucle hydraulique. Par contre

la chute d'un objet sur la veine est immédiatement détectée ainsi que le passage de personnes à proximité.

Si la chute d'objet peut être évitée pendant un essai, le passage fortuit de personnes en visite ne le peut pas. Cet aspect a été mis en évidence, et l'on a quantifié l'influence de l'applic-

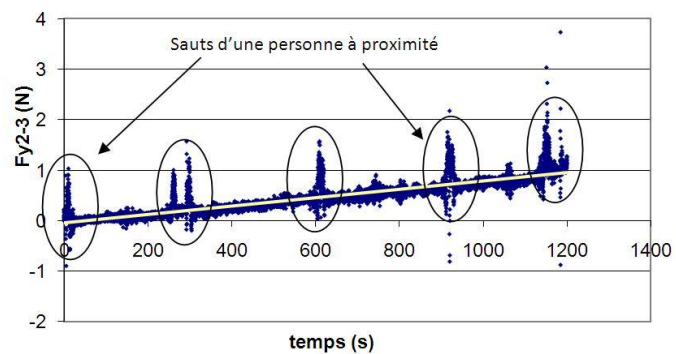


Figure 6-29 : Mise en évidence des vibrations du support de la balance (Voie 4)

ation d'un Dirac d'effort sur le support. C'est ce que met en exergue la figure 6-29 : celle-ci représente une mesure d'effort sur une des 8 voies de la balance, sans application d'effort extérieur (la section d'essai est en eau). On remarque bien l'influence des sauts, qui se traduisent des « pics » successifs d'efforts. On peut néanmoins souligner que ces efforts parasites ne sont que de très faible amplitude, et sont amortis rapidement.

Le support de la veine est une bonne approximation d'un référentiel galiléen.

6.3.2.2 Déformation du support après mise en eau de la veine

Une des difficultés majeures rencontrées lors de la mise en œuvre de la balance, et concernant plus particulièrement la mesure des efforts, a été de rendre indépendante les mesures de la déformation lente du support induite par le remplissage en eau de la veine d'essai.

En effet, après de premiers essais, les mesures mettaient en évidence des efforts importants, alors même que la balance n'était à priori soumise à aucun chargement extérieur. Ce paragraphe illustre la démarche mise en œuvre permettant de mesurer avec précision les efforts hydrodynamiques malgré la déformation du support de la balance.

➤ Etape 1 : Minimisation des déformations du support de la balance.

Lors de la mise en eau, la partie supérieure du tunnel hydrodynamique se remplit de plusieurs m³ d'eau. Cette charge est loin d'être négligeable pour la dalle supérieure (Cf. figure 3-1), ainsi que pour la veine d'essai dans laquelle est incluse la section d'essai. Après une campagne de mesure des déformations de l'ensemble de la veine (à l'aide de comparateurs), ont été mises en évidence des déformations supérieures au millimètre à certains endroits. De plus ces mêmes mesures montrent que le support est soumis à la fois à des contraintes de torsion et de flexion. Etant donné que les efforts induits dans les capteurs étaient à la limite de leur critère de résistance, une reprise des supports de la veine a été entreprise.

Le rajout de deux nouveaux supports intermédiaires ainsi que la reprise de ceux existants ont permis de réduire de manière drastique les déformations du support de la balance, tout en conservant la bonne filtration des vibrations parasites transmises par la dalle.

➤ Etape 2 : Etablissement d'un protocole permettant de rendre la mesure indépendante des déformations du support.

Plusieurs pistes ont été explorées : (1) isoler le support du reste de la veine, (2) créer des abaques permettant la prise en compte des efforts induits par les déformations sur les mesure (correction par post traitement) et (3) mettre les capteurs d'effort à 0 après remplissage de la veine, donc après déformation du support.

La première piste a été abandonnée pour sa complexité, la deuxième piste présente l'inconvénient d'une répétabilité des mesures moyenne et des incertitudes trop grandes (la déformation de la veine dépend fortement de certains paramètres, qui ne restent pas forcément constants, etc.)

La troisième solution a donc été retenue : pour effectuer des mesures d'efforts il faudra donc attendre la stabilisation des niveaux d'eau dans la veine (les contraintes engendrées sur le support se stabilisent alors), et effectuer la mise à zéro des capteurs, alors même que le fluide circule dans la section. Cette mise à zéro se fait lorsque l'hydrolienne ne tourne pas : les valeurs des forces de traînée seront corrigées en enlevant la valeur de la traînée induite sur la turbine à vitesse de rotation nulle.

Cet effort est calculé selon les hypothèses classiques de pression d'arrêt isentropique des particules du fluide sur une surface : il est donc nécessaire, pour chaque turbine, de connaître son projeté orthogonal sur le plan ayant pour vecteur normal le vecteur définissant l'écoulement du fluide. L'air de la surface projetée obtenue est en pratique calculée avec SolidWorks.

6.3.2.3 Déformation du support sous contraintes thermomécaniques

Une autre source de déformation du support de la balance est l'introduction de contraintes thermomécaniques. Pendant une même journée, les variations de température de l'enceinte du laboratoire peuvent être grandes (en été : l'enceinte peut passer de 20 à 35°C). La température du support tend à suivre ces valeurs. L'eau du circuit ne montre quant à elle que peu de variation, et dépasse rarement 18 à 20 °C.

La figure suivante a pour objectif de mettre en évidence la variation de la température du support de la balance. La température de la surface de la plaque est mesurée à proximité des plots, dès la mise en eau du système. On relève parallèlement la température de l'enceinte du laboratoire ainsi que celle de l'eau circulant dans la veine d'essai, qui pour cet essai atteint 20,5°C et reste constante. Après arrêt du circuit (la veine ne contient alors plus d'eau) le relevé des températures se poursuit.

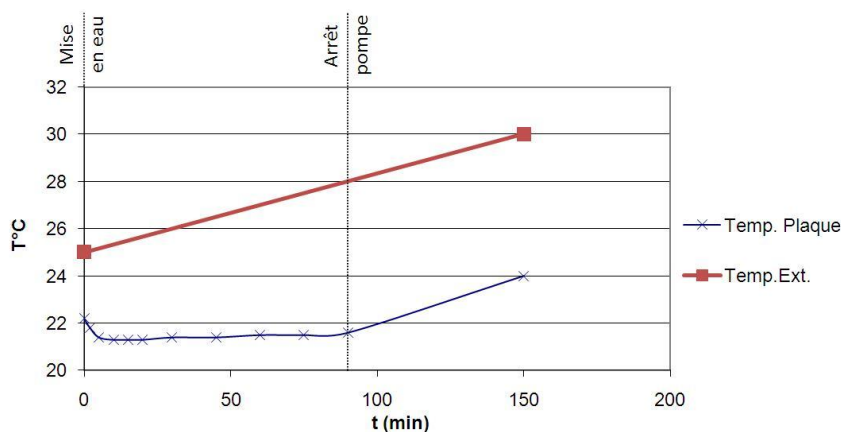


Figure 6-30 : Evolution de la température à la surface du support de la platine de mesure

Dans le cas de la figure 6-30, la mise en eau de la veine d'essai a pour effet d'abaisser en quelques minutes la température du support de la balance, ce qui se traduit géométriquement par un rapprochement des liaisons plots-veine et donc par l'introduction de nouveaux efforts détectables par les plots (dépendants du

coefficient de dilatation thermique du matériau de la plaque). L'expérience a montré que ces efforts restent modérés mais sont de nature à modifier les mesures. On remarque, toujours sur la figure 6-30, qu'après cette période transitoire, la température de la plaque reste constante tant qu'il y a circulation d'eau. Après arrêt de la circulation d'eau et vidange de la veine d'essai la température de la plaque remonte et tend vers la température de l'enceinte.

On retiendra de ces essais, qu'avant de faire une mesure d'effort, il convient d'observer un temps d'attente de l'ordre de quelques minutes afin d'atteindre une certaine stabilité de température du support de la balance. Les mesures longues (mesures continues après une remise à zéro des capteurs) sont à proscrire et ne devront pas dépasser pas le quart d'heure.

6.3.3 **Autres facteurs pouvant influencer la mesure d'effort**

6.3.3.1 *Quantification de l'influence du joint d'étanchéité sur la mesure des efforts*

La difficulté de mise en œuvre d'un système d'étanchéité sans contact a conduit à effectuer les essais avec des joints à lèvre. De plus, la quantification du couple de frottement se fait avec une bonne précision, nécessaire pour des mesures des coefficients de couple ou de puissance.

Par contre, la quantification de l'influence des joints n'a pas été prise en compte lors des essais de mesure d'effort. Les joints utilisés sont en élastomère plutôt qu'en P.T.F.E. Si ces derniers permettent de réduire les coefficients de frottement, ils sont en contrepartie beaucoup plus rigides, et donc ont qualitativement une influence plus grande sur la mesure des efforts.

On peut rajouter que l'arbre associé à son palier présente une rigidité très importante. Cela limite le déplacement relatif entre le joint et l'arbre (dont l'estimation de la valeur, d'après les hypothèses d'un modèle poutre, est inférieure à $5\mu\text{m}$).

Cela peut être néanmoins une piste à explorer, qui peut permettre à terme de réduire encore les incertitudes de mesure.

6.3.3.2 *Quantification du niveau de bruits de mesures*

Des essais préliminaires ont été menés afin de quantifier le niveau de « bruit de mesure ». La sensibilité à certains composants pouvant engendrer des signaux parasites a été recherchée, comme : la sensibilité à la mise en marche de la pompe hydraulique du tunnel, la mise en route du variateur de commande de la génératrice, etc.

Pour ce faire, ont été effectués des essais d'acquisition de force à haute fréquence d'acquisition, permettant de rechercher de signaux dans une gamme de fréquence la plus large possible. Pour chaque essai, les plots ne sont soumis à aucun effort variable, et on étudie l'évolution temporelle du signal.

Ces essais, n'ont pas montré de sensibilité particulière de l'instrument de mesure aux perturbations extérieures de type électromagnétique, et en particulier une insensibilité à l'utilisation de la génératrice et de son variateur source connue de perturbation électromagnétique.

6.3.4 Bilan : analyse des incertitudes de mesure

6.3.4.1 Mesure de couple

L'étude des incertitudes de mesure doivent permettre de déterminer la précision de mesure des coefficients de couple C_c et de puissance C_p .
On rappelle que le coefficient de couple a pour expression :

$$C_c = \frac{C_u}{0,5 \cdot \rho_\infty \cdot U_\infty^2 \cdot R \cdot S} \quad (6.10)$$

Le coefficient de puissance a quant à lui l'expression suivante :

$$C_p = \frac{C_u \cdot \omega}{0,5 \cdot \rho_\infty \cdot U_\infty^3 \cdot S} \quad (6.11)$$

On a donc les incertitudes relatives suivantes [Taylor, 2000] :

$$\frac{\delta C_c}{|C_c|} \approx \frac{\delta C_u}{|C_u|} + \frac{\delta \rho_\infty}{|\rho_\infty|} + 2 \cdot \frac{\delta U_\infty}{|U_\infty|} + \frac{\delta R}{|R|} + \frac{\delta S}{|S|} \quad (6.12)$$

et

$$\frac{\delta C_p}{|C_p|} \approx \frac{\delta C_u}{|C_u|} + \frac{\delta \rho_\infty}{|\rho_\infty|} + 3 \cdot \frac{\delta U_\infty}{|U_\infty|} + \frac{\delta R}{|R|} + \frac{\delta S}{|S|} \quad (6.13)$$

Les incertitudes sur le rayon de la turbine sont inférieures au millimètre, il en va de même pour S . Compte-tenu des valeurs de S et de R , les incertitudes relatives pour ces deux grandeurs sont négligeables. Il en va de même pour la masse volumique de l'eau (De plus, la température de l'eau est connue avec précision).

Il reste l'incertitude de la mesure de la vitesse du fluide, de la vitesse de rotation et du couple utile, qui lui-même est fonction du couple de frottement, de la constante de couple et de la chaîne de mesure de l'intensité aux bornes de la génératrice. Les paragraphes précédents montrent les difficultés que pose la détermination des incertitudes de ces deux derniers points. Ceux-ci seront détaillés dans les travaux de thèse d'Aumelas [2011].

A ce stade, il semble acquis que les objectifs fixés dans le cahier des charges sont remplis, à savoir une incertitude sur la mesure du coefficient de couple inférieur à +/- 5%.

6.3.4.2 Mesure des efforts de traînée

L'obtention des efforts de traînée n'est pas directe. La précision dépend fortement du respect des hypothèses vérifiées plus haut. Les équations de la dynamique appliquées à la balance de mesure (turbine incluse) donnent l'équation vectorielle suivante :

$$\vec{F}_{(fluide \rightarrow balance)} = m \cdot \vec{\Gamma}_{(G;balance/Rg)} + \vec{F}_{(Plots \rightarrow balance)} + \vec{F}_{(Joint \rightarrow balance)} \quad (6.14)$$

Or, les hypothèses émises et vérifiées sont les suivantes :

- Le support est une bonne approximation d'un référentiel galiléen. Sa déformation induite par chargement et par contraintes thermiques est prise en compte par une mise à zéro des capteurs après mise en eau.
- La grande rigidité de la balance évite de mettre en place une compensation accélérométrique des mesures.
- Les efforts parasites internes induits par le balourd de l'arbre en rotation sont minimisés et quantifiés.
- La chaîne de mesure permet d'accéder à $\vec{F}_{(Plots \rightarrow balance)}$ avec une précision quantifiée, dépendante de l'étendue de mesure choisie.
- Les efforts induits par le joint restent à préciser, mais compte tenu de la grande rigidité de l'arbre, des faibles valeurs battement mesurées ainsi que des faibles chargements, ces efforts seront considérés comme négligeables.

Compte tenu de ces éléments, et en prenant arbitrairement $\delta \vec{F}_{(joint \rightarrow balance)} \cdot \vec{x} \approx \delta \vec{F}_{(joint \rightarrow balance)} \cdot \vec{y} \approx +/ - 1N$, les incertitudes de mesure des efforts de traînée calculés sont les suivantes :

$$\delta F_x \approx \delta F_y \approx +/ - 2.5N \quad (6.15)$$

Ces valeurs seront confirmées dans les travaux de thèse d'Aumelas [2011].

6.4 Mesures sur maquettes en tunnel hydrodynamique : résultats expérimentaux

6.4.1 Présentation de la turbine testée

Cette turbine a été conçue à partir de l'ensemble des résultats obtenus par simulations numériques et de l'ensemble des résultats expérimentaux obtenus lors de cette thèse et de la thèse d'Aumelas [2011] sur une première série de maquettes. L'ensemble de ces données ont permis d'obtenir cette turbine, de type Achard, et dont les performances sont remarquables. Elle a fait par ailleurs l'objet de dépôts de brevets.

Rayon	Hauteur	Solidité	Nombre et géométrie des pales	Raccord moyeu-pale
87.5 mm	175 mm	1.1	3 pales droites à profil NACA 0018	3 bras en position centrale à profil NACA 0018

Tableau 6-4 : Caractéristiques de la turbine testée.

Les caractéristiques principales de cette turbine sont consignées dans le tableau 6-4 . On notera les aspects intéressants suivants :

- Le profil utilisé pour les pales est conventionnel, mais a fait l'objet d'une projection tangente à mi-corde. Les pales sont droites pour limiter les écoulements dirigés selon l'axe de rotation (Ecoulements verticaux ici). Le montage d'au moins deux turbines par arbre permettra l'auto-démarrage, malgré les pales droites.
- La section des bras est définie par un profil NACA. Cela a permis d'en réduire au maximum la traînée. Ces bras ne sont pas droits, mais sont incurvés. Cela permet un raccord bras-pale optimal, qui par ailleurs a été particulièrement travaillé afin de minimiser la traînée d'interférence. Celle-ci s'avère être particulièrement pénalisante pour ce type de turbine.

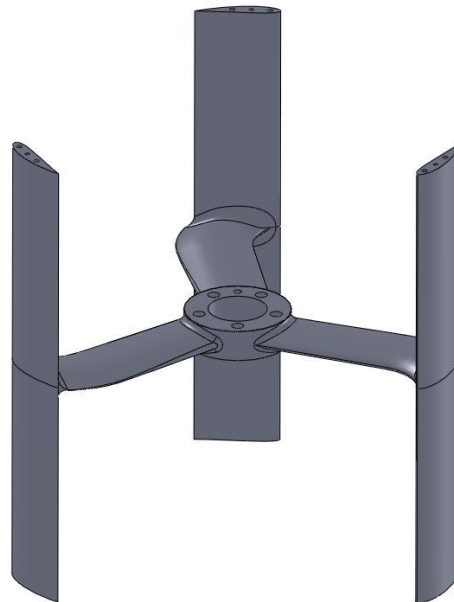


Figure 6-31 : Maquette de la turbine testée

6.4.2 **Conditions et protocole expérimentaux**

6.4.2.1 *Conditions expérimentales*

Les conditions expérimentales ont été décrites au chapitre 3. La campagne a été menée pour une turbine dans une configuration mono-colonne sans dispositif de conditionnement. Le dispositif d'étanchéité utilisé dans ce cas est un joint à lèvre, et non le dispositif sans contact.

6.4.2.2 *Protocole expérimental*

Le protocole expérimental résulte de l'ensemble des constats fait dans les sections 6.2 et 6.3, et dont les points importants sont les suivants :

- Détermination « à vide », avant et après chaque essai, du couple de frottement s'exerçant sur l'arbre. Nécessité d'une mise en rotation préalable de la turbine, pour stabiliser ce couple (15 à 30min).
- Mise en eau de la veine, et attente de la stabilisation de la déformation de la plaque supérieure induite (15 à 30min). Réglage de la vitesse du fluide dans la section.
- Mise à zéro des capteurs d'effort, avec turbine à l'arrêt : les essais peuvent démarrer, et ne doivent pas dépasser 15min.
- Pour chaque acquisition, La vitesse de rotation de la turbine est imposée, de sorte à obtenir le paramètre d'avance désiré.

6.4.3 **Présentation et analyse des résultats expérimentaux**

Les résultats expérimentaux sont présentés dans les paragraphes suivants, et concernent : (1) l'évolution du coefficient de couple moyen pour les vitesses amont de 1.8, 2.3, 2.8 m/s ; (2) l'évolution du coefficient de puissance (rendement de la turbine) pour les vitesses amont de 1.8, 2.3, 2.8 m/s ; (3) l'évolution angulaire du coefficient de couple à différents paramètres d'avance et pour les vitesses de 1.8 et 2.8 m/s ; (4) l'évolution angulaire des efforts de traînée au paramètre d'avance optimal et pour une vitesse amont de 2.3 m/s.

6.4.3.1 Evolution du couple moyen

La figure 6-32 présente la superposition des évolutions du coefficient de couple pour 3 vitesses caractéristiques de fluide.

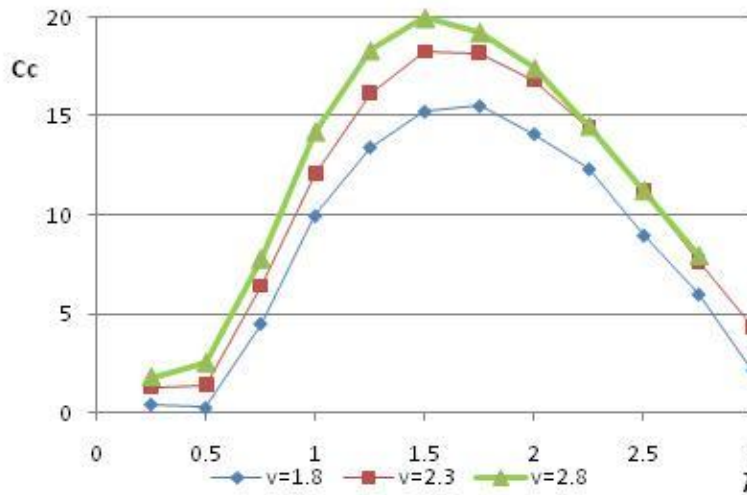


Figure 6-32 : Evolution du coefficient de couple en fonction du paramètre d'avance et de la vitesse infinie amont.

On notera les points suivants :

- Les évolutions de C_c en fonction de λ sont des courbes « en cloche ».
- On constate une évolution de C_c jusqu'à un maximum, qui est atteint avant le paramètre d'avance optimal λ_{opt} , pour lequel le coefficient de puissance est maximal. La valeur de C_c décroît ensuite pour atteindre 0 : ce point de fonctionnement correspond à l'emballement de la turbine, pour lequel les forces motrices sont équilibrées par les forces de frottement. Ce point n'apparaît pas sur la courbe.
- Le C_c maxi croît avec l'augmentation de la vitesse amont.
- Le λ tel que C_c est maxi décroît avec l'augmentation de la vitesse amont.

6.4.3.2 Evolutions du coefficient de puissance

La figure 6-33 présente la superposition des évolutions du coefficient de puissance pour 3 vitesses caractéristiques de fluide.

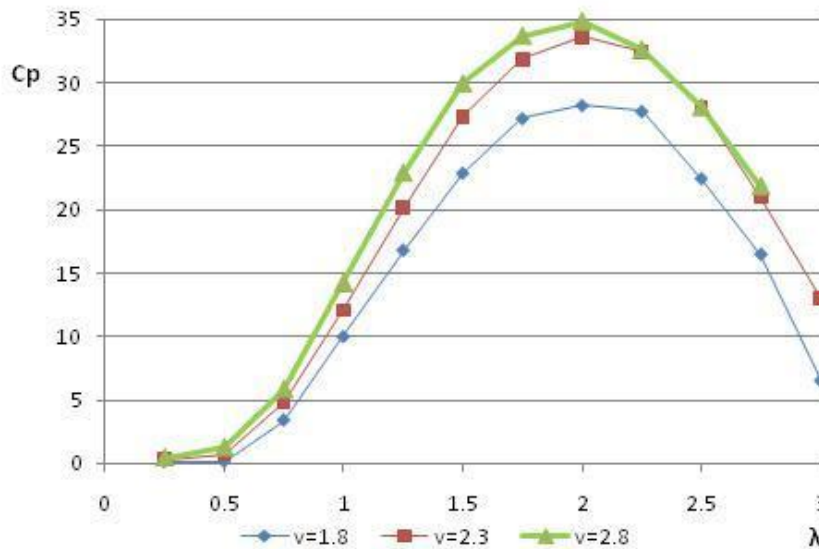


Figure 6-33 : Evolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance et de la vitesse infinie amont.

On notera les points suivants :

- Les évolutions de C_p en fonction de λ sont des courbes « en cloche ».
- On constate une évolution de C_p jusqu'à un maximum, auquel on associe le paramètre d'avance optimal λ_{opt} . La valeur de C_p décroît ensuite pour atteindre 0 : ce point de fonctionnement correspond à l'emballement de la turbine, pour lequel les forces motrices sont équilibrées par les forces de frottement. Ce point n'apparaît pas sur la courbe.
- Le C_p maxi atteint 35% pour une vitesse amont de 2.8m/s et un λ_{opt} de 2.0. Les dernières évolutions des turbines permettent à présent d'atteindre des coefficients de puissance proches de 40%. On remarquera que cette turbine montre des performances presque semblables pour une plage de vitesse amont étendue (2.3-2.8m/s). Pour une vitesse amont de 1.8m/s, on observe néanmoins une baisse sensible des performances.
- Le λ_{opt} décroît avec l'augmentation de la vitesse amont.

6.4.3.3 Evolution angulaire du coefficient de couple

Les figures 6-34 et 6-35 présentent l'évolution angulaire (3 révolutions successives) du coefficient de couple pour 2 vitesses de fluide (1.8 et 2.8m/s) et pour 5 paramètres d'avance (0.5, 1, 1.5, 2, 2.5).

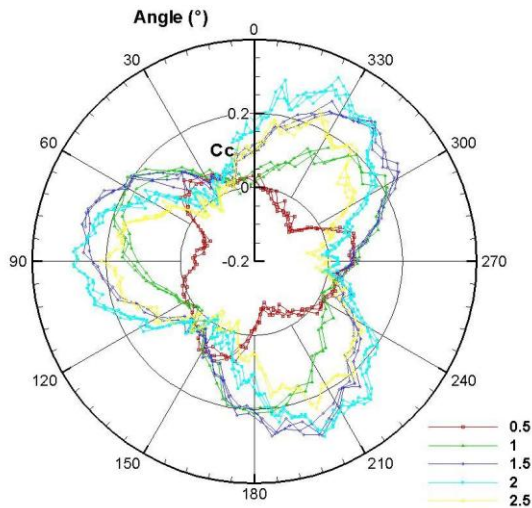


Figure 6-34 : Evolution angulaire typique du coefficient de couple pour différents λ et pour une vitesse infinie amont de 1.8m/s

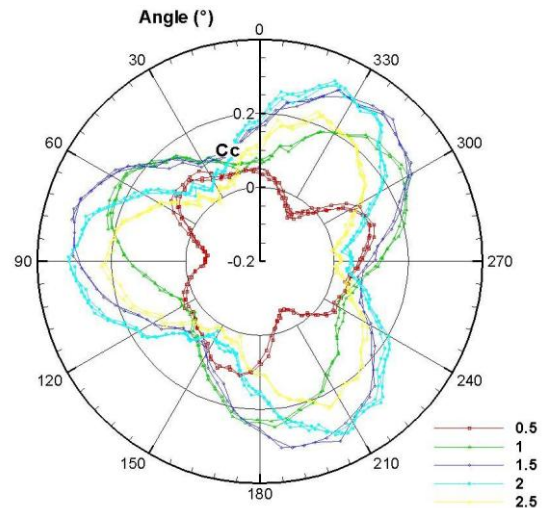


Figure 6-35 : Evolution angulaire typique du coefficient de couple pour différents λ et pour une vitesse infinie amont de 2.8m/s

On notera les points suivants :

- L'évolution de C_c est $2\pi/3$ périodique. Cela est caractéristique d'une turbine à 3 pales.
- On distingue nettement 3 zones de fonctionnement moteur ($[60^\circ, 120^\circ] + 2k\pi/3$) et 3 zones de fonctionnement complémentaire non moteur, avec des valeurs de C_c proches de 0, voir négatives.
- Les valeurs de C_c sont faibles pour les petits λ et sont négatives sur une large plage angulaire : cela correspond à des points de fonctionnement à très faible rendement.
- Les valeurs de C_c augmentent ensuite, et la valeur moyenne de C_c passe par un maximum pour λ très proches de λ_{opt} .
- On constate ensuite une décroissance des valeurs de C_c , jusqu'à l'emballement, qui correspond à une valeur moyenne de C_c nulle.
- A λ_{opt} les maximums angulaires de C_c se trouve à $90^\circ + 2k\pi/3$.
- Les lieux de ces maximums ont tendance à se décaler angulairement dans le sens trigonométrique.
- Le niveau de couple augmente globalement avec l'augmentation de la vitesse de fluide incidente, et d'après ces courbes, les caractéristiques d'évolution de C_c sont semblables pour la plage de vitesses de ces expériences : cela est en pratique très intéressant, car la vitesse des courants n'est pas toujours constante.

6.4.3.4 Variation angulaire des efforts de traînée

Les figures 6-36 et 6-37 présentent l'évolution angulaire (1 révolution successive) des efforts de traînée pour une vitesse de fluide de 2.3 m/s et pour le paramètre d'avance optimal.

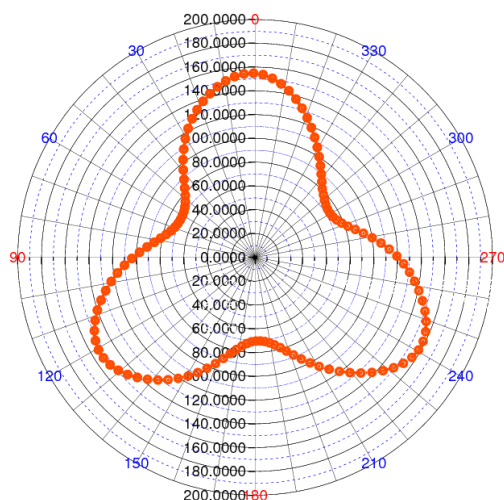


Figure 6-36 : Evolution angulaire typique de l'effort de traînée F_x selon l'écoulement pour le paramètre d'avance optimal ($\lambda=2.2$) et une vitesse infinie amont de 2.3m/s

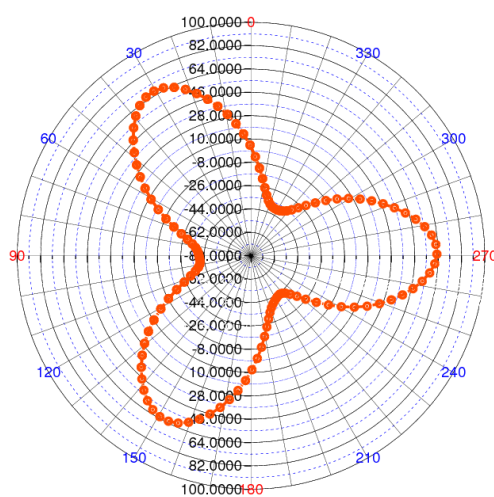


Figure 6-37 : Evolution angulaire typique de l'effort de traînée F_y transverse pour le paramètre d'avance optimal ($\lambda=2.2$) et une vitesse infinie amont de 2.3m/s

On notera les points suivants :

- Les évolutions de F_x et de F_y sont $2\pi/3$ périodiques. Cela est caractéristique d'une turbine à 3 pales.
- Les valeurs de F_x et F_y présentent de fortes variations angulaires.
- L'effort F_x est dirigé selon l'écoulement et ses valeurs sont comprises entre 60 et 160 N
- L'effort F_y est transverse à l'écoulement et dirigé dans les 2 sens. Sa valeur moyenne est proche de +10N. F_y prend des valeurs comprises entre -45 et +65N
- Les lieux des maximums de chacune des évolutions de F_x et de F_y sont décalés de 60° . F_x et F_y sont en opposition de phase.

6.4.4 Bilan

Ce mémoire se clôt par les résultats d'une campagne expérimentale menée sur une turbine, placée dans la section d'essai. L'instrumentation du tunnel hydrodynamique du L.E.G.I. menée pendant cette thèse et finalisée par les travaux d'Aumelas [2011], permet à présent de caractériser avec précision les performances de turbines à partir des mesures de couple. Ces travaux permettent en outre la mesure des efforts de traînée, données qui pourront être utilisées lors du dimensionnement de l'ancrage et des carénages d'une tour.

Conclusion et perspectives

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet HARVEST ; elle est consacrée au développement de l'instrumentation d'un tunnel hydrodynamique afin de tester expérimentalement des maquettes de turbines à flux transverse.

Le projet HARVEST vise le développement de fermes d'hydroliennes fluviales ou marines, d'un type nouveau, composées d'un ensemble de tours. Celles-ci sont constituées d'une ou de deux colonnes juxtaposées, elles-mêmes constituées de plusieurs turbines empilées sur le même arbre de rotation, ainsi que d'une structure de maintien munie de carénages, permettant d'améliorer le rendement. Pour les applications marines cette structure est laissée libre en rotation suivant un axe de symétrie placé en amont de la résultante des forces de portance qui s'exercent sur les carénages ; ces derniers permettent ainsi d'orienter à tout moment les tours face au courant de marée dont la direction évolue.

Les installations éoliennes aujourd'hui font majoritairement appel à des turbines à flux axial ; sur terre et pour des applications de forte puissance, les turbines à flux transverse ont en effet manifestement perdu la partie. Elles présentent trois inconvénients majeurs : (1) des difficultés d'auto-démarrage (2) une forte variabilité des efforts entraînant des vibrations néfastes à la tenue mécanique de la structure, notamment lorsque par suite à une avarie elles se trouvent en « roue libre » et (3) un rendement en général plus modeste que celui des turbines à flux axial. Ces inconvénients sont éliminés dans le concept HARVEST notamment grâce à la modularité du système : les inconvénients (1) et (2) disparaissent sur une colonne qui compte plusieurs turbines aux pales angulairement décalées. La turbine elle-même (turbine Achard) a fait l'objet d'innovations qui ont permis d'augmenter son rendement ; ce dernier se trouve de surcroît amélioré par la présence des carénages.

Dans une première étape, le fonctionnement des turbines à flux transverse a été étudié afin de mettre en évidence leurs principales caractéristiques. La compréhension de leur principe de fonctionnement ainsi que des phénomènes physiques associés a permis de déterminer les grandeurs physiques à mesurer et de mieux cerner le type d'efforts hydrodynamique s'appliquant sur une telle turbine. La présence éventuelle de carénages latéraux ou encore de dispositifs de confinement axial a également été prise en compte.

Il a ensuite été mené une recherche d'informations concernant d'éventuels dispositifs expérimentaux similaires, avec leurs retours d'expériences. La synthèse de ces informations ainsi que des besoins exprimés par les membres de l'équipe HARVEST ont permis d'établir une base de donnée, à partir de laquelle a été construit le cahier des charges du dispositif instrumental à mettre en place.

Si certains éléments du tunnel hydrodynamique existant au laboratoire LEGI ont pu être réutilisés, la majeure partie du dispositif repose sur des éléments nouveaux. Après avoir défini l'architecture du dispositif expérimental, a débuté la phase de conception proprement dite ; elle a été scindée en 3 parties : le système de mesure des efforts, le système de conversion d'énergie et de commande de la turbine ainsi que le dispositif d'acquisition des données.

Une étude comparative a été établie à partir d'une recherche bibliographique, concernant différents types de systèmes de mesure existants. Il en ressort que les systèmes de mesure à capteurs d'effort piézoélectriques constitue un bon compromis pour ce cas. L'ensemble arbre-turbine-convertisseur d'énergie est ainsi monté sur une platine suspendue sur 4 plots piézoélectriques. Il en résulte un système intégré, compact, présentant une bande passante de mesure élevée.

Une deuxième étude comparative concernant les différents types de systèmes de conversion d'énergie a été établie. Un système réversible faisant appel à la technologie des moteurs synchrones autopilotés a été retenu. L'intégration du moteur-générateur synchrone a été optimisée de sorte à ne pas dégrader les fréquences propres de l'ensemble de la structure, et de sorte à obtenir une transmission directe du couple utile. La commande du moteur-générateur se fait quant à elle à partir d'un variateur de puissance permettant conjointement la dissipation d'énergie dans une charge.

En parallèle a été développée sous LabVIEW une interface de commande destinée à imposer la vitesse de rotation à la turbine et une interface permettant l'acquisition des grandeurs physiques mesurées. Une carte d'acquisition sert de liaison avec les divers instruments de mesure ou de commande.

L'utilisation d'outils de pré-dimensionnement existants ou développés lors de cette étude a permis d'optimiser le temps dédié à la phase conception et d'anticiper le comportement de l'instrumentation. Ces outils ont permis également d'optimiser la phase de mise au point et de caractérisation de l'instrumentation qui s'en est suivie.

Après avoir apporté les corrections qui s'étaient révélées nécessaires, a été démontrée dans un premier temps la possibilité de mesurer avec précision le couple fourni par une turbine à partir de l'analyse des courants d'alimentation de la génératrice synchrone. Dans un deuxième temps, a été démontrée la possibilité de mesurer avec précision les efforts de traînée s'appliquant sur une turbine, par analyse des signaux d'efforts émanant des capteurs piézoélectriques. Une série de résultats typiques viennent clôturer ce mémoire, validant cette phase de mise au point.

Les travaux d'instrumentation du tunnel hydrodynamique se sont soldés par l'installation d'un système de mesure et d'acquisition d'efforts fiable et dédié aux tests des performances de maquettes d'hydrolienne. Les principales caractéristiques sont les suivantes :

- Mesure des performances de plusieurs types de maquettes d'hydroliennes de diamètre 175mm et de hauteur 175mm.
- Mesure globale des 6 composantes du torseur de l'action du fluide sur la maquette d'hydrolienne, avec une précision minimale de 5%, de la valeur mesurée.
- Plage de niveau d'efforts permettant de tester les turbines dans les configurations carénée ou non carénée.
- Plage de vitesse de fluide incidente : 0 à 2.8m/s.
- Plage de vitesse de rotation de la turbine : 0 à 1500 trs/min.
- Fréquence typique d'évolution des efforts à mesurer pouvant dépasser 100Hz sans avoir recours à une compensation accélérométrique des mesures.
- Fréquence d'acquisition permettant des mesures d'évolution angulaire d'efforts et comportant au minimum 1 points par degré.

Le stade de développement de l'instrumentation du tunnel hydrodynamique à la fin de cette thèse permettait d'effectuer les premières séries de mesures sur maquettes d'hydroliennes.

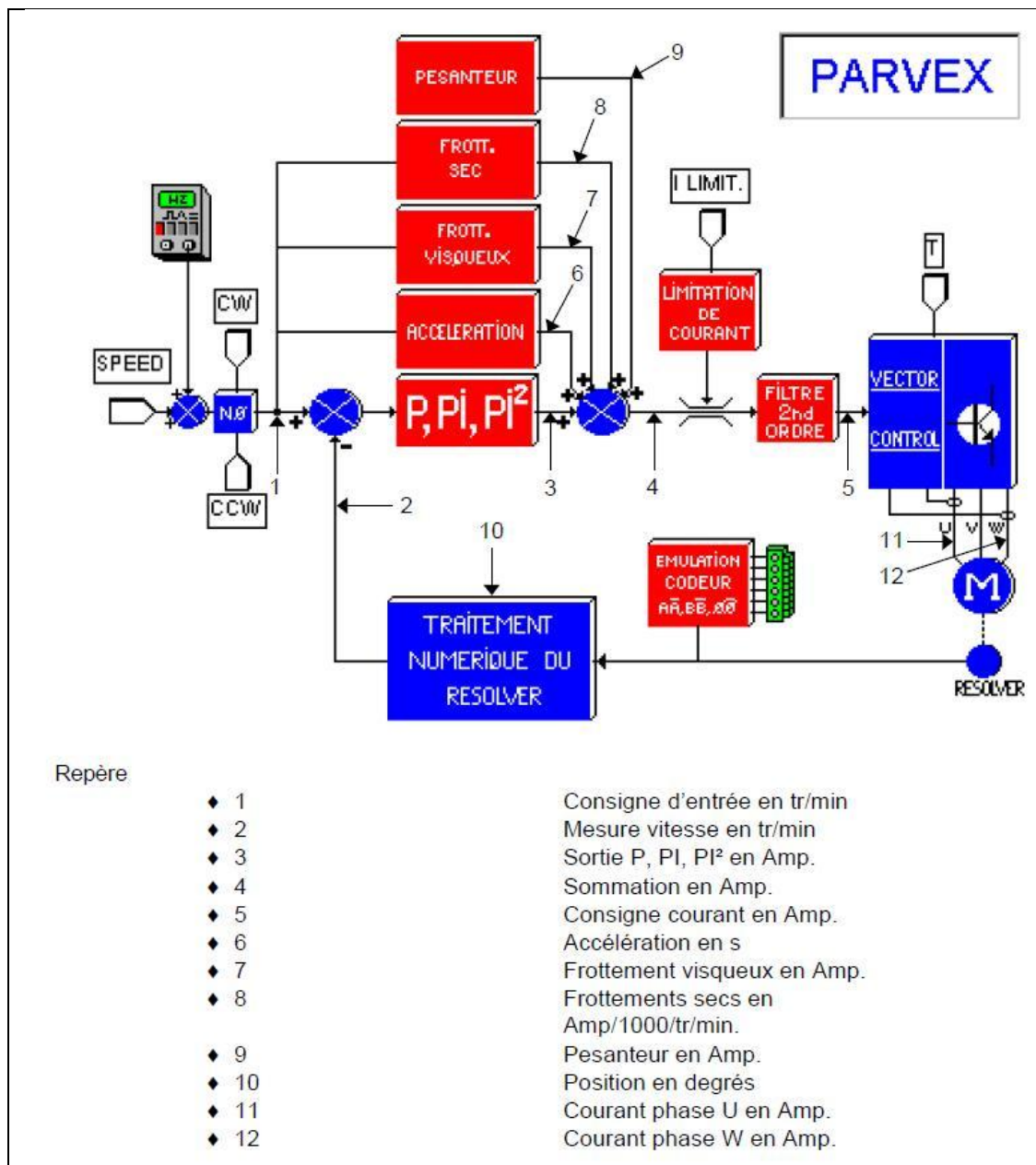
Les études en cours menées par Aumelas [2011], et Bossard J. [2010] ont d'ores et déjà apporté des avancées significatives concernant :

- la définition du protocole expérimental,
- les incertitudes de mesure,
- le post-traitement des données,
- les études expérimentales des phénomènes de cavitation à la surface des pales,
- les mesures expérimentales de champs de vitesse par P.I.V.

L'aboutissement de ces travaux permet à présent une grande variété d'études expérimentales, qui couplées aux études numériques, permettront de nouvelles comparaisons entre les diverses turbines à flux transverse ainsi qu'aux turbines du projet HARVEST d'améliorer encore leurs performances.

Annexes

Annexe B : Synoptique du système de commande de la génératrice



Annexe C : Caractéristique couplomètre



Modèle CD1140

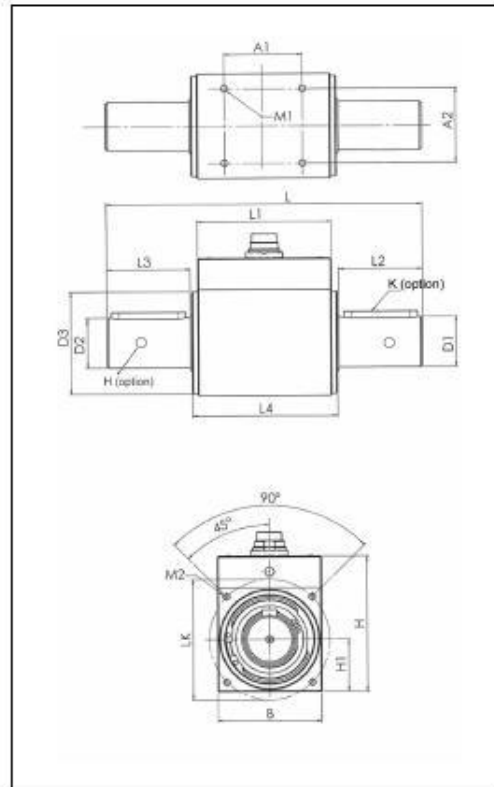
Couplomètre dynamique sans contact



- Etendues de mesure de 0,05 à 20000 N.m
- Très grande précision
- Mesure de vitesse de rotation ou d'angle (option)
- Très faible moment d'inertie
- Fiable, robuste et sans entretien
- Sortie analogique haut niveau

Le couplomètre de la série CD1140 utilise une technologie de transmission sans contact permettant l'alimentation du pont de jauge et la mesure du couple. Cette technologie réduit considérablement le taux d'usure du couplomètre, qui ne nécessite plus de maintenance. Avec des étendues de mesure allant de 0,05 à 20000 N.m, il peut également traiter la vitesse ou l'angle de rotation.

Doté de nombreuses options de montage, ce couplomètre compact et robuste s'adapte aussi bien aux applications de laboratoire qu'aux environnements industriels sévères. Une sortie analogique haut niveau intégrée lui confère une grande polyvalence et facilité d'utilisation.



Caractéristiques mécaniques / Dimensions en mm

Version	CD1140-1	CD1140-1a	CD1140-1b	CD1140-2	CD1140-3	CD1140-6	CD1140-7	CD1140-8
E.M. en N.m	0,05-0,1-0,2 0,5-1	2	5 - 10	20 - 50	100-150 200-300	500-1000 1500	2000-3000 4000-5000	10000-15000 20000
L	89	95	110	145	170	270	320	355
B	28	28	36	42	56	88	105	160
H	48,5	48,5	54	58	73	104	121	176
H1	14	14	18	21	28	44	52,5	80
D1	Ø8	Ø8	Ø10	Ø15	Ø26	Ø45	Ø70	Ø110
D2	Ø5	Ø6	Ø10	Ø15	Ø26	Ø45	Ø70	Ø110
D3	Ø27	Ø27	Ø32	Ø38	Ø54	Ø80	-	-
H (option)	Ø2 H7	Ø2,5 H7	-	-	-	-	-	-
LK	Ø32	Ø32	Ø38	Ø46	Ø65	Ø98	-	-
L1	62	62	68	79	72	84	95	115
L2	10	14	18	30	45	85	110	115
L3	11	14	18	30	45	85	110	115
L4	66	66	72	83	78	90	-	-
A1	40	40	56	60	42	46	75	85
A2	22	22	24	32	40	70	85	130
M1	M3x5	M3x5	M3x6	M3x6	M4x8	M6x12	M8x16	M10x20
M2	M3x6	M3x6	M3x6	M3x6	M4x8	M6x12	-	-
K (option)	-	-	2x A3x3x14	2x A5x5x25	2x A8x7x40	4x A14x9x80	-	-
Poids [g]	170	170	340	600	1300	4500	11 500	31 000
Tr/ mn max.	37000	37000	26000	19000	13500	7900	6300	4000

Photos non contractuelles. Le constructeur se réserve le droit de changer sans préavis les spécifications indiquées. 10/03/2008

Spécifications techniques

Etendues de mesure (E. M.)

De 0-0,05 N.m à 0-20000 N.m (tableau au recto)

Domaine de surcharge

Sans altération des performances : 2 fois l'E.M.

Précision

Linéarité : 0,1% de l'E.M.

Hystérésis : 0,1% de l'E. M.

Domaine de température

Plage d'utilisation en température (PUT) : 0 à 60 °C

Plage de compensation en température (PCT) : 5 à 45 °C

Dérive de zéro dans la plage compensée : 0,02% de l'E. M. /°C

Dérive de sensibilité dans la plage compensée : 0,01% /°C de la valeur lue

Caractéristiques électriques

Tension d'alimentation 12 Vcc nominal $\pm 10\%$

Sensibilité à l'E. M. 0 à ± 10 V

Consommation <200 mA

Sortie électrique

Par connecteur 6 broches, (12 broches avec l'option vitesse ou angle)

Mesure de la vitesse (option)

Vitesse de rotation : 10 000 tours/min⁻¹ max.

Impulsions/tour : 60

Mesure d'angle (option)

Vitesse de rotation : 3 000 tours/min⁻¹ max.

Impulsions/tour : 360

Résolution : 1°

Déphasage : 90°

Référence de commande

Couplemètre dynamique

Modèle

Version

(voir tableau au recto)

Etendue de mesure (E. M.)

En N.m

Options

K : Couplemètre avec clavettes (voir tableau au recto)

H : Alésage arbre (voir tableau au recto)

N : Mesure de vitesse

W : Mesure d'angle

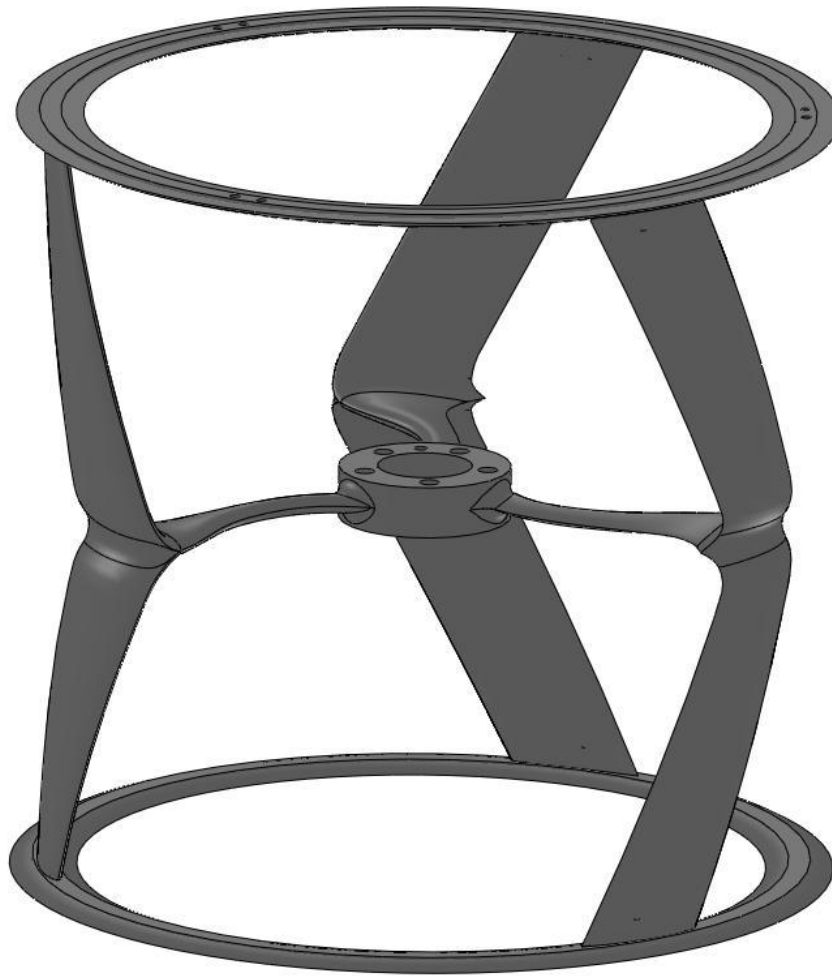
CD1140

1a

2

N

Annexe D : turbine A8R4 avec anneaux



Rayon	Hauteur	Solidité	Nombre et géométrie des pales	Raccord moyeu-pale
87.5 mm	175 mm	1.1	3 pales droites à profil NACA 0018	3 bras en position centrale à profil NACA 0018

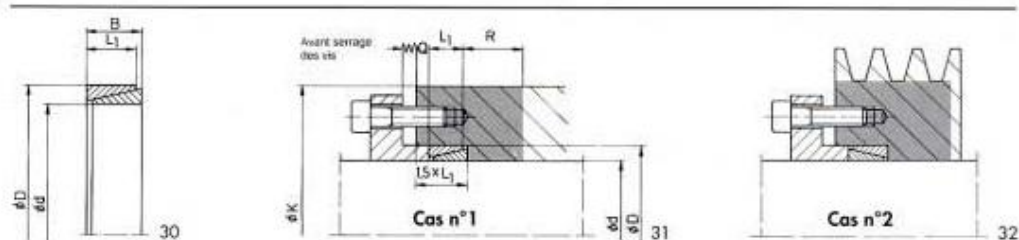
Caractéristiques de la turbine A8R4, utilisées pour les tests de calage angulaire.

Annexe E : Caractéristiques techniques frettes

Série RLK 300



Se référer aux
données techniques
des pages 28 et 29



d x D mm	Réf. 4203	B mm	L1 mm	Nb d'éléments montés en parallèle		Avec : forçage de serrage E		Pression sous l'effort E E1 ou E2		Force de serrage		Limites d'allongement Re[N/mm²] pour matière du moyeu					
				1 W mm	2 W mm	Couple M Nm	effort axial F kN	Arbre PW N/mm²	Moyeu Ps N/mm²	E1 kN	E2 kN	160 Kmm mm	200 Kmm mm	250 Kmm mm	280 Kmm mm	320 Kmm mm	400 Kmm mm
10 x 13	010.001	4,5	3,7	2,5	2,5	7	2	120	96	10	8	23	22	20	20	19	18
12 x 15	012.001	4,5	3,7	2,5	2,5	11	2	120	99	12	10	27	25	23	22	22	21
14 x 18	014.001	6,3	5,3	3	4	20	3	120	97	20	17	33	30	28	27	26	25
15 x 19	015.001	6,3	5,3	3	4	24	3	120	98	21	17	34	32	29	28	27	26
16 x 20	016.001	6,3	5,3	3	4	27	3	120	99	22	18	36	33	31	30	29	27
18 x 22	018.001	6,3	5,3	3	4	34	4	120	100	24	20	39	36	34	33	31	30
19 x 24	019.001	6,3	5,3	3	4	38	4	120	98	27	22	41	38	36	35	34	32
20 x 25	020.001	6,3	5,3	4	4	42	4	120	99	28	23	43	40	37	36	35	33
22 x 26	022.001	6,3	5,3	4	4	51	5	120	103	29	23	45	42	39	38	37	35
24 x 28	024.001	6,3	5,3	4	4	60	5	120	104	31	25	48	45	42	41	39	38
25 x 30	025.001	6,3	5,3	4	4	65	5	120	102	33	27	50	47	44	43	42	40
28 x 32	028.001	6,3	5,3	4	4	82	6	120	106	35	29	53	50	47	46	45	43
30 x 35	030.001	6,3	5,3	4	4	94	6	120	104	39	31	57	54	51	50	48	46
32 x 36	032.001	6,3	5,3	4	4	107	7	120	107	40	32	59	56	52	51	50	48
35 x 40	035.001	7	6	4	4	145	8	120	106	50	40	66	62	58	57	55	53
36 x 42	036.001	7	6	4	4	153	9	120	104	53	43	68	64	61	59	57	55
38 x 44	038.001	7	6	4	4	171	9	120	105	55	45	71	67	63	62	60	57
40 x 45	040.001	8	6,6	4	5	209	10	120	107	62	50	74	69	65	64	62	59
42 x 48	042.001	8	6,6	4	5	229	11	120	106	66	53	77	73	69	67	65	63
45 x 52	045.001	10	8,6	4	5	343	15	120	105	93	76	84	81	76	74	72	69
48 x 55	048.001	10	8,6	4	5	390	16	120	105	99	80	91	85	80	78	76	72
50 x 57	050.001	10	8,6	4	5	423	17	120	106	102	83	93	88	83	81	78	75
55 x 62	055.001	10	8,6	4	5	512	19	120	107	111	90	100	94	89	87	85	81
56 x 64	056.001	12	10,4	4	5	642	23	120	106	139	112	106	99	94	91	88	84
60 x 68	060.001	12	10,4	4	5	737	25	120	106	148	119	112	105	99	96	94	89
65 x 73	065.001	12	10,4	4	5	865	27	120	107	158	128	119	112	106	103	100	96
70 x 79	070.001	14	12,2	4	6	1176	34	120	107	201	162	130	122	115	112	109	104
75 x 84	075.001	14	12,2	4	6	1351	36	120	107	214	172	137	129	122	119	115	110
80 x 91	080.001	17	15	4	6	1889	47	120	106	284	229	151	141	133	130	126	120
90 x 101	090.001	17	15	4	6	2391	53	120	107	316	254	165	155	147	143	139	133
100 x 114	100.001	21	18,7	5	6	3680	74	120	105	440	355	188	176	166	162	157	150
110 x 124	110.001	21	18,7	5	6	4453	81	120	104	473	382	202	189	179	174	169	162
120 x 134	120.001	21	18,7	5	6	5299	88	120	104	508	408	215	202	192	187	182	174
140 x 158	140.001	28	25,3	6	7	9758	139	120	103	808	652	259	243	229	223	216	207
150 x 168	150.001	28	25,3	6	7	11202	149	120	103	855	689	272	256	242	235	229	219
170 x 191	170.001	33	30	7	8	17062	201	120	102	1138	917	310	291	275	268	260	249
180 x 201	180.001	33	30	7	9	19128	213	120	102	1195	962	324	304	288	280	272	261
190 x 211	190.001	33	30	7	9	21312	224	120	104	1267	1019	339	319	302	294	286	274
200 x 224	200.001	38	34,8	7	9	27393	274	120	102	1548	1247	363	341	322	314	305	291
210 x 234	210.001	38	34,8	7	9	30201	288	120	102	1615	1300	377	354	335	326	317	304
220 x 244	220.001	38	34,8	7	9	33146	301	120	102	1681	1352	390	367	348	339	330	316
230 x 257	230.001	43	39,5	7	10	41120	358	120	101	1996	1608	415	390	368	359	348	333
240 x 267	240.001	43	39,5	7	10	44774	373	120	101	2072	1668	428	403	381	371	361	346
250 x 280	250.001	48	44	8	11	54117	433	120	100	2405	1939	452	425	401	391	380	363
260 x 290	260.001	48	44	8	11	58533	450	120	101	2508	2020	467	439	415	404	393	376
270 x 300	270.001	48	44	8	11	63122	468	120	101	2593	2087	481	452	428	417	405	388
280 x 313	280.001	53	49	8	11	75599	540	120	100	2995	2414	505	475	448	437	424	406
290 x 323	290.001	53	49	8	11	81095	559	120	100	3091	2488	519	488	461	450	437	418
300 x 333	300.001	53	49	8	11	86784	579	120	101	3187	2564	533	501	474	462	449	430
320 x 360	320.001	65	59	11	16	118892	743	120	99	4127	3330	584	548	517	503	489	467
340 x 380	340.001	65	59	11	16	134218	790	120	100	4356	3510	615	575	543	529	514	492
360 x 400	360.001	65	59	11	16	150473	836	120	100	4587	3692	639	601	569	555	539	516
380 x 420	380.001	65	59	11	16	167657	882	120	101	4821	3875	667	628	595	580	564	541
400 x 440	400.001	65	59	11	16	185769	929	120	101	5055	4059	694	655	621	606	589	565

1) Si $R \geq 0,5 (K-D)$. K est la valeur minimum. En plus des valeurs indiquées dans le tableau, les assembleurs RLK 300 peuvent être fournis sur demande pour des arbres jusqu'à des diamètres $d = 540$ mm.

Exemple de commande : assembleur expansible RLK 300, Ø 150 X Ø 168, réf. 4203.150.001

Pour les Ø 6 x 9 - 8 x 11 et diamètres supérieurs demander fiche technique n° S00300.

Annexe F : Pertes de charge-joint à labyrinthe

$$D_H = \frac{4 F_0}{\Pi_0} ; \Pi_0 : \text{périmètre.}$$

1) $h_K/\delta_0 > \delta_g/\delta_0$:

$$\xi = \frac{\Delta H}{\gamma w_0^2} = 1 + \xi' + z (a_1 + \xi' b_1 + \xi_f) .$$

2) $h_K/\delta_0 < \delta_g/\delta_0$:

$$\xi = \frac{\Delta H}{\gamma w_0^2} = 1 + \xi' + z (a_2 + \xi' b_2 + \xi_f) ,$$

où :

$$a_1 = f_1 \left(\frac{S}{\delta_0} \right) \quad \text{et} \quad b_1 = f_2 \left(\frac{S}{\delta_0} \right)$$

sont représentés sur le graphique a) ;

$$a_2 = \left(1 - \frac{F_0}{F_K} \right)^2 \quad \text{et} \quad b_2 = 1 - \frac{F_0}{F_K}$$

sont représentés sur le graphique b) ;

ξ' est égal à $\xi = f\left(\frac{r}{D_0}\right)$ sur le diagramme 3.3 ;
pour $r/\delta_0 = 0$, $\xi' = 0,5$;]

$$\xi_f = \lambda \frac{l}{D_H} ;$$

λ est déterminé d'après les diagrammes 2.2 à 2.5 ;

z nombre de chambres du labyrinthe ;

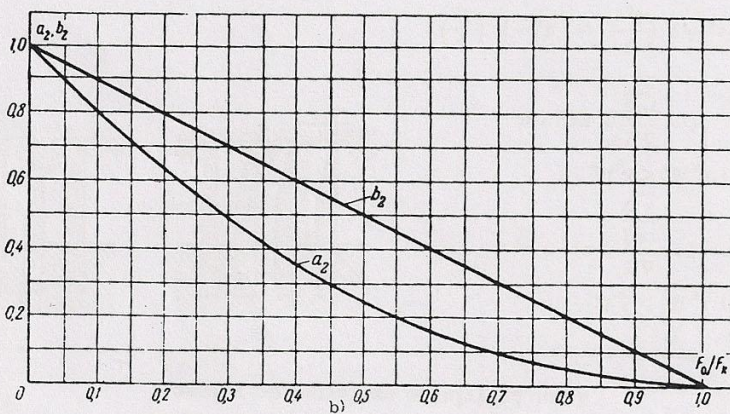
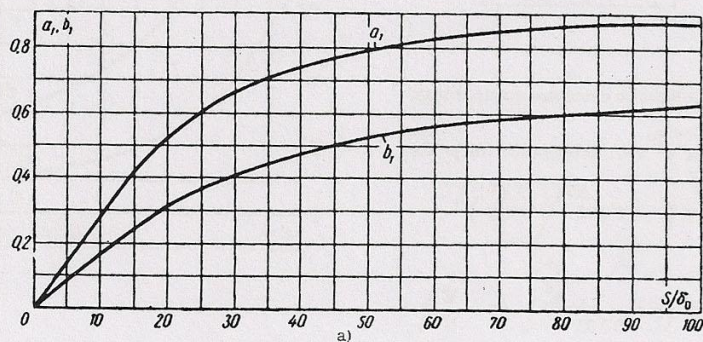
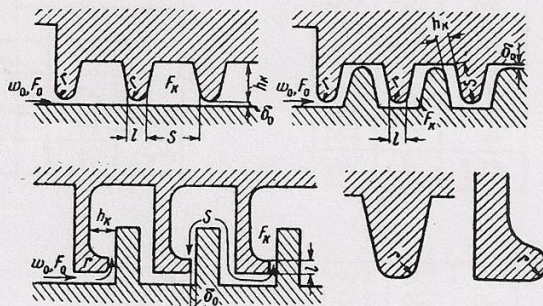
D_H diamètre hydraulique du jeu ;

F_0 aire de la section du jeu ;

F_K aire de la section transversale de la chambre.

S/δ_0	a_1	b_1
0	0	0
5	0,15	0,08
10	0,28	0,16
20	0,53	0,31
30	0,65	0,40
40	0,73	0,47
50	0,78	0,52
60	0,82	0,55
70	0,84	0,58
80	0,87	0,59
90	0,87	0,61
100	0,87	0,63

F_0/F_K	a_2	b_2
0	1,0	1,0
0,1	0,81	0,90
0,2	0,64	0,80
0,3	0,49	0,70
0,4	0,36	0,60
0,5	0,25	0,50
0,6	0,16	0,40
0,7	0,09	0,30
0,8	0,04	0,20
0,9	0,01	0,10
1,0	0	0



Annexe G : Estimation de la durée de vie des roulements.

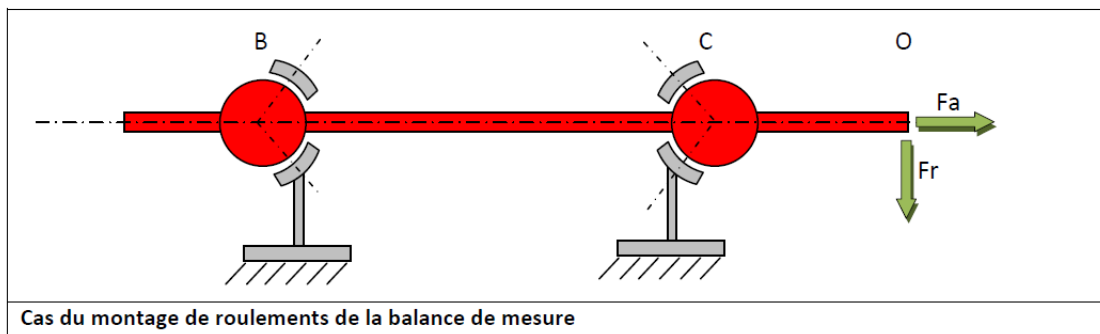
Estimation de la durée de vie des roulements

➤ Conditions de bon fonctionnement

Une des conditions nécessaire pour que les roulements soient utilisés dans de bonne condition est que la moitié des éléments roulants soit chargée. On considère pour cela le paramètre de charge ε , dont la valeur doit être supérieure à 0.5, ou plus simplement le rapport suivant :

$$Fa \geq \frac{0.5 Fr}{Y}$$

Ici la valeur de Y dépend du roulement utilisé. Il convient ainsi d'introduire une charge axiale minimum dans le montage, telle que cette inégalité soit respectée : la durée de vie peut alors être estimée par les formules empiriques données par les constructeurs.



Dans notre cas, on donne la force axiale minimale à appliquer sur les roulements A et B dans le tableau ci-dessous :

	Fr maxi estimée	Fr mini à appliquer
Roulement B	≈ 1200N	> 400N
Roulement C	≈ 1600N	> 500N

Remarque :

- ces forces axiales sont introduites par une précharge,
- il convient de majorer ces forces axiales dans le cas de test d'une turbine développant un effort axial : c'est le cas typiquement de la turbine Gorlov. Il a été estimé qu'elle développe un effort axial au maximum de 100N, dont le sens est fonction de la forme des pales (hélice dextre ou senestre)

➤ Estimation de la durée de vie

Dans le cas d'une précharge suffisante, il sera admis que le troisième roulement ne participe pas, ou du moins très peu, à la reprise des efforts. Sa durée de vie ne sera pas estimée.

Données d'entrée :

- Condition de chargement : précharge de 1000N (Valeur retenue vis-à-vis de la rigidité), et efforts radiaux respectifs de 1200N et 1600N pour les roulements B et C. Les conditions les plus défavorables ont été retenues.
- Vitesse de rotation : 1500trs/min

Durée de vie de l'association des roulements A et B :

A 1500trs/min, la durée de vie estimée est calculée à partir de la formule suivante :

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N}$$

Avec :

- Capacité de charge dynamique
- P charge équivalente : $P = 0.4Fa + YFr$, dans notre cas.
- n dépend du type de roulement : ici 10/3
- N vitesse de rotation

On obtient ainsi pour deux roulement SKF 33109/Q les durées de vie suivantes :

	C	Fa	Fr	P	L _{10H}
Roulement B	69500N	1000	1200	2320N	0.9*10 ⁶ heures
Roulement C	69500N	1000	1500	2800N	0.45*10 ⁶ heures

Annexe H : Estimation de la rigidité d'un montage de roulement.

Détermination de la rigidité du montage de roulements

➤ Déplacement relatif des bagues intérieure et extérieure du roulement

Nous avons utilisé la théorie développée par Hertz pour la détermination de la rigidité du montage de roulement. Cette théorie consiste en l'étude du contact entre deux corps solides de révolution ayant des rayons de courbure différents et des plans principaux confondus. (figure ci-contre). Lorsque ces deux corps sont soumis à une charge Q , on définit alors leur rapprochement δ selon la direction normale au contact. Il en résulte des

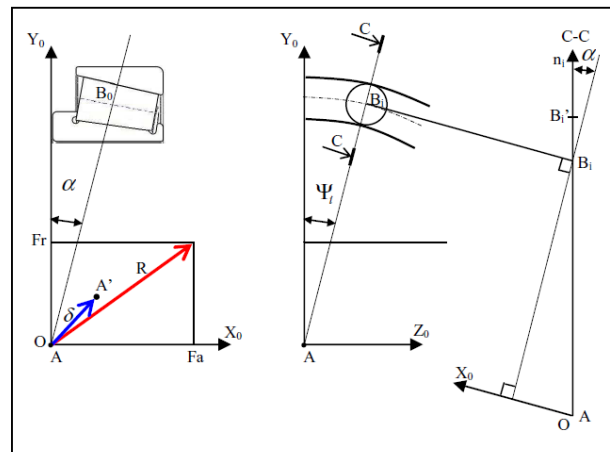
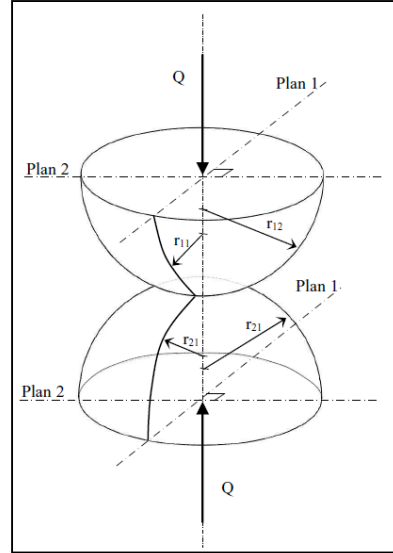
lois expérimentales du type $\delta = KQ^{\frac{1}{t}}$ qui relie selon les matériaux (facteur K) et le type de contact (rapport $1/t$) le rapprochement des corps pour une charge donnée.

Dans le cas de roulements à rouleaux coniques, on étudie le déplacement sous charge de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure. Le roulement transmet un effort R (du type glisseur réduit en A , centre de poussé du roulement), décomposé en une composante axiale F_a et une composante radiale F_r :

$$R = F_a.x_0 + F_r.y_0$$

On exprime alors le déplacement résultant de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure δ (déplacement du centre de poussé A en A') :

$$\delta = \delta_a.x_0 + \delta_r.y_0$$



La rotation de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure n'est pas prise en compte, compte tenu des très faibles déplacements de translation. (Hypothèse des petits déplacements).

Chacun des z éléments roulants, repéré par l'angle Ψ_i , est soumis à une charge, dont la répartition n'est a priori pas connue.

On définit B_i comme étant le point de la bague intérieure coïncident avec le centre de l'élément roulant i . B_i se déplace en B_i' après application de la charge. A partir de l'expression de la norme $\|\overrightarrow{BB_i}\|$, on exprime le déplacement local δ_i , associé à l'élément i selon la direction définie par n_i .

On obtient, en fonction du déplacement global δ : $\delta_i = \delta.n_i$ et donc dans le repère (O, X_0, Y_0, Z_0) : $\delta_i = \delta_a.\sin\alpha + \delta_r.\cos\alpha.\cos\psi_i$

Au niveau des éléments roulants le déplacement maximum $\delta_{\max}$ est obtenu pour $\cos\psi_i = 1$:

$$\delta_{\max} = \delta_a.\sin\alpha + \delta_r.\cos\alpha$$

➤ Définition du paramètre de charge

On définit le paramètre de charge ε en fonction de δ_a et δ_r :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \tan\alpha \right)$$

➤ Distribution des charges sur les éléments roulants

Si le nombre d'éléments roulants z peut être considéré comme grand, alors on peut relier les efforts axial et radial appliqués sur le roulement à la charge maximale $Q_{\max}$ supportée par un élément roulant :

$$Fa = z.Q_{\max}.\sin\alpha.J_a(\varepsilon)$$

$$\text{Avec : } J_a(\varepsilon) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\psi_0} \left(1 - \frac{1-\cos\psi}{2\varepsilon} \right)^t d\psi$$

De même :

$$Fr = z.Q_{\max}.\cos\alpha.J_r(\varepsilon)$$

$$\text{Avec : } J_r(\varepsilon) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\psi_0} \left(1 - \frac{1-\cos\psi}{2\varepsilon} \right)^t \cos\psi d\psi$$

En pratique on utilise le tableau suivant pour déterminer $J_a(\varepsilon)$ et $J_r(\varepsilon)$:

ε	Contact ponctuel $t = \frac{3}{2}$			Contact linéique $t = \frac{10}{9}$		
	$\frac{F_r \tan\alpha}{F_a}$	$J_r(\varepsilon)$	$J_a(\varepsilon)$	$\frac{F_r \tan\alpha}{F_a}$	$J_r(\varepsilon)$	$J_a(\varepsilon)$
0	1	1/z	1/z	1	1/z	1/z
0,2	0,9318	0,1590	0,1707	0,9215	0,1737	0,1885
0,3	0,8964	0,1892	0,2110	0,8805	0,2055	0,2334
0,4	0,8601	0,2117	0,2462	0,8380	0,2286	0,2728
0,5	0,8225	0,2288	0,2782	0,7939	0,2453	0,3090
0,6	0,7835	0,2416	0,3084	0,7480	0,2568	0,3433
0,7	0,7427	0,2505	0,3374	0,6999	0,2636	0,3766
0,8	0,6995	0,2559	0,3658	0,6486	0,2658	0,4098
0,9	0,6529	0,2576	0,3945	0,5920	0,2628	0,4439
1	0,600	0,2546	0,4244	0,5238	0,2523	0,4817
1,25	0,4338	0,2289	0,5044	0,3598	0,2078	0,5775
1,67	0,3088	0,1871	0,6060	0,2340	0,1589	0,6790
2,5	0,1850	0,1339	0,7240	0,1372	0,1075	0,7837
5	0,0831	0,0711	0,8558	0,0611	0,0544	0,8909
∞	0	0	1	0	0	1

Valeurs des fonctions $J_a(\varepsilon)$ et $J_r(\varepsilon)$

➤ **Algorithme de détermination des déformations en fonction des charges appliquées sur les roulements**

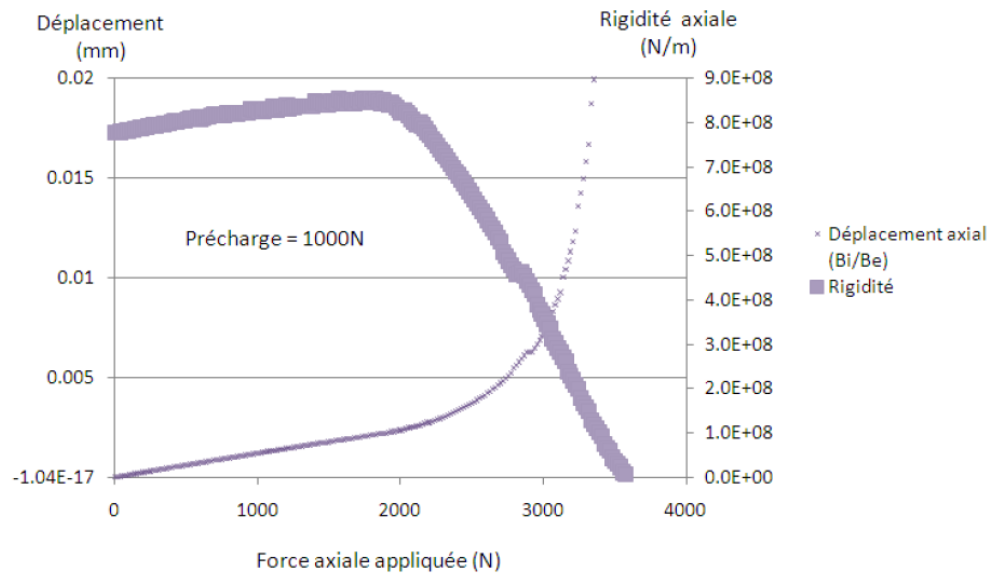
En pratique, a été développée une macro Excel pour prévoir le déplacement relatif de la bague intérieure d'un roulement par rapport à sa bague extérieure. Ces données permettent ensuite de remonter à la rigidité du montage, connaissant les efforts appliqués sur les roulements.

Les données de départ sont :

- le chargement (valeur de R) ;
- Les caractéristiques du roulement : loi de comportement, nombre d'éléments roulants, angle de définitions des contacts, les intégrales J_a et J_r calculées à partir du paramètre de charge.

On détermine ainsi le déplacement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure.

La courbe ci-dessous est obtenue à partir de la routine Excel. Elle représente le déplacement axiale de la bague intérieure correspondant la variable δ_a en fonction de l'effort axial pour une précharge de 1000N. On en déduit la courbe de rigidité.

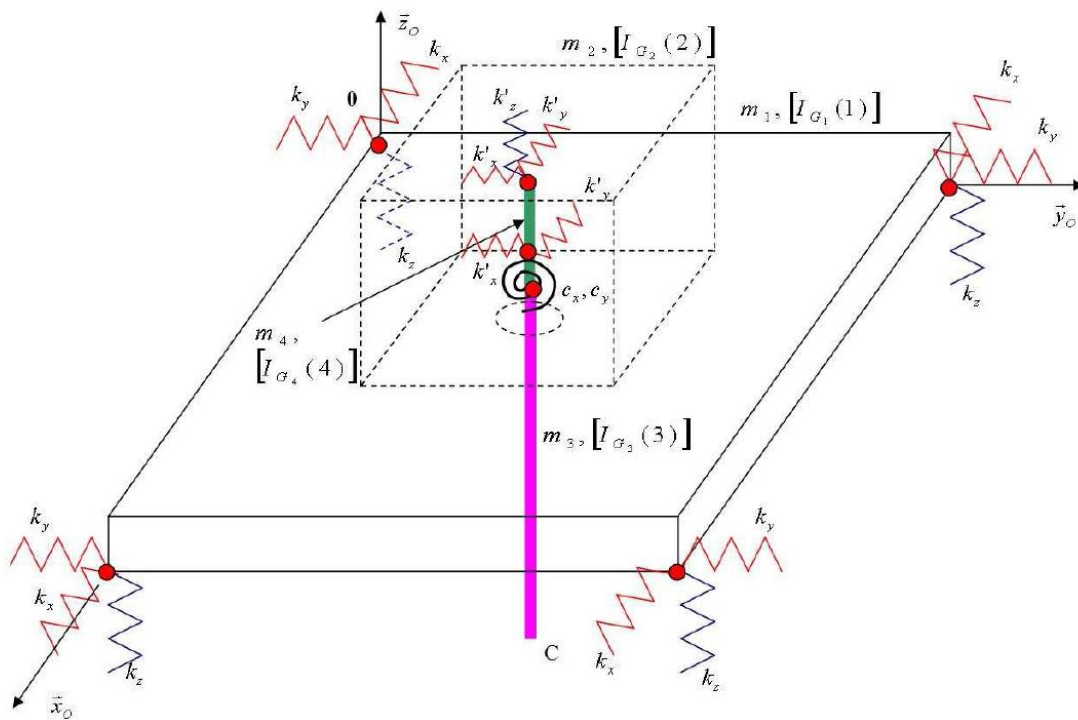


Annexe I : Analyse des fréquences propres de la balance de mesure.

Analyse fréquentielle du système

A Modélisation du système :

On modélise la structure par un ensemble de solides indéformables (ici : la plaque (1), la structure (2), l'arbre (3) et le moyeu (4)). L'ensemble est en liaison avec le bâti (ici la section d'essai) par l'intermédiaire de 12 ressorts élastiques k_i , modélisant l'action des plots sur la plaque (1). La turbine transmet à l'ensemble une action mécanique connue, appliquée en $C \in 3$. La rigidité en flexion de cette pièce et de sa liaison avec 4 est prise en compte, et cela compte tenu de l'important bras de levier. On la modélise par un ressort de rigidité angulaire c . Les solides (3) et (4) sont en liaison pivot avec 2 réalisée par deux roulements à billes. L'action de cette liaison a été modélisée par 5 ressorts de rigidité k'_i .



B Hypothèses :

- **Linéarité et petits mouvements :** les structures mécaniques n'ont pas un comportement rigoureusement linéaire. Dans le cas des petits mouvements, elles sont « linéarisables » autour d'une position privilégiée, qui est la position d'équilibre occupée au repos (en l'absence de sollicitations et d'après le théorème de Lejeune-Dirichlet : position qui correspond au minimum de l'énergie potentiel de l'ensemble mécanique). De plus, compte tenu de la rigidité de la balance ainsi que des faibles chargements vis-à-vis de ce critère, le cas des petits mouvements est bien vérifié.
- **Structure conservative :** la déformation de la structure n'entraîne pas de dissipation énergétique, ce qui correspond à un amortissement nul.
- **Vibrations libres.**
- Support du système considéré comme référentiel galiléen.

C Repérage

On considère deux R.O.N.D. Au repos (à $t=0$), les deux repères sont confondus et leur point de référence respectif se trouvent en O et en G_1 . Ce dernier point correspondant au centre de gravité de la pièce (1). On positionne ainsi la pièce (1) de telle sorte que l'on fait coïncider un de ses coins inférieurs avec le point O , comme le montre la figure précédente.

$R_O(O, x_0, y_0, z_0)$ considéré comme galiléen
 $R(G_1, x, y, z)$ lié à la pièce 1.

D Etapes de résolution du problème

- Détermination des propriétés de masse et d'inertie respectives aux différents solides.
- Définition de la position des centres de gravité respectifs aux différents solides.
- A partir de l'hypothèse des petits déplacements, est établie la cinématique des différents solides.
- Ecriture de l'énergie cinétique des différents solides.
- Détermination des raideurs des différentes liaisons élastiques.
- Effort s'appliquant sur la structure.
- Détermination des potentiels élastiques et de pesanteur.
- Détermination des matrices de raideur et de masse du système répondant aux équations de Lagrange, calculées à partir des expressions de l'énergie cinétique du système et des efforts agissant sur le système .
- Résolution et détermination des pulsations propres et fréquences propres.

E Propriétés de masse et d'inertie respectives aux différents solides

Rappels

➤ *Parallélépipède rectangle*

Dimension : (L_x, L_y, L_z)

Masse : $M = \rho \cdot L_x \cdot L_y \cdot L_z$

$$\text{Matrice d'inertie : } M. \begin{bmatrix} \frac{(Ly^2 + Lz^2)}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{(Lx^2 + Lz^2)}{12} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(Lx^2 + Ly^2)}{12} \end{bmatrix}_{(G,x,y,z)}$$

➤ *Cylindre*

Dimension : (D,h)

$$\text{Masse : } M = \rho.h.\frac{\pi.D^2}{4}$$

$$\text{Matrice d'inertie : } M. \begin{bmatrix} \frac{h^2}{3} + \frac{D^2}{16} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{h^2}{3} + \frac{D^2}{16} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{D^2}{8} \end{bmatrix}_{(G,x,y,z)}$$

➤ *Cylindre creux*

Dimension : (D,d,h)

$$\text{Masse : } M = \rho.h.\frac{\pi.(D^2 - d^2)}{4}$$

$$\text{Matrice d'inertie : } M. \begin{bmatrix} \frac{h^2}{3} + \frac{D^2 - d^2}{16} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{h^2}{3} + \frac{D^2 - d^2}{16} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{D^2 - d^2}{8} \end{bmatrix}_{(G,x,y,z)}$$

E Géométrie « réelle » et calcul de l'énergie cinétique

En première approche, on se fixe des géométries simples et leurs dimensions respectives en respectant au mieux la réalité.

➤ **Solide (1) :** plaque rectangulaire. Dimension : $Lx1 * Ly1 * Lz1$

On repère le centre de gravité G_1 du solide 1 dans le repère R_0

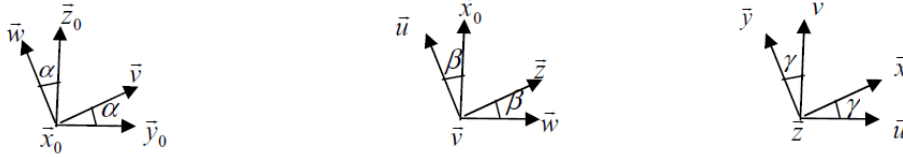
$$\vec{OG}_1 = \left(x_1 + \frac{Lx_1}{2}\right).\vec{x}_0 + \left(y_1 + \frac{Ly_1}{2}\right).\vec{y}_0 + \left(z_1 + \frac{Lz_1}{2}\right).\vec{z}_0$$

x_1, y_1, z_1 correspondent aux petits déplacements de G_1 .

Au repos, on a $x_1 = y_1 = z_1 = 0$.

Cinématique : le solide 1 possède 6 degrés de liberté dans son mouvement par rapport à R_0 : 3 translations et 3 rotations définis par les paramètres $x_1, y_1, z_1, \alpha, \beta, \gamma$

Le repérage utilisé est le suivant :



Vitesse du point G_1 par rapport à R_0

$$\vec{V}_{G_1 \in 1 / R_0} = \dot{x}_1 \cdot \vec{x}_0 + \dot{y}_1 \cdot \vec{y}_0 + \dot{z}_1 \cdot \vec{z}_0$$

Vitesse de rotation du solide 1 rapport à R_0

En écrivant que $\sin(x) \approx x$ et $\cos(x) \approx 1$ (DL1) et en se limitant aux termes du 1^{er} ordre dans l'expression de la vitesse de rotation, on a :

$$\vec{\Omega}_{1/0} = \dot{\alpha} \cdot \vec{x} + \dot{\beta} \cdot \vec{y} + \dot{\gamma} \cdot \vec{z}$$

D'où l'expression de l'énergie cinétique de 1 :

$$2T_{(1/R_0)} = M_1 \cdot \left\{ \left(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2 \right) + \left(\frac{(Ly_1^2 + Lz_1^2)}{12} \dot{\alpha}^2 + \frac{(Lx_1^2 + Lz_1^2)}{12} \dot{\beta}^2 + \frac{(Ly_1^2 + Lx_1^2)}{12} \dot{\gamma}^2 \right) \right\}$$

➤ **Solide (2)** : choix en première approche : cylindre creux de dimension : D_2, d_2, h_2

Vitesse du point G_2 par rapport à R_0

$$\vec{V}_{G_2 \in 2 / R_0} = \vec{V}_{G_2 \in 2 / R_0} + \vec{G}_2 \vec{G}_1 \wedge \vec{\Omega}_{2/0}$$

Vitesse de rotation du solide 2 rapport à R_0

En faisant l'hypothèse que le solide (2) est indéformable, on écrit :

$$\vec{\Omega}_{2/0} = \vec{\Omega}_{1/0}$$

D'où l'expression de l'énergie cinétique de 2 :

$$2T_{(2/R_0)} = M_2 \left(\left[\dot{x}_1 + \dot{\beta} \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) \right]^2 + \left[\dot{y}_1 - \dot{\alpha} \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) \right]^2 + \dot{z}_1^2 \right) + M_2 \left(\left[\frac{h_2^2}{3} + \frac{D_2^2 - d_2^2}{16} \right] \dot{\alpha}^2 + \left[\frac{h_2^2}{3} + \frac{D_2^2 - d_2^2}{16} \right] \dot{\beta}^2 + \left[\frac{D_2^2 - d_2^2}{8} \right] \dot{\gamma}^2 \right)$$

➤ **Solide3** : maquette d'hydrolienne, propriété de masse connue.

En première approche, on considère le système sans l'hydrolienne et un montage correspondant à un arbre court, destiné au test des turbines à flasques. Le solide 3 n'est donc pas pris en considération ainsi que les raideurs cx et cy.

➤ **Solide4** : arbre plein. Dimension : D_4 et h_4

On repère le centre de gravité G_4 du solide 4 dans le repère R

$$\vec{G_1 G_4} = (x_4 + X_{G_4})\vec{x} + (y_4 + Y_{G_4})\vec{y} + (z_4 + Z_{G_4})\vec{z}$$

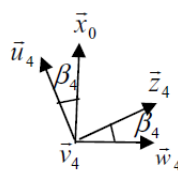
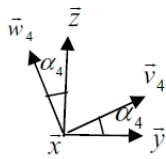
x_4, y_4, z_4 correspondent aux petits déplacements de G_4 .

Au repos, on a $x_4 = y_4 = z_4 = 0$

Cinématique : le solide 4 possède 5 degré de liberté dans son mouvement par rapport à R: 3 translations et 2 rotations définis par les paramètres $x_4, y_4, z_4, \alpha_4, \beta_4$ dans R.

Par rapport au repère R_0 on rajoute encore un degré de liberté : la rotation γ

Le repérage utilisé est le suivant :



Vitesse du point G_2 par rapport à R_0

$$\vec{V}_{G_4 \in 4 / R_0} = \left(\dot{x}_1 + \dot{x}_4 + \dot{\beta} \cdot Z_4 \right) \vec{x}_0 + \left(\dot{y}_1 + \dot{y}_4 - \dot{\alpha} \cdot Z_4 \right) \vec{y}_0 + \left(\dot{z}_1 + \dot{z}_4 \right) \vec{z}_0$$

Vitesse de rotation du solide 1 rapport à R_0

$$\vec{\Omega}_{4/0} = \left(\dot{\alpha} + \dot{\alpha}_4 \right) \vec{x} + \left(\dot{\beta} + \dot{\beta}_4 \right) \vec{y} + \dot{\gamma} \vec{z}$$

D'où l'expression de l'énergie cinétique de 4 :

$$\begin{aligned}
2T_{(4/R0)} = & \\
& M_4 \cdot \left(\left(\overset{\circ}{x}_1 + \overset{\circ}{x}_4 + \overset{\circ}{\beta} \cdot Z_4 \right)^2 + \left(\overset{\circ}{y}_1 + \overset{\circ}{y}_4 - \overset{\circ}{\alpha} \cdot Z_4 \right)^2 + \left(\overset{\circ}{z}_1 + \overset{\circ}{z}_4 \right)^2 \right) \\
& + M_4 \cdot \left(\left[\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right] \cdot \left(\overset{\circ}{\alpha} + \overset{\circ}{\alpha}_4 \right)^2 + \left[\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right] \cdot \left(\overset{\circ}{\beta} + \overset{\circ}{\beta}_4 \right)^2 + \left[\frac{D_4^2}{8} \right] \cdot \overset{\circ}{\gamma}^2 \right)
\end{aligned}$$

➤ **Energie cinétique de l'ensemble {(1)+(2)+(4)}**

On peut maintenant écrire l'énergie cinétique de l'ensemble {(1)+(2)+(4)} en regroupant les termes selon les paramètres de mouvement et en développant par la même occasion les termes au carré :

$$\begin{aligned}
2T_{(1+2+4/R0)} = & \\
& \{M_1 + M_2 + M_4\} \cdot \overset{\circ}{x}_1^2 + \{M_1 + M_2 + M_4\} \cdot \overset{\circ}{y}_1^2 + \{M_1 + M_2 + M_4\} \cdot \overset{\circ}{z}_1^2 \\
& + \left\{ M_1 \cdot \frac{(Ly_1^2 + Lz_1^2)}{12} + M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} + \frac{h_2^2}{3} + \frac{D_2^2 - d_2^2}{16} \right) + M_4 \cdot \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} + Z_4^2 \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\alpha}^2 \\
& + \left\{ M_1 \cdot \frac{(Lx_1^2 + Lz_1^2)}{12} + M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} + \frac{h_2^2}{3} + \frac{D_2^2 - d_2^2}{16} \right) + M_4 \cdot \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} + Z_4^2 \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\beta}^2 \\
& + \left\{ M_1 \cdot \frac{(Lx_1^2 + Ly_1^2)}{12} + M_2 \cdot \frac{D_2^2 - d_2^2}{8} + M_4 \cdot \left(\frac{D_4^2}{8} \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\gamma}^2 \\
& + \{M_4\} \cdot \overset{\circ}{x}_4^2 + \{M_4\} \cdot \overset{\circ}{y}_4^2 + \{M_4\} \cdot \overset{\circ}{z}_4^2 \\
& + \left\{ M_4 \cdot \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\alpha}_4^2 + \left\{ M_4 \cdot \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\beta}_4^2 \\
& + 2 \cdot \{M_4\} \cdot \overset{\circ}{x}_1 \cdot \overset{\circ}{x}_4 + 2 \cdot \left\{ M_2 \cdot \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) + Z_4 \cdot M_4 \right\} \cdot \overset{\circ}{x}_1 \cdot \overset{\circ}{\beta} \\
& + 2 \cdot \{M_4\} \cdot \overset{\circ}{y}_1 \cdot \overset{\circ}{y}_4 - 2 \cdot \left\{ M_2 \cdot \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) + Z_4 \cdot M_4 \right\} \cdot \overset{\circ}{y}_1 \cdot \overset{\circ}{\alpha} \\
& + 2 \cdot \{M_4\} \cdot \overset{\circ}{z}_1 \cdot \overset{\circ}{z}_4 \\
& + 2 \cdot \{Z_4 \cdot M_4\} \cdot \overset{\circ}{\beta} \cdot \overset{\circ}{x}_4 + 2 \cdot \left\{ M_4 \cdot \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\beta} \cdot \overset{\circ}{\beta}_4 - 2 \cdot \{Z_4 \cdot M_4\} \cdot \overset{\circ}{\alpha} \cdot \overset{\circ}{y}_4 + 2 \cdot \left\{ M_4 \cdot \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \right\} \cdot \overset{\circ}{\alpha} \cdot \overset{\circ}{\alpha}_4
\end{aligned}$$

F Matrice de masse

On en déduit la « matrice de masse », en ordonnant les paramètres de mouvement q_i de la sorte : $x_1, y_1, z_1, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1, x_4, y_4, z_4, \alpha_4, \beta_4$.

M :

$$\begin{aligned} & M_1 + M_2 + M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) + Z_4 M_4 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \\ & 0 \quad M_1 + M_2 + M_4 \quad 0 \quad M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) + Z_4 M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \\ & 0 \quad 0 \quad M_1 + M_2 + M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad 0 \\ & 0 \quad -M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) + Z_4 M_4 \quad 0 \quad M_1 \frac{(Ly_1^2 + Lz_1^2)}{12} + M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} + \frac{h_2^2}{3} + \frac{D_2^2 - d_2^2}{16} \right) + M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} + Z_4^2 \right) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad -Z_4 M_4 \quad 0 \quad M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \quad 0 \\ & M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} \right) + Z_4 M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_1 \frac{(Lx_1^2 + Lz_1^2)}{12} + M_2 \left(\frac{h_2}{2} + \frac{Lz_1}{2} + \frac{h_2^2}{3} + \frac{D_2^2 - d_2^2}{16} \right) + M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} + Z_4^2 \right) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad Z_4 M_4 \quad 0 \quad M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \\ & 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_1 \frac{(Lx_1^2 + Ly_1^2)}{12} + M_2 \frac{D_2^2 - d_2^2}{8} + M_4 \left(\frac{D_4^2}{8} \right) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \\ & M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \\ & 0 \quad M_4 \quad 0 \quad -Z_4 M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \\ & 0 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad Z_4 M_4 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \quad 0 \quad 0 \\ & 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \quad 0 \\ & 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_4 \left(\frac{h_4^2}{3} + \frac{D_4^2}{16} \right) \end{aligned}$$

G Matrice de raideur

Les raideurs k_x, k_y, k_z sont données par le constructeur en $N / \mu m$:

$$\begin{cases} k_x = 500 N / \mu m \\ k_y = 500 N / \mu m \\ k_z = 1300 N / \mu m \end{cases}$$

La raideur du palier est déterminée à partir de la théorie dite de Hertz :

Pour une précharge de 500N des roulements de type 33109/Q par exemple, on obtient :

$$\begin{cases} k'_x = 250 N / \mu m \\ k'_y = 250 N / \mu m \\ k'_z = 1000 N / \mu m \end{cases}$$

➤ **Détermination des énergies potentielles élastiques (effet des ressorts) et de pesanteur agissant sur le système**

Hypothèses :

- amplitude des déplacements faibles. On utilise ainsi la relation caractéristique des petits déplacements.
- les raideurs sont suffisamment grandes pour que l'on puisse négliger le potentiel de pesanteur devant le potentiel élastique des ressorts.

Ressorts agissant sur la plaque 1 :

On appelle U_A le potentiel élastique des ressorts agissant au point A et $\bar{d}_A$ le déplacement du point A.

Il faut considérer successivement les déplacements des points A, B, C, D. On calcule ces déplacements à partir du déplacement du point G_1 .

En A :

$$\bar{d}_A = \begin{pmatrix} x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} + \gamma.b \\ y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} + \gamma.a \\ z_1 - \beta.a - \alpha.b \end{pmatrix} \Rightarrow 2U_A = k_x \left(x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} + \gamma.b \right)^2 + k_y \left(y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} + \gamma.a \right)^2 + k_z (z_1 - \beta.a - \alpha.b)^2$$

$$2U_A = k_x \left(x_1^2 - 2 \frac{Lz_1}{2} (x_1.\beta) - b.(x_1.\gamma) + \frac{Lz_1^2}{4}.\beta^2 + 2.b.\frac{Lz_1}{2} .(\gamma.\beta) + b^2.\gamma^2 \right) \\ + k_y \left(y_1^2 + 2 \frac{Lz_1}{2} (y_1.\alpha) + a.(y_1.\gamma) + \frac{Lz_1^2}{4}.\alpha^2 + 2.a.\frac{Lz_1}{2} .(\gamma.\alpha) + a^2.\gamma^2 \right) \\ + k_z (z_1^2 - 2.a.(z_1.\beta) + 2.b.(z_1.\alpha) + a^2.\beta^2 - 2.a.b.(\alpha.\beta) + b^2.\alpha^2)$$

En B :

$$\bar{d}_B = \begin{pmatrix} x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} + \gamma.b \\ y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} - \gamma.a \\ z_1 + \beta.a - \alpha.b \end{pmatrix} \Rightarrow 2U_B = k_x \left(x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} + \gamma.b \right)^2 + k_y \left(y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} - \gamma.a \right)^2 + k_z (z_1 + \beta.a - \alpha.b)^2$$

$$2U_B = k_x \left(x_1^2 - 2 \frac{Lz_1}{2} (x_1.\beta) - b.(x_1.\gamma) + \frac{Lz_1^2}{4}.\beta^2 + 2.b.\frac{Lz_1}{2} .(\gamma.\beta) + b^2.\gamma^2 \right) \\ + k_y \left(y_1^2 + 2 \frac{Lz_1}{2} (y_1.\alpha) - a.(y_1.\gamma) + \frac{Lz_1^2}{4}.\alpha^2 - 2.a.\frac{Lz_1}{2} .(\gamma.\alpha) + a^2.\gamma^2 \right) \\ + k_z (z_1^2 + 2.a.(z_1.\beta) - 2.b.(z_1.\alpha) + a^2.\beta^2 - 2.a.b.(\alpha.\beta) + b^2.\alpha^2)$$

En C :

$$\bar{d}_C = \begin{pmatrix} x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} - \gamma.b \\ y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} - \gamma.a \\ z_1 + \beta.a + \alpha.b \end{pmatrix} \Rightarrow 2U_C = k_x \cdot \left(x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} - \gamma.b \right)^2 + k_y \cdot \left(y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} - \gamma.a \right)^2 + k_z \cdot (z_1 + \beta.a + \alpha.b)^2$$

$$2U_C = k_x \cdot \left(x_1^2 - 2 \frac{Lz_1}{2} (x_1 \cdot \beta) + b \cdot (x_1 \gamma) + \frac{Lz_1^2}{4} \cdot \beta^2 - 2.b \cdot \frac{Lz_1}{2} \cdot (\gamma \cdot \beta) + b^2 \gamma^2 \right) \\ + k_y \cdot \left(y_1^2 + 2 \frac{Lz_1}{2} (y_1 \cdot \alpha) - a \cdot (y_1 \gamma) + \frac{Lz_1^2}{4} \cdot \alpha^2 - 2.a \cdot \frac{Lz_1}{2} \cdot (\gamma \cdot \alpha) + a^2 \gamma^2 \right) \\ + k_z \cdot (z_1^2 + 2.a \cdot (z_1 \beta) + 2.b \cdot (z_1 \alpha) + a^2 \cdot \beta^2 + 2.a.b \cdot (\alpha \cdot \beta) + b^2 \cdot \alpha^2)$$

En D :

$$\bar{d}_D = \begin{pmatrix} x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} - \gamma.b \\ y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} + \gamma.a \\ z_1 - \beta.a + \alpha.b \end{pmatrix} \Rightarrow 2U_D = k_x \cdot \left(x_1 - \frac{\beta.Lz_1}{2} - \gamma.b \right)^2 + k_y \cdot \left(y_1 + \frac{\alpha.Lz_1}{2} + \gamma.a \right)^2 + k_z \cdot (z_1 - \beta.a + \alpha.b)^2$$

$$2U_D = k_x \cdot \left(x_1^2 - 2 \frac{Lz_1}{2} (x_1 \cdot \beta) + b \cdot (x_1 \gamma) + \frac{Lz_1^2}{4} \cdot \beta^2 - 2.b \cdot \frac{Lz_1}{2} \cdot (\gamma \cdot \beta) + b^2 \gamma^2 \right) \\ + k_y \cdot \left(y_1^2 + 2 \frac{Lz_1}{2} (y_1 \cdot \alpha) + a \cdot (y_1 \gamma) + \frac{Lz_1^2}{4} \cdot \alpha^2 + 2.a \cdot \frac{Lz_1}{2} \cdot (\gamma \cdot \alpha) + a^2 \gamma^2 \right) \\ + k_z \cdot (z_1^2 - 2.a \cdot (z_1 \beta) - 2.b \cdot (z_1 \alpha) + a^2 \cdot \beta^2 + 2.a.b \cdot (\alpha \cdot \beta) + b^2 \cdot \alpha^2)$$

En E :

$$\bar{d}_E = \begin{pmatrix} x_4 - d \cdot \beta_4 \\ y_4 + d \cdot \alpha_4 \\ z_4 \end{pmatrix} \Rightarrow 2U_E = k'_x \cdot (x_4 - d \cdot \beta_4)^2 + k'_y \cdot (y_4 + d \cdot \alpha_4)^2 \\ 2U_E = k'_x \cdot (x_4^2 - 2.d \cdot x_4 \cdot \beta_4 + d^2 \cdot \beta_4^2) + k'_y \cdot (y_4^2 + 2.d \cdot y_4 \cdot \alpha_4 + d^2 \cdot \alpha_4^2)$$

En F :

$$\bar{d}_F = \begin{pmatrix} x_4 + c \cdot \beta_4 \\ y_4 - c \cdot \alpha_4 \\ z_4 \end{pmatrix} \Rightarrow 2U_F = k'_x \cdot (x_4 + c \cdot \beta_4)^2 + k'_y \cdot (y_4 - c \cdot \alpha_4)^2 + k'_z \cdot (z_4)^2 \\ 2U_F = k'_x \cdot (x_4^2 + 2.c \cdot x_4 \cdot \beta_4 + c^2 \cdot \beta_4^2) + k'_y \cdot (y_4^2 - 2.c \cdot y_4 \cdot \alpha_4 + c^2 \cdot \alpha_4^2) + k'_z \cdot (z_4)^2$$

➤ **Matrice de raideur**

On peut maintenant écrire directement la matrice de raideur :

$$\underline{\underline{K}} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 4.k_x & 0 & 0 & 2.Lz_1.k_x & 2.Lz_1.k_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 0 & 4.k_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 4.k_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 2.Lz_1.k_y & 0 & 0 & Lz_1^2.k_y + 4.b^2.k_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 2.Lz_1.k_x & 0 & 0 & 0 & Lz_1^2.k_x + 4.a^2.k_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4.b^2.k_x + 4.a^2.k_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2.k'_x & 0 & 0 & 0 & k'_x(c-d) \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2.k'_y & 0 & k'_y(d-c) & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k'_z & 0 & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k'_y(d-c) & 0 & d^2.k'_y + c^2.k'_z & 0 \end{matrix} & \\ \begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k'_x(c-d) & 0 & 0 & 0 & d^2.k'_y + c^2.k'_z \end{matrix} & \end{matrix}$$

H Résolution du système

On résout l'équation $\det(K - \omega^2 M) = 0$ qui est le polynôme caractéristique du système de degré $2m$ en ω . Ce polynôme est bicarré en ω et les m valeurs positives ω_i satisfaisant cette équation sont appelées pulsations propre du système.

En pratique on utilisera Maple pour résoudre cette équation, en effectuant le remplacement des variables géométriques et de masse par des valeurs se rapprochant du système réel.

Annexe J : Fiche produit : plots de mesure multi composante

Force – FMP

KISTLER

Mehrkomponenten-Bausatz
Jeu de capteurs multicomposantes
Multicomponent Kit

1 ... 4

9366BB...

Anschlussfertiger Bausatz zum Bau von Mehrkomponenten-Kraftmessplattformen. Die Plattengröße kann innerhalb weiter Grenzen gewählt werden.

Vier Quarzkristall-3-Komponenten-Sensoren mit integriertem Kabel und Summierbox nach Schutzart IP-67.

Der Bausatz wird mit einer Normdeckplatte im Werk kalibriert.

Jeu de capteurs multicomposantes pour construire des plate-formes de mesure à plusieurs composantes. La grandeur de la plate-forme peut être choisie dans des limites larges.

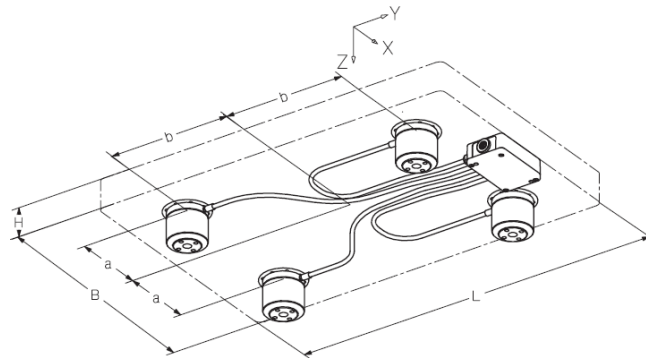
Quatre capteurs à quartz à 3 composantes avec câble intégré et boîte de sommation selon la classe de protection IP-67.

Le jeu est étalonné en usine avec une plaque supérieure standard.

Ready for connection kit for building of multi-component force plates. The force plate size can be chosen within wide limits.

Four quartz 3-component force sensors with integrated cable and summing box according to protection class IP-67.

The kit is calibrated with a standard top plate in the works.



- Für den Eigenbau Ihrer Kraftmessplattform
Pour la construction de votre plate-forme
For building of your force plate
- Einfache Montage
Montage simple
Easy mounting
- Betriebssicher
Fiable
Reliable
- Flexibel
Flexible
Flexible

Technische Daten

Données techniques

Technical Data

Max. zulässiger Messbereich	Gamme de mesure admissible, max.	Max. allowed measuring range	F_x, F_y	kN	-20 ... 20
			F_z	kN	-20 ... 40
Messbereiche bei diversen Deckplattengrößen	Gammes de mesure pour diverses grandeurs de plaques supérieures	Measuring ranges for various sizes of top plates	F_x, F_y, F_z	see table page 2	
Kalibrierter Messbereich montiert auf Aluminium- Deckplatte 600x400x48 mm	Gamme de mesure étalonnée montée sur plaque supérieure en Al 600x400x48 mm	Calibrated measuring range mounted on aluminium top plate 600x400x48 mm	F_x, F_y	kN	0 ... 10
			F_z	kN	0 ... 20
Kalibrierter Teilmessbereich	Gamme de mesure partielle, étalonnée	Calibrated measuring partial range	F_x, F_y	kN	0 ... 1
			F_z	kN	0 ... 2
Überlast	Surcharge	Overload		%	20
Ansprechschwelle	Seuil de réponse	Threshold		N	<0,01
Empfindlichkeit, nom.	Sensibilité, nom.	Sensitivity, nom.	F_x, F_y	pC / N	≈-7,8
			F_z	pC / N	≈-3,7
Empfindlichkeitsabweichung bei variabler Deckplattengröße	Déviations de la sensibilité pour grandeur variable de la plaque supérieure	Sensitivity deviation for variable size of top plate	F_x, F_y, F_z	%	±2
Linearität, alle Bereiche	Linéarité, toutes les gammes	Linearity, all ranges		% FSO	≤±1
Hysteresis, alle Bereiche	Hystérésis, toutes les gammes	Hysteresis, all ranges		% FSO	≤1
Übersprechen	Cross talk	Cross talk		%	±2
Eigenfrequenz mit montierter Deckplatte	Fréquence propre plaque supérieure montée	Natural frequency mounted top plate		see table page 2	

Kistler Instrumente AG Winterthur, CH-8408 Winterthur, Switzerland, Tel. (052) 224 11 11 Kistler Instrument Corp., Amherst, NY 14228-2171, USA, Phone (716) 691-5100

Technische Daten

Données techniques

Technical Data

Betriebstemperaturbereich	Gamme de température d'utilisation	Operating temperature range	°C	-20 ... 70
Isolationswiderstand (20 °C)	Résistance d'isolement (20 °C)	Insulation resistance (20 °C)	Ω	$>10^{13}$
Masseisolation	Isolement par rapport à la masse	Ground insulation	Ω	$>10^8$
Schutzart	Mode de protection	Degree of protection		IP-67
Gewicht	Poids	Weight	kg	~7,0
Max. Deckplattengröße für Typ 9366BB0,5 Breite x Länge oder Breite x Länge	Plaque supérieure max. pour type 9366BB0,5 largeur x longueur ou largeur x longueur	Max. dimensions of top plate for Type 9366BB0,5 width x length or width x length	mm mm	850 x 850 700 x 1000

Zulässige Messbereiche und Eigenfrequenzen von ausgewählten Deckplattengrößen

Gammes de mesure et fréquences propres permises de plaques supérieures choisies

Allowed measuring ranges and natural frequencies of selected top plates

Werkstoff der Deckplatte: Aluminium

Matériau plaque supérieure: Al

Top plate material: Al

Deckplattengröße Plaque supérieure Top plate dimensions L x B x H [mm]	Sensor-Abstand Espace capteur Sensor spacing 2b x 2a [mm]	Messbereich Gamme de mesure Measuring range F_x, F_y [kN]	F_z [kN]	Eigenfrequenz Plattform Fréquence propre plate-forme Natural frequency of force plate [Hz]	Gewicht Deckplatte Poids plaque supérieure Weight top plate [kg]
300 x 300 x 40	200 x 200	-20 ... 20	-20 ... 30	≈1500	10
600 x 400 x 50	400 x 200	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 700	34
900 x 600 x 80	700 x 420	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 300	115
850 x 850 x 80	650 x 650	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 350	162
1000 x 700 x 80	800 x 480	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 250	150

Werkstoff der Deckplatte: Stahl

Matériau plaque supérieure: acier

Top plate material: steel

Deckplattengröße Plaque supérieure Top plate dimensions L x B x H [mm]	Sensor-Abstand Espace capteur Sensor spacing 2b x 2a [mm]	Messbereich Gamme de mesure Measuring range F_x, F_y [kN]	F_z [kN]	Eigenfrequenz Plattform Fréquence propre plate-forme Natural frequency of force plate [Hz]	Gewicht Deckplatte Poids plaque supérieure Weight top plate [kg]
300 x 300 x 40	200 x 200	-20 ... 20	-20 ... 40	≈1000	28
600 x 400 x 50	400 x 200	-20 ... 20	-20 ... 35	≈ 550	94
900 x 600 x 55	700 x 420	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 250	232
850 x 850 x 55	650 x 650	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 250	312
1000 x 700 x 55	800 x 480	-15 ... 15	-15 ... 25	≈ 200	300

Beschreibung

Der Mehrkomponenten-Bausatz besteht aus vier Kraftmesselementen. Jedes Kraftmesselement enthält einen vorgespannten Kraftsensor.

Der Kraftsensor enthält Quarzringe, welche zwischen zwei Stahlplatten im Sensorgehäuse eingebaut sind.

Zwei Schubquarze messen die Kraftkomponenten F_x und F_y und ein Druckquarz die Kraftkomponente F_z einer in beliebiger Richtung auf den Sensor einwirkenden Kraft. Die den einzelnen Kraftkomponenten proportionalen elektrischen Ladungen werden über Elektroden auf die entsprechenden Steckeranschlüsse geführt.

Die Ausgänge der vier Kraftmesselemente sind in der Summierbox so zusammengeschaltet, dass sowohl die Messung der drei orthogonalen Kräfte F_x, F_y, F_z als auch 6-Komponenten-Kraft- und Momentmessungen $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ möglich sind.

Description

Le jeu de capteurs multicomposantes comprend quatre éléments de mesure de force. Chaque élément contient un capteur de force précontraint.

Le capteur de force contient des anneaux en quartz qui sont montés entre deux plaques en acier dans le boîtier du capteur.

Deux anneaux en quartz sensibles au cisaillement mesurent les composantes de force F_x et F_y , tandis qu'un anneau sensible à la pression mesure la composante F_z d'une force agissant dans une direction quelconque sur le capteur. Les charges électriques proportionnelles aux différentes composantes sont amenées par l'intermédiaire d'électrodes sur les contacts des connecteurs correspondants.

Les sorties des quatre éléments de mesure sont branchées dans la boîte de sommation de sorte que les 3 forces orthogonales F_x, F_y, F_z ainsi que les forces et moments à 6 composantes $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ peuvent être mesurés.

Description

The multicomponent kit consists of four force measuring elements. Each element contains a preloaded force sensor.

The force sensor contains quartz rings which are mounted between two steel plates in the housing of the sensor.

Two quartz rings are sensitive to shear and measure the force components F_x and F_y , while one quartz ring sensitive to pressure measures the component F_z of a force acting in any direction onto the sensor. The electrical charges generated proportionally to the different components are led via electrodes to the corresponding connector contacts.

The outputs of the four force measuring elements are connected in the summing box so that the orthogonal forces F_x, F_y, F_z as well as 6-component force and moment measurements $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ are possible.

Die vier Sensoren sind masseisoliert eingebaut. Damit werden Erdschleifenprobleme weitgehend ausgeschaltet.

Der Bausatz ist rostbeständig und gegen das Eindringen von Spritzwasser bzw. Kühlmittel geschützt. Zusammen mit dem Anschlusskabel Typ 1687B5/1689B5/1677A5/1679A5 genügt der Bausatz der Schutzart IP-67.

Les quatre capteurs sont montés avec isolement par rapport à la masse. Ainsi les problèmes de circuits de retour par la terre sont largement éliminés.

Le jeu de capteurs est résistant à la rouille et protégé contre la pénétration de projections d'eau et d'agents réfrigérants. Ensemble avec le câble type 1687B5/1689B5/1677A5/1679A5 le jeu de capteurs correspond à la mode de protection IP-67.

The four sensors are mounted ground-insulated. Therefore ground loop problems are largely eliminated.

The kit is rustproof and protected against penetration of splashwater and cooling agents. Together with the connecting cable Type 1687B5/1689B5/1677A5/1679A5 the kit corresponds to the degree of protection IP-67.

Anwendungsbeispiele

- Dynamisches und quasistatisches Messen der drei orthogonalen Komponenten einer Kraft.
- Schnittkraftmessungen beim Fräsen und Schleifen an grösseren Maschinen und in Bearbeitungszentren.
- Messungen an Stanzen und Pressen.
- Messungen an Modellen im Windkanal.
- Messungen von Abstützkräften an Maschinenfundamenten.
- Messungen an Raketenantrieben.
- Messungen von Radkräften.
- Messungen von Aufprallkräften.

Exemples d'application

- Mesures dynamiques et quasistatiques des trois composantes orthogonales d'une force.
- Mesures des forces de coupe lors du fraise et rectifiage sur grandes machines et dans centres d'usinage.
- Mesures sur étampes et presses.
- Mesures sur modèles dans canaux aérodynamiques.
- Mesures des forces de support sur fondements de machines.
- Mesures sur propulsions à réaction.
- Mesures des forces sur roues.
- Mesures des forces d'impact.

Application Examples

- Dynamic and quasistatic measurement of the three orthogonal components of a force.
- Cutting force measurements while milling and grinding on larger machines and in machining centers.
- Measurements on stamping machines.
- Measurements on wind tunnel models.
- Measurements of supporting forces at machinery foundations.
- Measurements on rocket propulsion units.
- Measurements of wheel forces.
- Measurements of impact forces.

Montage

Der Mehrkomponenten-Bausatz wird zuerst auf die Deckplatte montiert. Hinweise zur Herstellung der Deckplatte sind in der Betriebsanleitung gegeben.

Die fertigmontierte Kraftmessplattform wird anschließend auf eine ebene, saubere Montagefläche montiert.

Es ist zu beachten, dass durch unebene Auflageflächen innere Verspannungen auftreten können, welche die einzelnen Messelemente zusätzlich stark belasten sowie das Übersprechen vergrössern können.

Montage

Le jeu de capteurs multicomposantes est d'abord installé sur la plaque supérieure. Les instructions pour fabriquer la plaque supérieure sont données dans la notice d'emploi.

La plate-forme de mesure est alors montée sur une surface plane et propre.

Toutes les inégalités ou irrégularités de la surface de montage peuvent avoir pour conséquence des tensions internes engendrant des sollicitations supplémentaires sur les divers éléments de mesure ainsi qu'un accroissement du cross talk.

Mounting

The multicomponent kit is first mounted onto the top plate. Instructions for manufacturing the top plate are given in the operating instructions.

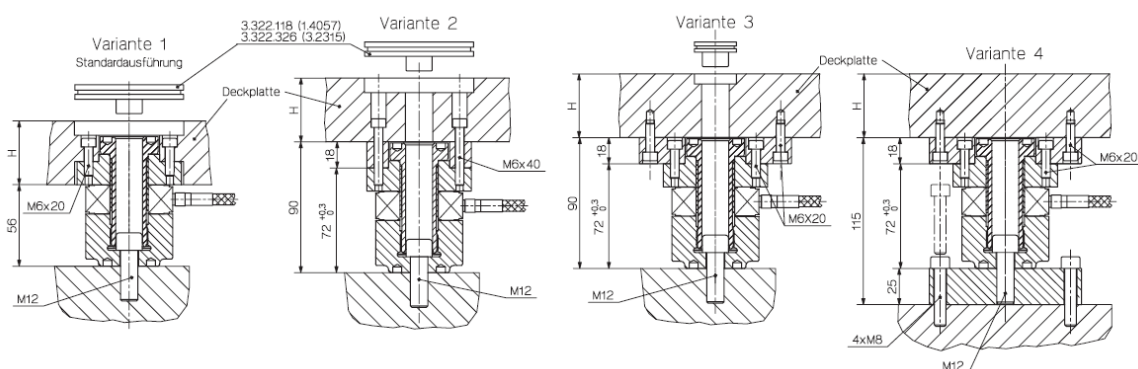
The mounted force plate is then installed onto a level, clean mounting surface.

Uneven supporting surface may set up internal stresses, which will impose severe additional loads on the individual measuring elements and may also increase cross talk.

Es sind verschiedene Aufbau-Varianten möglich:

Différentes variantes de montage sont possibles:

Different mounting variants are possible:



Annexe K : Projection d'un profil NACA sur un cercle

En reprenant l'équation caractéristique d'un profil NACA 4 chiffres, tel qu'il est défini en Abbott & Von Doenhoff (1959), pour un profil symétrique on obtient:

$$m = 0 ; p = 0 ; y_c = 0$$

$$Y_{Abbott} = \pm \frac{t}{20} \left(0.29690 \sqrt{X_{Abbott}} - 0.12600 X_{Abbott} \right) \quad (C.1)$$

$$\pm \frac{t}{20} \left(-0.35160 X_{Abbott}^2 + 0.28430 X_{Abbott}^3 - 0.10150 X_{Abbott}^4 \right)$$

ou X_{Abbott} est une valeur sans dimension allant de 0 à 1¹.

Le profil est adimensionnalisé par la corde C , dans un repère (X, O, Y) , ayant le centre au point $(C/2, 0)$; on fait les transformations suivantes:

$$X = \frac{C}{2} - \frac{X_{Abbott}}{100} \cdot C \quad (C.2)$$

$$Y = \pm \frac{Y_{Abbott}}{100} \cdot C$$

On définit un système de coordonnées (x, o, y) , situé au centre d'un cercle de rayon R et qui est tangent au point de mi-corde. On considère un point A sur la corde, qui dans le repère (x, o, y) est défini par:

$$x = R + \frac{Y_{Abbott}}{100} \cdot C \quad (C.3)$$

$$y = \frac{C}{2} - \frac{X_{Abbott}}{100} \cdot C$$

¹Pour joindre le bord de fuite et le bord d'attaque, on impose $Y_{Abbott} = 0$ pour $X_{Abbott} = 100$

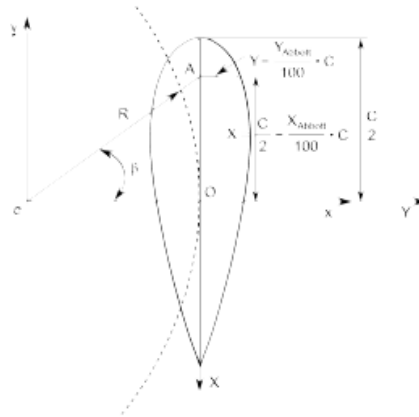


Figure C.1: Schéma pour la projection d'un profil NACA 00XX sur un cercle

On considère β , l'angle entre l'axe (o, x) et (o, A) .

$$\beta = \frac{y}{R} = \frac{X}{R} \approx \frac{\frac{C}{2} - \frac{X_{Abbott}}{100} \cdot C}{R} \quad (C.4)$$

Les nouvelles coordonnées du profil sont:

$$x = \left(R \pm \frac{Y_{Abbott}}{100} \cdot C \right) \cdot \cos\left(\frac{\frac{C}{2} - \frac{X_{Abbott}}{100} \cdot C}{R} \right) \quad (C.5)$$

$$y = \left(R \pm \frac{Y_{Abbott}}{100} \cdot C \right) \cdot \sin\left(\frac{\frac{C}{2} - \frac{X_{Abbott}}{100} \cdot C}{R} \right)$$

Bibliographie

- Achard, Jean-Luc et Ervin, Amet. 2011.** HYDROLIENNE A FLUX TRANSVERSE A FAIBLE TRAINEE. B10341 2011. *Invention.*
- Achard, Jean-Luc et Imbault, Didier. 2005.** Dispositif de maintien d'une turbomachine hydraulique. FR05/50420 France, 14 février 2005. *Brevet d'invention.*
- Achard, Jean-Luc et Maître, Thierry. 2004.** Turbomachine hydraulique. FR04/50209 France, 04 février 2004. *Brevet d'invention.*
- Achard, Jean-Luc. 2011.** HYDROLIENNE À FLUX TRANSVERSE À ÉTAGES AUTONOMES. B10563 2011.
- Achard, Jean-Luc, Imbault, Didier et Tourabi, Ali. 2007.** Turbomachine à machines hydrauliques à flux transverse à force globale de portance réduite. FR07/58511 France, 28 octobre 2007. *Brevet d'invention.*
- Achard, Tourabi, Imbault. 2009.** TURBOMACHINE À TURBINES HYDRAULIQUES À FLUX TRANSVERSE À FORCE GLOBALE DE PORTANCE RÉDUITE. 2009.
- AFNOR. 1985.** Norme NF E90-600. 1985.
- Amet, Ervin. 2009.** Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus. Grenoble : s.n., 2009. *Mémoire de thèse.*
- Andreica, Maria. 2009.** Optimisation énergétique de chaînes de conversion hydroliennes. Grenoble : s.n., 2009.
- Antheaume, Sylvain. 2010.** Implicit Time Spectral Method for periodic incompressible. Grenoble : s.n., 2010.
- Antheaume, Sylvain. 2007.** Simulations numériques macroscopiques de turbines hydrauliques à axe de rotation vertical. Grenoble : s.n., 2007. *Rapport de DRT.*
- Aublin. 1998.** Système mécanique. Théorie et dimensionnement. Paris : Dunod, 1998.
- Auchet, Sylvain. 2004.** Développement d'une technique originale de mesure des efforts de coupe en usinage à grande vitesse basée sur la technologie des paliers magnétiques actifs: applications au fraisage des matériaux aéronautiques. Metz : s.n., 2004.
- Aumelas. 2011.** Modélisation numérique de la cavitation dans les hydroliennes carrénées. Grenoble : s.n., 2011.
- Bedard. 2005.** Survey and Characterization of Tidal In Stream Energy Conversion (TISEC) Devices. Palo Alto, USA : s.n., 2005.
- Blackwell, & col. 1977.** Wind tunnel performance data for two-and three-bucket Savonius rotors. 1977. *Rapport Technique SAND76-0131.*
- Blackwell, Bennie, Reis et Georges. 1974.** Blade shape for a troposkien type of vertical-axis wind turbine. Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1974.
- Bossard J., Franc J.-P., Maître T., Vignal L., Baele P. 2010.** Mesures PIV du champ de vitesse dans une hydrolienne tripale de type Darrieus - Comparaison avec les simulations numériques. Vandoeuvre-lès-Nancy : Proceedings du 12e CFTL, 2010.
- Chantrel, Paul. 2005.** Balance de paroi. 2005. *memorandum.*
- Coiro. 2005.** Dynamic behaviour of the patented Kobold tidal current turbine: numerical and experimental aspects. s.l. : Czech Technical University Publishing House, 2005.
- Darrieus, Georges Jean-Marie. 1931.** Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current. 1835018 USA, 08 décembre 1931. *Brevet.*
- Darrieus, Georges Jean-Marie. 1931.** Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current. 1931. *Brevet.*

Denveport. 1990. Effects of a fillet on the flow past a wing-body junction. *s.l. : Journal AIAA. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1990.*

Fergal O Rourke, Fergal Boyle, Anthony Reynolds. 2009. Tidal energy update 2009. *s.l. : Elsevier, 2009.*

Franc, Jean Pierre, et al. 1995. La cavitation - Mécanismes physiques et industriels. *s.l. : Presses Universitaires de Grenoble,, 1995. Livre.*

G.E.I.E.C. 2007. Rapport de synthèse. 2007.

Gorban, N., Alexander, Gorlov, M., Alexander et Sila. 2001. Limits of the turbine efficiency for free fluid flow. *s.l. : Journal of Energy Resources Technology., 2001.*

Gorlov. 1998. Development of the helical reaction hydraulic turbine. *Boston, USA : s.n., 1998.*

Gorlov, Alexander M. 1998. Development of the helical reaction hydraulic turbine. *Boston, USA : Northeastern University, 1998. DOE/EE/15669--T1.*

Gorlov, Alexander M. 1997. Helical turbine assembly operable under multidirectional fluid flow for power and propulsion systems. 5642984 *USA, 01 juillet 1997. Brevet.*

Gorlov, Alexander M. 1995. Unidirectional helical reaction turbine operable under reversible fluid flow for power systems. 5451137 *USA, 19 septembre 1995. Brevet.*

Grellet, Guy et Clerc, Guy. 1997. Actionneurs électriques, principes, modèles, Commande. *s.l. : Eyrolles, 1997.*

Grenier, Labrique, Buyse et Matagne. 2001. Electromécanique: convertisseurs d'énergie et actionneurs. *Paris : Dunod, 2001.*

Guittet, Linda. 2005. Outils de prédimensionnement des hydroliennes Darrieus: Aspects expérimental et numérique. 2005. *Mémoire de DRT.*

Idel'cik, I.E. 1986. Memento des pertes de charges. *s.l. : Éditions Eyrolles, 1986.*

ISO. 1995. NP TR 14638/Spécification géométrique des produits (GPS) -- Schéma directeur. 1995.

J.A.C. Orme, BEng Hons. I. Masters, BSc, PhD, CMath MIMA. 2005. Analysis and comparison of support. 2005.

Jaquier, Thomas. 2008. Développement des hydroliennes à flux. *Grenoble : s.n., 2008.*

Jonson, Ida. 2006. Etude expérimentale sur des maquettes d'hydroliennes. 2006.

Jourden, Guy et Marchand, Philippe. 2009. Des énergies marines en Bretagne: à nous de jouer! Rennes : Région Bretagne, 2009.

Kirke et Brian. 2005. Developments in ducted water current turbines. *Adelaide, Australia : University of South Australia, 2005.*

Kirke; Brian; Lazauskas. 2008. Variable pitch Darrieus water turbines. *s.l. : The Japan Society of Mechanical Engineers, 2008.*

Korkut. 2003. A dynamometer design and its construction for milling operation. 2003.

Laroze, Serge. 2005. Dynamique des structures. *s.l. : Cépaduès, 2005.*

Liébard, Alain. 2008. La production d'électricité d'origine renouvelable dans le monde. *s.l. : Observ'ER / EDF, 2008.*

Lucid_Energy_Technologies. 2010. Water technologie. [En ligne] 2010.

MASSOL, Jérôme. 1994. Etude des assemblages boulonnés. *s.l. : INSA Toulouse, 1994.*

Ministère de l'écologie. 2010. Chiffres clés du climat France-Monde. *Paris : s.n., 2010.*

Paraschivoiu. 2002. Wind turbine design, with emphasis on Darrieus concept. *s.l. : Polytechnic International Press, 2002.*

Paraschivoiu, Ion. 2002. Wind Turbine Design : with emphasis on Darrieus concept. 2002.

Peers, Yvon. 1997. Variation de vitesse. *s.l. : Hermes, 1997.*

Ponta, Dut, Fernando et et Shankar, Gautam. 2000. An improved vertical-axis water-current turbine incorporating a channeling device. *Elsevier : Renewable Energy., 2000.*

Ponta, Jacovkis, Fernando L. et et Pablo. 2008. Marine-current power generation by diffuser-augmented floating hydro-turbines. *Elsevier : Renewable Energy, 2008.*

Reis, George, Blackwell et Bennie. 1974. Practical approximations to a troposkien by straight-line and circular-arc segments. *Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1974.*

Schönborn, Chantzidakis, Alessandro et et Matthew. 2007. Development of a hydraulic control mechanism for cyclic pitch marine current turbines. *Elsevier : Renewable Energy*, 2007.

Shiono, Mitsuhiro, Suzuki, Katsuyuki et Kiho, Seiji. 2000. An Experimental Study of the Characteristics of a Darrieus Turbine for Tidal. 2000. *Publication scientifique*.

Shiono, Mitsuhiro, Suzuki, Katsuyuki, Kiho et Seiji. 2002. Output characteristics of Darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations. *Kitakyushu, Japan : s.n., 2002. The 12th International Offshore and Polar Engineering Conference*.

SKF. 2010. Solution et joint d'étanchéité. www.skf.fr. [En ligne] 2010.

Spinnler, Georges. 2002. Conception de machines. Principes et applications. *s.l. : Pressex polytechniques et universitaires romandes, 2002*.

Taylor, John. 2000. Incertitudes et analyse des erreurs dans les mesures physiques. *s.l. : Dunod, 2000*.

UIUC. 2007. Airfoil performance data, Volume 2. 2007. <http://www.ae.uiuc.edu>.

Virely, Jean-Marie. 2004. L'analyse fonctionnelle. *Cachan : s.n., 2004*.

Wikipédia. 2009. http://fr.wikipedia.org/wiki/Protocole_de_Kyoto. [En ligne] 2009.

Wessner, Bair, Craig et et Clayton. 2009. Vertical axis hydrokinetic turbines: practical and operating experience at Pointe du Bois, Manitoba. *Calgary, Canada : New Energy Corporation Inc., 2009*.

Wikipédia. 2009. Protocole de Kyoto. [En ligne] 2009. http://fr.wikipedia.org/wiki/Protocole_de_Kyoto.

Zanette, Jerônimo. 2010. Hydrolennes à flux transverse : mise en oeuvre de l'interaction fluide-structure. *Grenoble : s.n., 2010*.